kleineren Schwungmaſſe ſich begnügen, ſobald man den Riemen ſtärker macht. Eine ſolche Anordnung iſt aber nicht zu empfehlen, da die aus einem übermäßig großen Riemenzuge hervorgehenden Uebelſtände in jedem Falle erheblicher ſind, als die durch ein leichteres Schwungrad erkauften Vortheile.

Selbſtredend wird in dem jetzt betrachteten Falle auch die von dem Riemen an das Schwungrad wieder zu überführende Arbeit geringer ausfallen, was man ſich in folgender Art erklären kann. Von der durch den Punkt P gegebenen Stellung an, welche der kleinſten Geſchwindigkeit der Maſchine entſpricht, wird der Riemen mit dem Ueberſchuſſe ſeines Zuges über den Widerſtand ſo lange eine Beſchleunigung hervorrufen, als die Geſchwindigkeit noch kleiner iſt als ω_1; mit Erreichung dieſes Werthes hört jede weitere Beſchleunigung auf, und der Riemen übt nunmehr nur einen Zug gleich der Größe des in jedem Augenblicke gerade zu überwindenden Widerſtandes aus. Die größte Geſchwindigkeit $\omega_1 = M_0 m$ iſt in einer Stellung M_0 erreicht, welche dadurch beſtimmt wird, daß

$$NFP = PJ_1 G + DH_1 MQD$$

iſt. Zwiſchen den Punkten M_0 und N_0 iſt die Größe des Riemenzuges durch die zugehörigen Ordinaten der Fläche $M_0 QENN_0$ feſtgeſetzt. Wegen der Elaſticität des Riemens, auf welche hier nicht beſonders Rückſicht genommen wurde, findet natürlich in Wirklichkeit nicht ein plötzlicher, ſondern allmäliger Uebergang des Riemenzuges von $M_0 M$ auf $M_0 Q$ ſtatt. Es ergiebt ſich aus dieſer Betrachtung, daß die größte Geſchwindigkeit ω_1 der Maſchine während einer langen Dauer, nämlich auf dem Wege $M_0 N_0$ auftritt, und man erſieht, daß dieſe größte Geſchwindigkeit fortdauernd vorhanden ſein würde, wenn der Riemen ſolche Verhältniſſe erhalten hätte, vermöge deren er einen Zug gleich dem größten auftretenden Widerſtande auszuüben vermöchte.

Wenn die Bewegung des Steinbrechers direct durch eine damit verbundene Dampfmaſchine erfolgt, ſo hat man bei der Verzeichnung des betreffenden Diagramms für die Beſchleunigung des Schwungrades die in Th. III, 1 angegebenen Bemerkungen zu beachten.

Von beſonderer Wichtigkeit für die Wirkungsweiſe der Steinbrecher iſt die §. 21.
Form und Lage der Backen. Da dieſelben einer ſtarken Abnutzung unterworfen ſind, ſo trifft man die Anordnung immer ſo, daß beſondere, leicht auszuwechſelnde Platten von Hartguß eingelegt werden, deren Dauer trotz ihrer Härte bei Zerkleinerung harter Materialien meiſt nur eine kurze iſt. Dieſe Platten ſind niemals eben geſtaltet, ſondern entweder mit wellenförmig gerippten Oberflächen nach Fig. 49 (a. f. S.), oder mit hervorſtehen-

den Erhöhungen nach Fig. 50 verſehen, welche durch eingeſetzte Stahlzähne gebildet werden können. Dieſe vorſtehenden Rippen oder Zähne, welche mit Rückſicht auf die Durchführung des Materials nicht quer, ſondern meiſtens abwärts gerichtet ſind, bewirken eine Zerkleinerung, welche mehr in einem Zerbrechen als in einem Zermalmen des Materials beſteht. Da nämlich die Hervorragungen des einen Brechbackens gegen diejenigen des anderen derartig verſetzt ſind, daß immer einer Vertiefung des einen Backens eine Erhöhung des anderen gegenüberſteht, ſo wird ein zwiſchen dieſe Zähne gelangender Körper *K*, Fig. 50, durch den Angriff in einzelnen Punkten in ähnlicher Art beanſprucht, wie ein auf den Stützen *a* und *b* aufliegender und in *c* belaſteter Balken. In Folge hiervon wird das erlangte Product

Fig. 49.

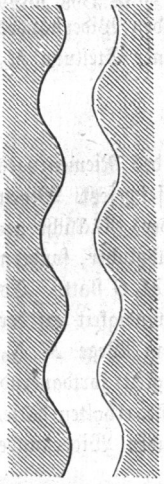


Fig. 50.

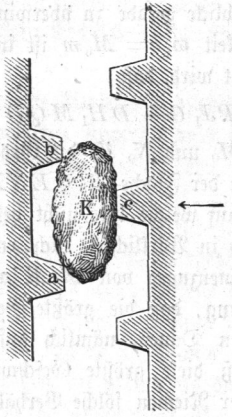
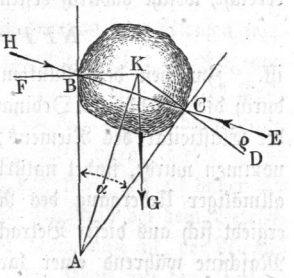


Fig. 51.



weniger aus feinem Mehle als vielmehr aus größeren Bruchſtücken beſtehen, und in vielen Fällen iſt gerade die Erzeugung eines ſolchen Productes unter möglichſter Vermeidung der Mehlbildung von Wichtigkeit. Aber auch, wenn eine vollſtändige und möglichſt weit gehende Zerkleinerung in der Abſicht liegt, wird doch in der Regel der Steinbrecher nur zum Vorbrechen benutzt, und man betraut andere Maſchinen mit dem vollſtändigen Kleinmahlen der von dem Steinbrecher erhaltenen Stücke, indem der letztere ſeiner ganzen Anordnung und Wirkungsweiſe nach zu einer weitgehenden Verfeinerung des Materials wenig geeignet iſt. In ſolchem Falle verwendet man Brechbacken mit den wellenförmig geriffelten Flächen nach Fig. 49, deren Wirkſamkeit augenſcheinlich eine mehr zerdrückende als zerbrechende iſt, und zwar erzeugen derartig geformte Backen um ſo mehr Mehl, je flacher

die Wellen des Querſchnittes ſind, je mehr ſich alſo die Form der Maulflächen der ebenen anſchließt.

Auch die Stellung der beiden Backen gegen einander iſt für die Wirkungsweiſe der Steinbrecher von beſonderer Bedeutung. Vermöge der ſchwingenden Bewegung der einen Backe iſt der Neigungswinkel der Maulflächen von veränderlicher Größe und erreicht ſeinen höchſten Werth im vollſtändig geſchloſſenen Zuſtande des Maules. Wenn BAC, Fig. 51, dieſen Winkel vorſtellt, und K ein zwiſchen die Backen geführter Körper iſt, ſo wird derſelbe zweien in den Berührungspunkten B und C von den Backen gegen ihn geäußerten Kräften unterworfen ſein, welche gegen die Normalrichtungen bis um den Betrag des Reibungswinkels abweichen können, der einem Gleiten des Materialſtückes auf den Backen zugehört. Damit nun bei dem Schließen des Maules der Körper nicht nach oben herausgeworfen werde, was bei dem ſchnellen Gange der Maſchine für die Bedienungsmannſchaft gefährlich werden könnte, ſo müſſen jene beiden gedachten Backenpreſſungen eine Mittelkraft haben, deren verticale Componente kleiner iſt als das Eigengewicht des betrachteten Stückes, oder, wenn man dieſes Gewicht als klein vernachläſſigt, deren Mittelkraft gleich Null iſt. Dies iſt der Fall, wenn die Backenpreſſungen in die Verbindungslinie BC der Berührungspunkte hineingerichtet ſind, und man erkennt hieraus die Bedingung, unter welcher das Zurückſchleudern des Stoffes vermieden wird. Da der Winkel DCE oder FBH nicht größer als der Reibungswinkel ϱ werden kann, und jeder dieſer beiden Winkel gleich dem halben Oeffnungswinkel $KAB = KAC$ des Maules iſt, ſo folgt daraus, daß der *größte Neigungswinkel der Zangenbacken den doppelten Betrag des Reibungswinkels nicht überſteigen darf*, d. h. man hat die Bedingung $\alpha < 2\varrho$, wenn ϱ den Reibungswinkel für das betreffende Material bedeutet, der durch $tang\ \varrho = f$ gegeben iſt. Gewöhnlich iſt der Winkel α zwiſchen 20^0 und 25^0 gelegen, ſo daß hierfür ein Reibungscoefficient $f = tang\ 10^0_{.} = 0{,}18$ bezw. $f = tang\ 12^0 30' = 0{,}22$ wenigſtens erforderlich iſt, wenn kein Zurückwerfen des Materials erfolgen ſoll.

Von weſentlichem Einfluſſe auf die Art der Zerkleinerung iſt die *Richtung der Bewegung*, welche dem das Zerdrücken bewirkenden Punkte des beweglichen Backens ertheilt wird. Offenbar bewegt ſich jeder Punkt der Backe in einem Kreisbogen, deſſen Mittelpunkt in dem Aufhängepunkte des Backenhebels gelegen iſt. Wenn dieſer Aufhängepunkt, wie in Fig. 52 (a. f. S.), in der Richtung der Backenfläche liegt, ſo bewegen ſich daher ſämmtliche Punkte der letzteren in zu dieſer ſenkrechten Richtungen und die Zerkleinerung wird weſentlich durch ein *Zerdrücken* oder *Zerbrechen* erfolgen. Wenn dagegen die Richtung der Backenfläche nicht durch die Schwingungsaxe hindurchgeht, wie in Fig. 53 u. 54 (a. f. S.), ſo iſt die

Richtung der Bewegung irgend eines Punktes B der Backe gegen die letztere ſchräg gerichtet, und zwar in Fig. 53 nach oben und in Fig. 54 nach unten. In Folge hiervon iſt die Wirkung eine zuſammengeſetzte, indem durch die zu CB ſenkrechte Bewegung ein Zerdrücken angeſtrebt wird, während die in die Ebene von CB gerichtete Componente eine wälzende Bewegung des angegriffenen Stückes veranlaßt, in Folge wovon ein Zerkleinern durch Abreiben von Materialtheilchen ſtattfinden wird. Es iſt klar, daß die eine oder die andere Art der Wirkung vorwiegen wird, je nachdem die eine oder die andere Componente die größere iſt. Von dem Verhältniß der beiden gedachten Componenten der Bewegung gewinnt man immer am einfachſten eine Vorſtellung, wenn man die Drehung des Brechhebels um ſeine Schwingungsaxe A erſetzt denkt durch eine ebenſo große Drehung um eine andere Axe, die in der Projection C der Schwingungsaxe auf die Backenfläche CB angenommen wird. Dies iſt bekanntlich immer angängig

Fig. 52.

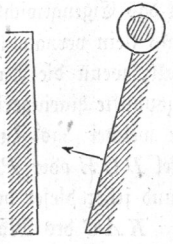


Fig. 53.

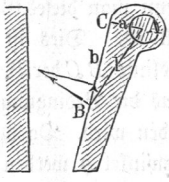
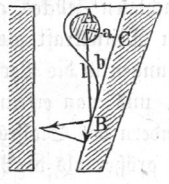


Fig. 54.



(ſ. Th. III, 1), ſobald man nur der Drehung um den Winkel α noch eine geradlinige Verſchiebung von der Größe $a\alpha$ hinzufügt, welche ſenkrecht zu der Verbindungslinie $AC = a$ der beiden Drehaxen gerichtet iſt. Bezeichnet l die Entfernung irgend eines Punktes B der Backe von der Schwingungsaxe A und iſt b die Entfernung deſſelben Punktes von der gedachten Projection C der Schwingungsaxe, während die letztere den Abſtand $a = AC$ von der Backenebene hat, ſo beſtimmt ſich für eine Drehung um den kleinen Winkel α die Bewegung des Punktes B zu $l\alpha$, und zwar wirkt eine Bewegung $b\alpha$ auf Zerdrücken des Materials, während die reibend wirkende Bewegung die Größe $a\alpha$ hat. Die letztere auf Abreiben wirkende Bewegung nimmt daher direct mit dem Abſtande $a = AC$ der Schwingungsaxe von der Backenfläche zu, ſo daß man dieſen Abſtand entſprechend groß annimmt, wenn man eine Wirkung durch Abreiben in erhöhtem Maße erzielen will, wie dies aus der Betrachtung einiger Beiſpiele im Folgenden noch deutlicher werden wird.

Wie ſchon bemerkt worden, iſt die ſchiebende Bewegung in Fig. 53 nach oben und in Fig. 54 nach unten gerichtet. Es wird daher in dem erſteren

Falle das Beſtreben vorhanden ſein, die Materialien nach oben hin, alſo der Einführung entgegen zu wälzen, während in dem Falle der Fig. 54 die wälzende Bewegung nach unten gerichtet iſt, ſo daß der Durchgang des Materials dadurch befördert wird. In dieſer Beziehung muß die Bewegungsart nach Fig. 54 derjenigen nach Fig. 53 vorgezogen werden, doch hat die Anordnung nach Fig. 53 den Vorzug, die Einführung des Materials von oben zu erleichtern, da das Maul hierbei nicht wie in Fig. 54 durch die Schwingungsaxe verengt wird. Man kann aber die beiden Vortheile einer bequemen Zuführung und ſchnellen Hindurchfuhr des Materials durch die in Fig. 55 verſinnlichte Bauart mit Anbringung der Schwingungsaxe unterhalb in zweckmäßiger Weiſe erreichen.

Fig. 55.

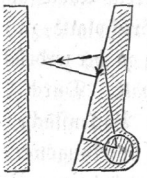
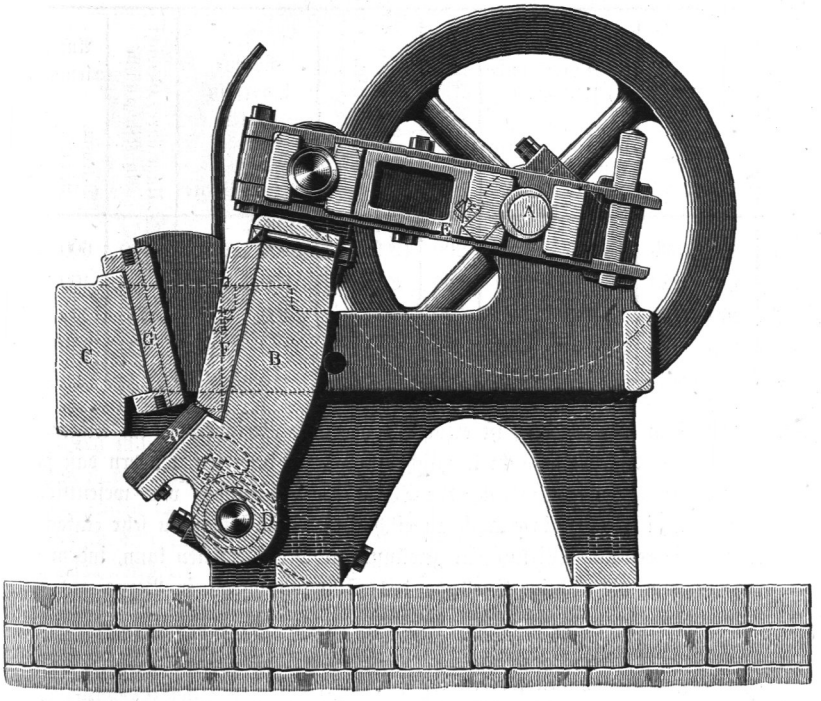


Fig. 56.



In dieſer Art iſt der Steinbrecher von Mehler gebaut, welcher durch Fig. 56 verdeutlicht wird. Wie ſchon oben bemerkt wurde, iſt hierbei das Kniegelenk ganz weggelaſſen, und der um den unten angebrachten Zapfen *D*

ſchwingende Brechbacken erhält ſeine Bewegung direct von der durch eine Kröpfung der Schwungradwelle bewegten Schubſtange *E*. Die unter der Hartgußplatte *F* angebrachte Gleitfläche *N* dient zur beſſeren Abführung des gebrochenen Materials. Die Bewegung geſchieht durch einen Riemen in gewöhnlicher Weiſe. Aus der Figur ſind die beiden Abmeſſungen $a = 160\,\text{mm}$ und $b = 480\,\text{mm}$ für die Mitte der Brechplatte zu entnehmen; man erſieht daraus, daß die abreibende Bewegung zu der zerdrückenden ſich bei der abgebildeten Maſchine etwa wie 1 : 3 verhält. Durch Veränderung des Abſtandes *a* des Schwingzapfens von der Backenfläche hat man es dem Vorhergegangenen zufolge in der Hand, die Wirkungsweiſe je nach der Beſchaffenheit des zu brechenden Materials zu verändern. Ueber die Verhältniſſe dieſer Art von Steinbrechern macht die ausführende Fabrik von C. Mehler in Aachen die in der folgenden Tabelle enthaltenen Angaben:

Nummer	Brechmaul		Ungefähre Leiſtung pr. Stunde in Kilogr. bei		Umlaufszahl pr. Minute	Betriebskraft in Pferdeſtärken	Raumbedarf in Meter		Ungefähres Gewicht in Kilogramm	Antriebsriemſcheiben	
	Länge	Breite	50 mm Spaltweite	25 mm Spaltweite			Länge	Breite		Durchm. in mm	Breite in mm
1	600	330	12 000	6000	200	12 bis 14	2200	1400	8000	600	150
2	440	220	8 000	4000	200	8 „ 10	1800	1200	4000	400	120
3	320	160	5 000	2500	200	4 „ 6	1400	1000	2200	300	100
4[1])	160	80	1 200	600	200	1 „ 2	1100	800	600	250	80

§. 22. Aus dem Vorſtehenden iſt erſichtlich, daß die Steinbrecher im Allgemeinen eine Zerkleinerung nicht lediglich durch Druck bewirken, ſondern daß faſt immer die reibende Wirkung der Theile gegen einander von weſentlicher Bedeutung iſt. Es wurde auch angeführt, daß man durch ein ſehr einfaches Mittel die reibende Wirkung in gewünſchtem Maße erzielen kann, indem es ſich nur um die richtige Stellung des Schwingzapfens in Bezug auf die Backenfläche handelt. Obwohl die Beſprechung der Maſchinen, welche die Zerkleinerung durch Abreiben bewirken, eingehender erſt ſpäter bei der Mehlbereitung vorgenommen werden wird, ſo mögen doch hier des einfachen Anſchluſſes wegen diejenigen Maſchinen eine Stelle finden, welche hinſichtlich ihrer Bauart im Weſentlichen mit den vorgedachten Steinbrechern übereinſtimmen.

[1]) Nr. 4 wird auch mit zwei Kurbeln zum Handbetrieb eingerichtet.

ſtimmen, bei denen aber auf die Erzielung der gedachten abreibenden Wirkung ein beſonderes Gewicht gelegt iſt.

Hier iſt an erſter Stelle der von der Maſchinenfabrik Humboldt[1]) in Kalk ausgeführte Steinbrecher zu beſprechen, welcher durch Fig. 57 der Hauptſache nach dargeſtellt iſt. Hieraus geht zunächſt hervor, daß die Maſchine inſofern als doppeltwirkend bezeichnet werden kann, als zwei bewegliche, mit einander feſt verbundene Backen B_1 und B_2 den um die Axe D ſchwingenden Brechhebel bilden, welcher in ähnlicher Art wie in Fig. 56 durch die Lenkerſtange E der Kurbelwelle A direct bewegt wird. Der feſte Backen C iſt ſymmetriſch zu beiden Seiten gebildet, ſo daß jederſeits ein Brechmaul entſteht, von welchen immer abwechſelnd das eine ſich öffnet, wenn das andere ſich ſchließt. Eigenthümlich iſt hierbei die Form der Brechbacken im unteren Theile, und es ergiebt ſich nach dem Vorhergegangenen aus dieſer

Fig. 57.

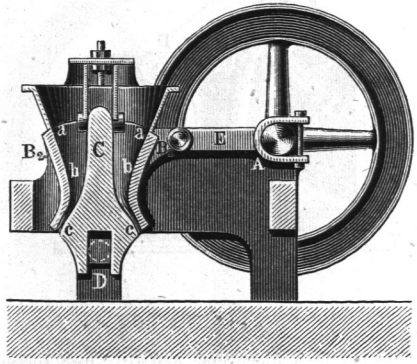
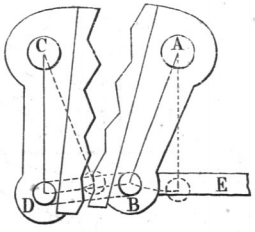


Fig. 58.

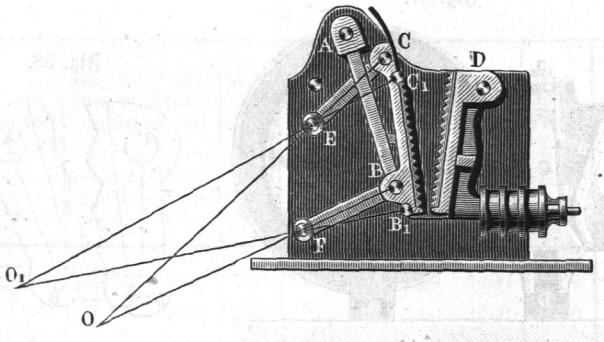


Form die Wirkungsweiſe der Maſchine. Zunächſt iſt erſichtlich, daß die oberen geradlinig begrenzten Backenflächen ab eine rein drückende Wirkung äußern müſſen, weil dieſelben hinreichend verlängert, die Schwingungsaxe D ſchneiden. In dem unteren gekrümmten Theile dagegen entfernen ſich die Tangenten an die Backenfläche mehr und mehr von der Schwingungsaxe und in dem Punkte c iſt die Richtung ſenkrecht zu der Verbindungslinie Dc. Daher wird die abreibende Wirkung nach unten hin ſtetig zunehmen und in c die Druckwirkung ganz aufhören. Die Figur zeigt auch, daß die Verſchiebung der beweglichen Backe bei dem Schließen nach oben gerichtet iſt, wodurch der Durchgang des Materials verlangſamt und eine längere Einwirkung auf daſſelbe erzielt wird. Daß bei dieſer Anordnung, ſowie überall, wo eine beſonders große reibende Wirkung erzeugt wird, die Abnutzung der Backen groß ausfällt, iſt natürlich.

[1]) D. R.-P. Nr. 1906.

Während bei der vorſtehenden Maſchine die mehr erwähnte mahlende Wirkung in der einfachſten Weiſe durch die Form der Backen erreicht wird, giebt es noch eine größere Anzahl anderer Anordnungen, welche die beabſichtigte Verſchiebung der Backen auf einander durch eigenthümliche Bewegungsvorrichtungen zu erzielen ſuchen. So hängt z. B. Alden[1]) die beiden Backen nach Fig. 58 (a. v. S.) an die oberen Schwingzapfen und bewegt die unteren Enden, welche durch einen Lenker DB mit einander verbunden ſind, gemeinſchaftlich durch die Schubſtange E der Kurbel. Man hat es hier alſo mit einem Kurbelviereck $ABDC$ zu thun, deſſen beide Glieder AB und CD ſich in der mittleren Lage am weiteſten von einander entfernt haben und ſich bei dem Ausſchlage nach der einen wie der anderen Richtung einander nähern, ſo daß bei jeder Kurbeldrehung eine zweimalige Wirkung

Fig. 59.



erreicht wird. Die Riffeln der Backen ſind hier quer geſtellt, und nehmen nach unten hin an Feinheit zu.

Die Einrichtung und Wirkungsweiſe der in Fig. 59 angedeuteten Maſchine von Wolf[2]) iſt leicht verſtändlich. Hier wird dem beweglichen Backen CB durch die beiden, um E und F drehbaren Lenker EC und FB eine ganz beſtimmte Bewegung vorgeſchrieben, ſobald die Kurbelſtange AB den Lenker FB in Schwingung verſetzt. Die Bewegung irgend eines Punktes des Backens in einem beliebigen Augenblicke iſt hier als eine ſehr kleine Drehung um das Momentancentrum O aufzufaſſen, welches ſich in dem Durchſchnittspunkte der zugehörigen beiden Lenkerſtellungen findet. Die feſte Backe D lehnt ſich bei dieſer Maſchine gegen einen nachgiebigen Buffer, um bei übermäßig großem Widerſtande durch ein Ausweichen des Backens einen Bruch zu verhüten.

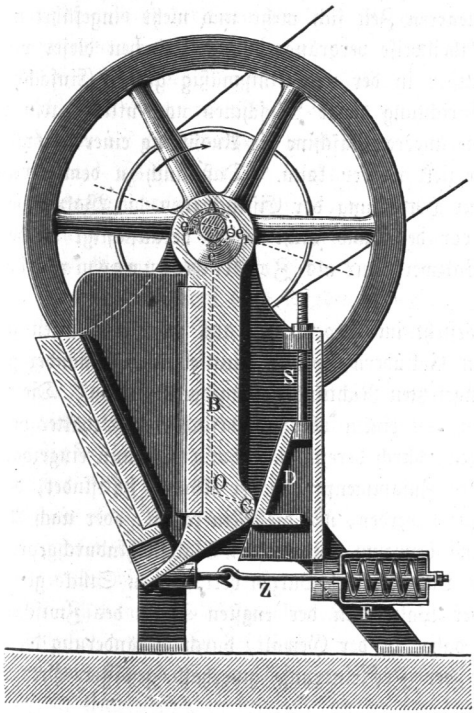
---

[1]) Zeitſchr. f. Berg-, Hütten- u. Sal.-Weſen, 1878, S. 132 aus Engineering u. Mining-Journal, 1877, V. XXIV, p. 419. [2]) D. R.-P. Nr. 7483.

Ganz in derſelben Weiſe wirkt die Maſchine von Marsden[1]), nur wird hierbei die Bewegung von der Kurbel aus auf den rückwärts verlängerten oberen Lenker übertragen.

Eigenthümlich iſt die Aufhängung des Backenhebels an dem zur Bewegung dienenden Excenter e, Fig. 60, wie ſie von Gruſon[2]) gewählt wird. Hierbei führt ſich der untere cylindriſch geformte Schwanz C des Hebels auf einer geneigten Gleitbahn D, welche durch die Schraubenvorrichtung S entſprechend verſtellt werden kann. Die Feder F ſorgt mittelſt der Zugſtange Z für ein ſtetes Anliegen des Anſatzes C an D. Es iſt aus der Figur erſichtlich, wie durch eine Drehung des Excenters die Backe niedergeführt wird, wobei die ſchräge Bahn D eine Seitwärtsbewegung veranlaßt, wie ſie zum Zerdrücken des Materials erforderlich iſt. Auch hier muß man die Bewegung irgend eines Punktes des Backens in einer beliebigen Stellung als eine kleine Drehung um den augenblicklichen Drehpunkt auffaſſen, welchen man in dem Durchſchnitt O der Kurbelrichtung mit der Geraden erhält, die im Berührungspunkte von C und D auf der Gleitbahn ſenkrecht ſteht. Man erſieht hieraus, daß die Bewegung des Backens in den beiden Kurbelſtellungen e_1 und e_2, welche durch die Endpunkte des zur Gleitbahn D ſenkrechten Kurbeldurchmeſſers gegeben ſind, lediglich in einer Verſchiebung in der Richtung der Gleitbahn D beſteht, und daß die Verſchiebung des Backens bei dem Schließen des Maules zuerſt abwärts

Fig. 60.



[1]) Engineer., 1885, p. 484. [2]) D. R.-P. Nr. 32343.

dann aufwärts gerichtet iſt, wenn die Excenterwelle in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung umgedreht wird. Die ſonſt noch in Anwendung gekommenen Einrichtungen von Steinbrechern werden nach den vorſtehenden Bemerkungen einer beſonderen Beſprechung nicht bedürfen.

§. 23. **Walzen.** Von den Maſchinen, welche die Zerkleinerung der Stoffe durch deren Zerdrücken bewirken, findet das Walzwerk die ausgedehnteſte Anwendung. Daſſelbe eignet ſich zur Verarbeitung der verſchiedenſten Stoffe, man findet es in Hüttenwerken zur Zerkleinerung der Erze, in Ziegeleien und Formereien zum Quetſchen des Thones, in Brennereien zum Quetſchen der Kartoffeln und des Malzes in Anwendung, in Oelmühlen werden die Samen zwiſchen Walzen bearbeitet, auch in der Mehlfabrikation haben die Walzen in der neueren Zeit ſich mehr und mehr eingeführt und die bisher üblichen Steine theilweiſe verdrängt. Die Urſachen dieſer vielfachen Verwendung ſind außer in der verhältnißmäßig großen Einfachheit des Betriebes und der Einrichtung dieſer Maſchinen namentlich darin zu finden, daß kaum durch eine andere Maſchine die Ausübung einer ſo kräftigen Druckwirkung erzielt werden kann. Daß auch zu dem Zwecke der Formgebung, z. B. zur Herſtellung der Eiſenſchienen die Walzen verwendet werden, ſoll hier vor der Hand nicht weiter berückſichtigt werden, vielmehr ſoll hier das Walzwerk nur als Zerkleinerungsmaſchine ins Auge gefaßt werden.

Ein ſolches Walzwerk beſteht im Allgemeinen aus zwei aus Eiſen gegoſſenen, glatt abgedrehten Cylindern, welche parallel neben einander gelagert ſind und in entgegengeſetzten Richtungen umgedreht werden. Die zu zerkleinernden Körper fallen aus einem oberhalb befindlichen Behälter oder Rumpfe zwiſchen die Walzen, durch deren Umdrehung ſie dann eingezogen werden, wobei ein ſo ſtarkes Zuſammenpreſſen der Körper ſtattfindet, daß dieſelben entweder zertrümmert werden, wie die Mineralien, oder nach Art eines Kuchens durch den Zwiſchenraum zwiſchen den Walzen hindurchgepreßt werden. Jedenfalls iſt die Dicke der die Walzen verlaſſenden Stücke geringer, als die Entfernung der Walzen an der engſten Stelle des Zwiſchenraumes, und man hat es daher in der Gewalt, durch Veränderung dieſes Zwiſchenraumes den Grad der Zerkleinerung innerhalb gewiſſer Grenzen zu reguliren.

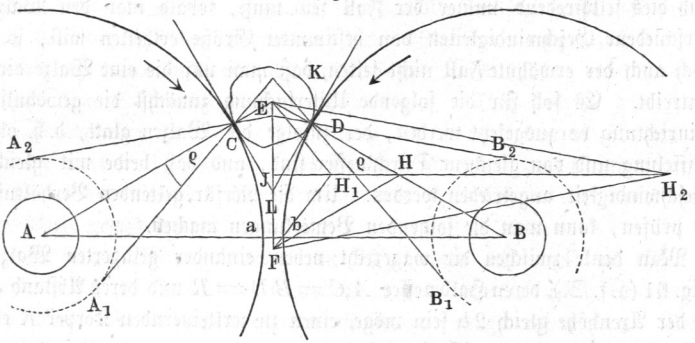
Die Walzen der gewöhnlichen Quetſchwerke ſind von gleicher Größe und empfangen ihre Bewegung nach entgegengeſetzter Richtung mit derſelben Geſchwindigkeit. Unter dieſer Vorausſetzung iſt die Wirkung im Weſentlichen ein reines Zerdrücken. Wenn man dagegen die Umfangsgeſchwindigkeit der beiden Walzen verſchieden groß wählt, ſei es durch Anwendung verſchieden großer Walzendurchmeſſer bei gleicher Umdrehungszahl oder um-

gekehrt durch Ertheilung verſchiedener Umdrehungsgeſchwindigkeiten bei gleichen Durchmeſſern, ſo tritt neben der drückenden Wirkung noch eine reibende ein, von welcher man insbeſondere bei der Zerkleinerung weicher Stoffe, wie der Samen und Getreide, Anwendung macht. Für gewöhnlich ſind die Walzenoberflächen glatt, nur in gewiſſen Fällen wendet man geriffelte oder mit Cannelirungen verſehene Walzen an, um die zerreibende oder mahlende Wirkung zu befördern, ausnahmsweiſe verſieht man die Walzen auch mit hervorragenden Zähnen, um eine brechende Wirkung zu erzielen, namentlich für zerbröckelnde Stoffe von geringer Feſtigkeit, wie z. B. die Preßkuchen der Oelfabriken. Es iſt in Betreff der Wirkſamkeit ferner von Belang, ob man, wie angegeben wurde, beide Walzen durch die Betriebskraft in Umdrehung ſetzt, oder nur die eine Walze antreibt, und es derſelben überläßt, die andere Walze vermöge der Reibung mitzunehmen. Wenn auch meiſtens ein Antrieb auf beide Walzen erfolgt, und dies ſelbſtredend immer der Fall ſein muß, ſobald man den Walzen verſchiedene Geſchwindigkeiten von beſtimmter Größe ertheilen will, ſo iſt doch auch der erwähnte Fall nicht ſelten, daß man nur die eine Walze direct antreibt. Es ſoll für die folgende Unterſuchung zunächſt die gewöhnliche Einrichtung vorausgeſetzt werden, der zufolge die Walzen glatt, d. h. ohne Riffelung und von gleichem Durchmeſſer ſind, und daß beide mit gleicher Geſchwindigkeit angetrieben werden. Um die hierfür geltenden Verhältniſſe zu prüfen, kann man die folgenden Bemerkungen machen.

Man denke zwiſchen die wagerecht neben einander gelagerten Walzen, Fig. 61 (a. f. S.), deren Halbmeſſer $AC = BD = R$ und deren Abſtand ab in der Axenhöhe gleich $2b$ ſein möge, einen zu zerkleinernden Körper K eingebracht, von welchem der Einfachheit halber angenommen werde, daß er kugelförmig ſei, ſo daß er die Walzen in zwei Punkten C und D berührt, welche in gleicher Höhe über der Axenebene AB liegen. Stellt man ſich zunächſt die Walzen ohne Bewegung als vollkommen feſtgehalten vor, ſo würde man ein Zerdrücken des Körpers dadurch hervorbringen können, daß man auf denſelben eine hinreichend große Kraft lothrecht abwärts wirken ließe. Man hätte ſich dann die Walzenoberflächen wie die Flanken eines Keilprismas zu denken, welche mit den Tangenten der Walzen in C und D übereinſtimmen, und für die zu dem gedachten Zerdrücken erforderliche Kraft die Geſetze in Anwendung zu bringen, welche für den Keil gelten. Wollte man hierbei von der Reibung des Körpers an den Keilflächen abſehen, d. h. annehmen, man hätte es mit abſolut glatten Flächen zu thun, ſo wäre die Wirkung der Keilflanken gegen den Körper zu denſelben ſenkrecht, d. h. alſo in den Richtungen der Radien AC und BD anzunehmen. Geſetzt, die auf den Körper drückende Kraft ſei durch $EF = G$ dargeſtellt, ſo erhielte man aus dem Dreiecke EHF die Größe jeder Flankenpreſſung des Keiles zu

$EH = HF$, und das Loth HJ ſtellte den Druck vor, welcher in wagerechter Richtung von jeder Seite auf den Körper ausgeübt würde. Sobald dieſer Horizontaldruck die Widerſtandsfähigkeit des Körpers erreicht und überſteigt, findet das Zerdrücken ſtatt. Da nun aber die Reibung von erheblichem Einfluſſe iſt, und, wie ſich ergeben wird, die Wirkung von Walzwerken gerade nur wegen der auftretenden Reibung möglich iſt, ſo wird man dieſelbe entſprechend zu berückſichtigen haben, was im vorliegenden Falle am einfachſten dadurch geſchieht, daß man die Flankenpreſſungen des Keiles von den Normalrichtungen um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ abweichen läßt. Man hat ſich nämlich immer zu denken, daß, wo zwei Körper auf einander gleiten, für dieſen Zuſtand des Gleitens die zwiſchen beiden Körpern ſtattfindende Wirkung genau um den Reibungswinkel von der Normalen zur Berührungs-

Fig. 61.



ebene abweichen muß, weil ein Gleiten ſo lange nicht möglich iſt, als dieſe Wirkung um weniger als der Reibungswinkel beträgt, von der Normalrichtung abweicht. Macht man daher die Winkel $ACA_1 = BDB_1 = \varrho$, ſo erhält man in CA_1 und DB_1 die Richtungen für die Flankenpreſſungen, und man kann damit parallel die Seiten des Dreiecks EH_1F zeichnen, ſo daß nunmehr H_1J die Horizontalkraft ergiebt, welche ein Zuſammenpreſſen des Körpers anſtrebt. Dieſe Kraft iſt natürlich beträchtlich kleiner, als diejenige HJ, welche ohne Berückſichtigung der Reibung erhalten würde. Der Reibungswinkel ϱ muß hierbei nach der unteren Seite von AC und BD angetragen werden, weil der Körper bei dem mit dem Zerdrücken ſtattfindenden Gleiten eine abwärts gerichtete Bewegung annimmt, welcher entgegen die Keilflanken mit den aufwärts gerichteten Kräften FH_1 und H_1E reagiren.

Stellt man ſich aber nunmehr vor, die Walzen würden in den durch die Pfeile angezeigten Richtungen umgedreht, ſo hat man die Richtung

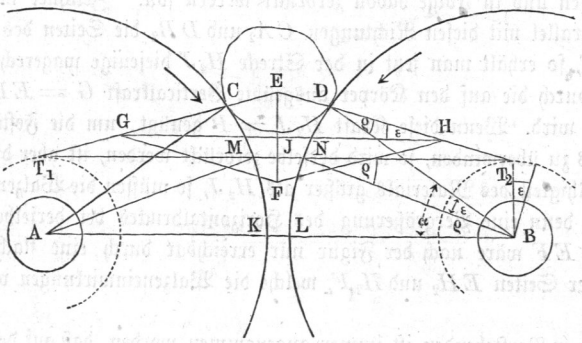
der von den Walzenumfängen ausgeübten Pressungen nach der anderen Seite von der Normalrichtung abweichend anzunehmen, denn denkt man sich, der Körper würde nicht zwischen die Walzen eingezogen, sondern er bliebe an seiner Stelle, so würde durch die Umdrehung der Walzen eine Bewegung von deren Umfängen in C und D in den Richtungen CL und DL erfolgen. Hieraus erkennt man, daß die Richtung der Walzenwirkung auf den Körper in diesem Falle durch A_2C und B_2C gegeben ist, wenn ACA_2 und BDB_2 gleich dem Reibungswinkel ϱ gemacht werden. Dieser gedachte Zustand des Gleitens wird nun *nicht eintreten können, so lange die Wirkung der Walzen um weniger als den Reibungswinkel ϱ von den Radien abweicht*, und man darf daher die Richtungen A_2C und B_2D als die äußersten Grenzen ansehen, innerhalb deren die Reactionen der Walzen noch gelegen sein müssen, wenn das erwähnte *Gleiten nicht eintreten*, d. h. wenn der Körper durch die Walzen eingezogen und in Folge davon zerdrückt werden soll. Zeichnet man daher auch parallel mit diesen Richtungen CA_2 und DB_2 die Seiten des Dreiecks EH_2F, so erhält man jetzt in der Strecke H_2J diejenige wagerechte Kraft, welche durch die auf den Körper ausgeübte Verticalkraft $G = EF$ hervorgerufen wird. Wenn diese Kraft $H_2J = P$ genügt, um die Festigkeit des Körpers zu überwinden, so wird derselbe zerdrückt werden, ist aber die Widerstandsfähigkeit des Materials größer als H_2J, so müssen die Walzenumfänge gleiten, denn eine Vergrößerung des Horizontaldruckes bei derselben Verticalkraft EF wäre nach der Figur nur erreichbar durch eine flachere Neigung der Seiten EH_2 und H_2F, welche die Walzeneinwirkungen vorstellen.

In dem Vorstehenden ist immer angenommen worden, daß auf den Körper §. 24.
eine bestimmte Verticalkraft EF wirksam sein soll; thatsächlich tritt eine solche Kraft auch immer auf, wenn dieselbe in der Regel auch nur in dem geringen Eigengewichte des Körpers besteht; ohne dieses Eigengewicht würden die Walzen den Körper gar nicht ergreifen, weshalb denn auch bei den übereinander gelagerten Walzen der Eisenwerke die einzuführende Luppe oder Schiene mit einer gewissen, wenn auch kleinen Kraft vorgeschoben werden muß.

Nach der Figur ist die zur Hervorrufung eines bestimmten, die Festigkeit übersteigenden Druckes H_2J erforderliche Kraft EF um so kleiner, je mehr die Richtungen H_2E und FH_2, d. h. also die der Walzeneinwirkungen, sich der Horizontalen nähern, und da diese Richtungen wesentlich abhängig sind von der Tiefe, bis zu welcher der Körper von vornherein zwischen die Walzen eintritt, so erkennt man, daß zwischen der Größe des Walzendurchmessers und des Körpers ein ganz bestimmter Zusammenhang bestehen muß, der sich aus der Figur direct ersehen läßt.

Denkt man ſich zu dem Ende in allen Punkten des Walzenumfanges die Richtung des Druckes angegeben, in welcher die Walze auf den Körper einwirken kann, ſo umhüllen alle dieſe gegen den Radius unter dem Reibungswinkel ϱ geneigten Strahlen einen zur Walze concentriſchen Kreis von dem Halbmeſſer $R \sin \varrho$, wofür man $fR = R \operatorname{tang} \varrho$ ſetzen kann, wenn f den Reibungscoefficienten vorſtellt. Dieſer Kreis entſpricht dem für Zapfen mit dem Namen des Reibungskreiſes belegten, und es möge der Kürze wegen für ihn dieſelbe Bezeichnung auch hier beibehalten werden. In Fig. 62 ſind die beiden Reibungskreiſe der Walzen punktirt eingetragen und an dieſelben iſt die gemeinſame Tangente $T_1 T_2$ gezeichnet. Wenn man ſich nun vorſtellt, der zu zerkleinernde Körper ſei bis zu dieſer wagerechten Tangente zwiſchen die Walzen eingetreten, ſo erkennt man, daß die geringſte abwärts gerichtete Kraft, welche auf den Körper wirkt, im Stande ſein muß, unend-

Fig. 62.



lich große Seitenkräfte in den horizontalen Richtungen MT_1 und NT_2 hervorzurufen, und daß alſo ein Körper, welcher bis zu der gedachten Tiefe eingetreten iſt, unfehlbar dem Zerdrücktwerden ausgeſetzt ſein muß, wie groß auch ſeine Feſtigkeit dagegen ſein möge. Es wird hierbei natürlich vorausgeſetzt, daß die zur Umdrehung der Walzen erforderliche Betriebskraft in hinreichender Größe vorhanden iſt, die Walzen alſo nicht ſtehen bleiben, und auch, daß die Widerſtandsfähigkeit der Walzen größer iſt, als die des Körpers. Wenn dieſe letztere Bedingung nicht erfüllt iſt, ſo wird die Umdrehung der Walzen ein Eindrücken des härteren Körpers in die weicheren Walzen zur Folge haben. Es erklären ſich hieraus zur Genüge die Beulen, welche man häufig in den gußeiſernen Kartoffelquetſchwalzen der Brennereien entſtehen ſieht, ſobald harte Steine zwiſchen die weichen Walzen gelangen, auch gründet ſich hierauf die Herſtellung erhaben gravirter Walzen, ſogenannter Moletten, mit Hülfe ver-

tieft gravirter harter Stahlplatten, die zwiſchen den noch weich gelaſſenen glatten Moletten hindurchgewalzt werden.

Die Entfernung $MN = 2a_0$ der beiden Walzen in der gedachten Tangente an die Reibungskreiſe, alſo die Größe, welche der Körper hat, wenn er bis zu dieſer Tangente in die Walzen eingetreten iſt, findet ſich nach der Figur leicht durch die Beziehung $a_0 - b = R - R\cos\varrho = R(1 - \cos\varrho)$, wenn $2b$ die Entfernung KL der Walzen in der Axenebene und R den Walzenhalbmeſſer bedeutet. Für den letzteren ergiebt ſich hieraus die Gleichung:

$$R = \frac{a_0 - b}{1 - \cos\varrho}.$$

Der durch dieſen Ausdruck beſtimmte Werth wird häufig in den Theorien über Walzwerke[1]) als derjenige Halbmeſſer bezeichnet, welcher den Walzen mindeſtens zu geben iſt, wenn Körper von der Größe $2a_0$ von den Walzen überhaupt eingezogen werden ſollen. Der vorſtehenden Darſtellung zufolge iſt hierbei vorausgeſetzt, daß man erſtens das Eigengewicht des Körpers außer Acht läßt, und daß man zweitens auch auf diejenige Zuſammenpreſſung keine Rückſicht nimmt, die der Körper in dem Augenblick ſchon erlitten hat, in welchem die Preſſung auf ihn bereits bis zu dem Betrage geſtiegen iſt, durch deſſen Ueberſchreitung die Zertrümmerung erfolgt. Dieſe beiden Vernachläſſigungen mögen zuläſſig ſein für ſehr harte und feſte, wenig zuſammendrückbare Stoffe, wie die Erze, dagegen iſt bei weicheren Körpern, wie Kartoffeln und Getreide, die Zuſammenpreßbarkeit von nicht unweſentlichem Einfluſſe. Man kann die obige Formel gelten laſſen, wenn man unter $2a_0$ die Größe des Körpers in dem betrachteten Zuſtande der Zuſammenpreſſung bis nahe zur Zerſtörung verſteht. Will man auch den Einfluß des Eigengewichtes in Rechnung bringen, ſo iſt zu bemerken, daß mit Rückſicht hierauf der Körper von den Walzen ſchon in einer höheren Lage CD erfaßt wird, welche dadurch feſtgeſtellt iſt, daß in dem zugehörigen Parallelogramm der Kräfte $EHFG$ die verticale Diagonale EF das Eigengewicht G und die halbe horizontale Diagonale HJ die zum Zerdrücken des Körpers erforderliche Kraft K vorſtellt. Es beſtimmt ſich daher der Winkel $EHJ = \varepsilon$ durch

$$tang\,\varepsilon = \frac{EJ}{HJ} = \frac{G}{2K},$$

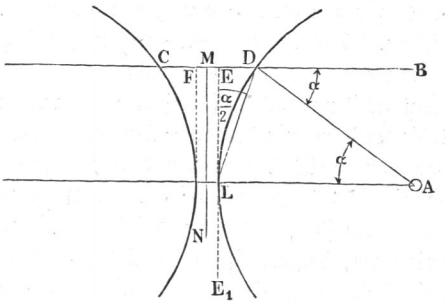
und man ſieht, daß diejenigen Punkte C und D der Walzen, in denen der Körper mit Sicherheit erfaßt wird, in dem Winkelabſtande $DBL = \varrho + \varepsilon$ von den horizontalen Halbmeſſern AK und BL gelegen ſind. Im Allge-

[1]) S. u. A. Rittinger, Lehrbuch der Aufbereitungskunde.

meinen wird der Winkel ε nur ſehr klein ſein, da das Eigengewicht G der Körper in den meiſten Fällen gegen die zu der Zerſtörung erforderliche Druckkraft K nur unbedeutend iſt.

Es iſt nach dem Vorſtehenden auch leicht, die Größe des für ein beſtimmtes Material erforderlichen Walzendurchmeſſers durch eine Zeichnung feſtzuſtellen. Zu dem Ende trägt man auf der wagerechten Geraden CD, Fig. 63, zu jeder Seite der lothrechten Mittellinie MN die Größen $ME = MF = b$ und $MD = MC = a$ an, und zieht durch E die lothrechte Linie EE_1, welche eine Tangente an den Walzenumfang ſein muß. Der Mittelpunkt A der Walze muß auf der Geraden DA liegen, welche durch D unter einem Winkel $BDA = \alpha$ gegen die Horizontale gelegt iſt, wobei man $\alpha = \varrho$ oder mit Berückſichtigung des Eigengewichtes $\alpha = \varrho + \varepsilon$ anzunehmen hat. Um den Mittelpunkt A auf dieſer Linie zu finden, hat man nach einem bekannten Satze der Geometrie nur durch D eine Gerade DL zu legen, welche mit der verticalen Tangente EE_1 einen Winkel gleich dem halben Centriwinkel $\frac{\alpha}{2}$ bildet, dann findet man den geſuchten Walzenmittelpunkt in der durch den Schnitt L gelegten Horizontallinie.

Fig. 63.



Bezeichnet man das Verkleinerungsverhältniß $\frac{2b}{2a}$, d. h. das Verhältniß des Walzenabſtandes $2b$ zu dem Durchmeſſer $2a$ der größten zur Zerkleinerung gelangenden Körper, mit $v = \frac{2b}{2a}$, ſo läßt ſich die obige Formel für den mindeſtens erforderlichen Durchmeſſer der Walzen auch ſchreiben

$$R = \frac{a - b}{1 - \cos \varrho} = a \frac{1 - v}{1 - \cos \varrho}.$$

Hiernach ſteht für ein beſtimmtes Verkleinerungsverhältniß v und einen ebenfalls beſtimmten Reibungswinkel ϱ die Größe des erforderlichen Durchmeſſers der Walzen in directem Verhältniſſe mit der Größe der zu zerkleinernden Körper. Dem entſprechend verwendet man auch zum Zerkleinern von Kartoffeln größere Walzen, als für Getreide und Oelſamen gebräuchlich ſind. Ebenſo erfordern die zum Zerkleinern von Erzen gebrauchten Walzen größere Durchmeſſer, indem die von denſelben verarbeiteten Stücke,

wie sie etwa durch Steinbrecher erhalten werden, nicht selten Größen bis zu 60 mm haben. Nimmt man einen durchschnittlichen Reibungscoefficienten $f = 1/3$ an, entsprechend einem Reibungswinkel $\varrho = 18\frac{1}{2}^0$, und setzt ein durchschnittliches Verkleinerungsverhältniß von $\nu = 1/5$ voraus, so ergiebt sich damit der erforderliche Walzendurchmesser zu

$$2R = 2a\,\frac{1 - 1/5}{1 - \cos 18^0\,30'} = 2a\,\frac{0{,}8}{1 - 0{,}95} = 16.2\,a.$$

Dies giebt beispielsweise für zu zerkleinernde Erzstücke von 25 mm Größe einen Walzendurchmesser von 0,4 m. Man führt die zu diesem Zwecke dienenden Walzen in Größen zwischen 0,5 und 0,9 m im Durchmesser aus.

Dieselbe Formel würde für Kartoffelwalzen, wenn man die Größe der Kartoffeln zu 80 mm annimmt, zu Durchmessern von mindestens 16 . 0,080 = 1,08 m führen. Erfahrungsmäßig genügen hierzu aber Walzen von 0,5 bis 0,6 m, obwohl der Reibungscoefficient für die gekochten und daher feuchten Kartoffeln jedenfalls eher kleiner als größer sein wird, als der angenommene Werth von 1/3. Es ist dies aus dem oben angeführten Einflusse des Eigengewichtes und der Zusammendrückbarkeit der Kartoffeln zu erklären. Denn da die zum Zerquetschen der gekochten Kartoffeln erforderliche Kraft K nur gering, und da das Eigengewicht der zu zerquetschenden Kartoffel durch dasjenige der darüber befindlichen vergrößert wird, so muß hierfür der oben mit ε bezeichnete Winkel, für welchen $tang\,\varepsilon = \frac{G}{2K}$ ist, eine nicht unerhebliche Größe annehmen. Auch wird die Kartoffel jedenfalls einer merklichen Zusammenpressung unterworfen, ehe sie zerdrückt wird.

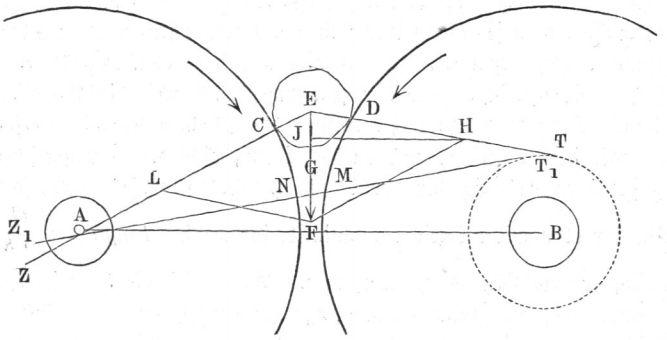
Bei den zur Reinigung der rohen Baumwolle dienenden sogenannten Egrenirmaschinen kommen ebenfalls zuweilen Walzen zur Anwendung, die den Zweck haben, die Baumwollfasern von den Samenkörnern abzureißen, an denen sie haften. Hierbei dürfen die Samenkörner selbst nicht von den Walzen ergriffen werden, um ihr Zerquetschen und damit die Verunreinigung der Wolle zu vermeiden. Nimmt man die Größe eines solchen Samenkornes im Durchschnitt zu 5 mm an, so folgt mit den oben zu Grunde gelegten Werthen der Durchmesser der Walzen, welcher das Einziehen der Samen zur Folge haben müßte, zu 80 mm. Die Egrenirwalzen erhalten mit Rücksicht hierauf auch stets kleinere Durchmesser von meistens nicht mehr als 50 bis 60 mm.

§. 25.

Bisher wurde immer ein Antrieb beider Walzen von der betreibenden Kraftmaschine oder Transmissionswelle aus angenommen, sei dies nun in der Art, daß jede Walze durch einen Riemen oder ein Zahnräderpaar die Bewegung erhält, oder auch in der gewöhnlicheren Weise, wonach zwar nur

die eine Walze direct angetrieben wird, von dieſer aber durch zwei auf den Walzenaxen befindliche, in einander greifende Räder der anderen Walze die Bewegung mitgetheilt wird. Von dieſer Anordnung hat man diejenige zu unterſcheiden bei welcher nur die eine Walze den Antrieb empfängt, ſo daß die andere vermöge der Reibung zwiſchen beiden mitgenommen wird. Um auch für dieſen Fall die Wirkungsweiſe kennen zu lernen, ſei vorausgeſetzt, daß die Walze B in Fig. 64 die angetriebene ſei, und es ſei für dieſelbe der Reibungskreis T vom Halbmeſſer $BT = fR$ gezeichnet, deſſen Tangenten nach dem Vorhergegangenen diejenigen Richtungen angeben, bis zu welchen die Wirkung der Walze von der radialen Richtung ſich entfernen kann, bezw. entfernen muß, wenn ein Gleiten vorausgeſetzt wird. Die Walze A dagegen würde, unter der Vorausſetzung, daß an ihren Zapfen

Fig. 64.



ein Reibungswiderſtand nicht zu überwinden wäre, nur befähigt ſein, einen normalen, d. h. radialen Druck aufzunehmen und zu erwidern, da unter dieſer Vorausſetzung eine Umdrehung, alſo ein Ausweichen der Oberfläche eintreten müßte, ſobald die auf die Walze wirkende Kraft neben der Mitte von A vorbeiginge, alſo einen Hebelarm hätte. Da nun aber die Zapfenreibung bei der Umdrehung der Walze A überwunden werden muß, und dieſe Wirkung nur durch Vermittelung des zwiſchen beiden Walzen liegenden Körpers ausgeübt werden kann, ſo muß man annehmen, daß die Richtung der Kraft, mit welcher der Körper gegen den Walzenumfang von A preßt, in einem ſolchen Abſtande von der Mitte A verbleibt, daß das Moment dieſer Kraft gerade dem Momente der Zapfenreibung gleich iſt. Dieſer Abſtand iſt ohne Weiteres beſtimmt, wenn man den Reibungskreis für den Zapfen der Walze A zeichnet, d. h. denjenigen Kreis concentriſch zu A, deſſen Halbmeſſer gleich fr iſt, wenn r den Zapfenhalbmeſſer und f den Reibungscoefficienten für denſelben bedeutet. Nach dem in Th. III, 1 hier-

über Geſagten kann ein Drehzapfen während ſeiner Bewegung nur Kräfte aufnehmen und äußern, welche an dieſen Reibungskreis tangential gerichtet ſind, d. h. welche die Stützlagerfläche unter einem Winkel gegen die Normalrichtung gleich dem Reibungswinkel treffen. Daß dieſe Tangente an den Reibungskreis unterhalb der Mitte A vorbeigehen muß, ergiebt ſich von ſelbſt aus der Richtung, in welcher die Umdrehung von A erfolgen muß.

Denkt man ſich nun wieder einen Körper zwiſchen die Walzen eingeführt, welcher die Walze B in D berühren möge, und auf welchen durch ſein Eigengewicht G eine ſenkrechte Kraft wirkt, die der Richtung und Größe nach durch die Strecke EF ausgedrückt ſein ſoll, ſo wird zunächſt auf den Körper von der angetriebenen Walze B eine Wirkung ausgeübt, welche durch D geht, und deren Richtung nur zwiſchen dem Radius BD und der Tangente TD gelegen ſein kann, alſo im äußerſten Falle die Richtung der letzteren TD hat. Dieſe Richtung ſchneidet ſich mit der Verticalkraft G in E, und daher muß wegen des Gleichgewichts auch die auf die Walze A geübte Wirkung durch dieſen Punkt E gehen, ſo daß man hierfür die Richtung EZ tangential an den Reibungskreis des Zapfens erhält. Zeichnet man daher mit dieſen Richtungen EZ und ET das Parallelogramm zur Diagonale EF, ſo erhält man in den Seiten EH und EL die Walzenpreſſungen, deren horizontale, auf Zerdrücken des Körpers wirkende Componente durch HJ gefunden wird. Es muß hier bemerkt werden, daß die Preſſung gegen die Walze A *immer tangential an den Zapfenreibungskreis* gerichtet iſt, während dies für die Walze B in Bezug auf deren Reibungskreis nicht immer der Fall ſein muß, ſondern nur äußerſten Falles eintritt. Im erſten Augenblicke der Einwirkung der Walze auf den eben eingeführten und noch nicht zuſammengepreßten Körper wird die Walze B in der Richtung ihres Halbmeſſers BD gegen den Körper wirken, und erſt mit dem weiteren Eintreten deſſelben zwiſchen die Walzen und ſteigender Zuſammenpreſſung der Materialtheile wird eine Abweichung der Walzenpreſſung von der Normalrichtung genau in dem Betrage ſich einſtellen, wie er für den Zuſtand des Gleichgewichts in jedem Augenblicke entſprechend der eingetretenen Zuſammendrückung des Körpers gefordert wird. Dabei darf dieſe Abweichung, wie ſchon mehrfach hervorgehoben, den Betrag des Reibungswinkels ϱ niemals überſteigen, wenn der Körper ſicher eingezogen werden ſoll.

Auch hier findet man, wie in Fig. 62, daß die horizontale Preſſung auf den Körper um ſo größer ausfällt, je tiefer derſelbe zwiſchen die Walzen eingetreten iſt, und wenn man hier die gemeinſchaftliche Tangente $T_1 Z_1$ an die beiden Reibungskreiſe des Zapfens von A und der Walze B zieht, ſo erhält man ebenfalls diejenige Richtung für die Walzenpreſſungen, für welche die geringſte Verticalkraft einen unendlich großen Druck hervorrufen muß, ſo daß ein bis zu der Tiefe MN eingetretener Körper unfehlbar der

Zertrümmerung ausgeſetzt iſt. Es gelten für dieſe gemeinſame Tangente der beiden Reibungskreiſe ganz ähnliche Betrachtungen, wie ſie für die gemeinſame Tangente an die beiden Walzenreibungskreiſe der Fig. 62 angeſtellt worden ſind. Man erſieht aus den Figuren direct, daß bei der hier vorausgeſetzten Anordnung des Antriebes nur einer Walze die Größe der Körper, welche bei beſtimmtem Walzendurchmeſſer ſicher ergriffen werden, kleiner ausfällt, als wenn beide Walzen angetrieben werden, indem der Schnittpunkt der verticalen Mittellinie mit der Tangente $T_1 Z_1$ der beiden Reibungskreiſe in Fig. 64 nur ungefähr halb ſo hoch über der Axenebene AB gelegen iſt, wie in Fig. 62. Es würde nicht ſchwer ſein, nach der Figur einen algebraiſchen Ausdruck für die Größe $2a$ des zu zerkleinernden Körpers und den mindeſtens erforderlichen Walzenhalbmeſſer R zu bilden, es möge dieſe Beſtimmung hier nicht vorgenommen werden, da man in den Fällen der Anwendung durch die Zeichnung der Fig. 64 ſchneller den geſuchten Halbmeſſer beſtimmen kann, als auf dem Wege der Rechnung.

§. 26. Wenn zwar die Wirkung der Walzen vornehmlich in einem Zerquetſchen der Materialien beſteht, ſo findet doch gleichzeitig auch eine nicht unerhebliche Wirkung durch Zerreiben ſtatt, wie man ſich durch folgende Betrachtung überzeugt. Wenn die Umfangsgeſchwindigkeit jeder der Walzen durch v bezeichnet wird, und die Entfernung der Walzen an der engſten Stelle des Zwiſchenraumes iſt gleich e, ſo berechnet ſich die durch dieſen Zwiſchenraum für je ein Meter Walzenlänge in der Secunde hindurchtretende Materialmenge zu $Q = ve$, wobei vorausgeſetzt wird, daß das Material ſich mit der Geſchwindigkeit v der Walzen durch den engſten Querſchnitt bei ab, Fig. 65, bewegt. Iſt dies der Fall, ſo muß jedoch die Geſchwindigkeit des Materials an jeder höher gelegenen Stelle eine in dem Verhältniſſe des daſelbſt größeren Durchgangsquerſchnittes geringere ſein, ſo daß in allen Punkten oberhalb ab die Walzen eine größere Geſchwindigkeit haben, als das vorbeipaſſirende Material. In Folge hiervon wird die zwiſchen den Walzen befindliche Maſſe einem Abreiben unterworfen ſein, deſſen Wirkung wegen des gleichzeitigen ſehr ſtarken Druckes eine kräftige ſein muß. Da nämlich die Walzenoberfläche niemals abſolut glatt ſein kann, ſondern immer mit mehr oder minder großen Erhabenheiten und Vertiefungen behaftet iſt, je nach dem Grade der Rauhigkeit, ſo werden dieſe kleinen Erhabenheiten der Walzenoberflächen ſich in das Material eindrücken und bei ihrer gleitenden Bewegung kleine Maſſentheilchen abſtoßen oder abſcheren, welche Wirkung beſonders dadurch unterſtützt wird, daß die feſt zuſammengepreßten Theilchen nicht wohl einem Rollen oder Wälzen unterliegen und daher auch nicht ausweichen können. Man mag ſich den Vorgang etwa ſo vorſtellen, als wäre der betreffende Körper feſt zwiſchen die Backen eines Schraubſtockes

geklemmt und werde in diesem Zustande der Einwirkung einer rauhen Fläche unterworfen, welche nach Art einer Feile feine Späne von ihm abstößt. Diese Wirkung wird noch besonders befördert werden, wenn die Walzenoberflächen mit künstlichen Hervorragungen oder Riffeln versehen sind, welche je nach dem Grade ihrer Schärfe eine mehr oder minder vollkommene Scherwirkung äußern müssen. Solche Riffelung pflegt man daher in denjenigen Fällen in Anwendung zu bringen, in denen es auf die Erzeugung von Mehl ankommt, also vornehmlich in den Mühlen für Getreide. Auch ist es sehr gebräuchlich, in diesen Fällen die gedachte abreibende Wirkung dadurch zu befördern, daß man den Walzen verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten giebt; die in neuerer Zeit in Mahlmühlen so verbreiteten Walzen zeigen in den meisten Fällen die Anwendung verschiedener Umfangsgeschwindigkeiten für die beiden zusammengehörigen Walzen, und zwar pflegte man diese

Fig. 65.

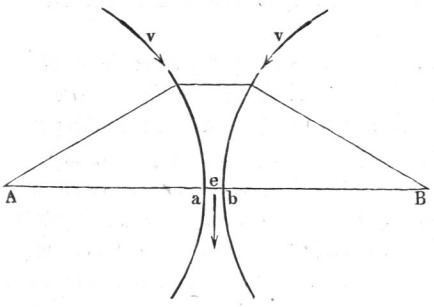
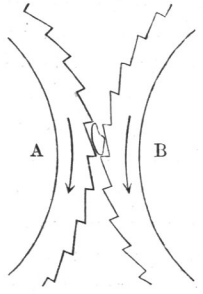


Fig. 66.



Geschwindigkeiten früher etwa in dem Verhältnisse 2 : 3 zu wählen, während man neuerdings dieses Verhältniß nur etwa wie 6 : 7 anordnet[1]), wenn es sich um die eigentliche Mehlerzeugung aus dem Schrote handelt.

Ordnet man geriffelte Walzen mit verschiedenen Geschwindigkeiten an, so ist die Form und Stellung der einzelnen Riffeln von Wichtigkeit für die Wirksamkeit der Walzen, wie man sich mit Hülfe der Fig. 66 überzeugt. Wenn in dieser Figur A die schneller bewegte Walze vorstellt, so wird ein Abscheren oder auch ein Brechen der zwischen den Walzen befindlichen Körner, wie es beim Schroten gewünscht wird, nur dann stattfinden können, wenn die Walze A sich bedeutend schneller bewegt, als diejenige B; während bei nur geringer Verschiedenheit der Geschwindigkeiten die einzelnen Körner mehr einer quetschenden oder kneifenden Wirkung ausgesetzt sind, wie sie dadurch entsteht, daß die einzelnen Zähne der beiden Walzen ihre gegenseitige Stellung zu einander allmälig ändern. In dem letzteren Falle wird

[1]) Die Mehlfabrikation von Friedrich Kick.

auch die Erzeugung eines mehlreicheren Productes die Folge ſein, als in dem erſteren bei weſentlich verſchiedenen Geſchwindigkeiten. Aus dieſem Grunde empfiehlt Kick, bei den Schrotwalzen der nach dem Hochmahlverfahren arbeitenden Mahlmühlen der ſchneller gehenden Walze mindeſtens die zwei- bis dreifache Geſchwindigkeit von derjenigen der langſamer bewegten zu ertheilen, weil es hierbei weſentlich darauf ankommt, eine Zerkleinerung der Getreidekörner mit möglichſt geringer Mehlbildung zu erzielen. Insbeſondere iſt bei kleinen Walzendurchmeſſern eine große Verſchiedenheit der Geſchwindigkeiten erforderlich, weil der Weg, auf welchem die hier gedachte Einwirkung vor ſich geht, um ſo kleiner ausfällt, je ſtärker die Walzen gekrümmt ſind.

Wenn man dagegen die Walze *B* zur ſchneller gehenden macht, ſo findet hauptſächlich eine zerreibende Wirkung ſtatt, und man wird dieſe Anordnung wählen, wenn es ſich darum handelt, möglichſt viel Mehl zu erzeugen, wie es bei dem als Flachmüllerei bezeichneten Verfahren der Mehlbereitung der Fall iſt.

Dagegen wird man bei den in Hüttenwerken zur Aufbereitung der Erze dienenden Walzen die Geſchwindigkeit derſelben von gleicher Größe annehmen, da hierbei in der Regel die Erzeugung von Mehl ſorgfältig zu vermeiden iſt, und bei der bedeutenden Härte der zerkleinerten Materialien eine ſehr ſchnelle Abnutzung der Walzen ſich in Folge der verſchieden großen Geſchwindigkeiten einſtellen würde. Auch pflegt man den Walzen zum Erzquetſchen in der Regel eine glatte Oberfläche, d. h. eine ſolche ohne Riffeln, zu geben. Daß trotzdem die Abnutzung eine beträchtliche iſt, geht aus den angeführten Bemerkungen hervor, wonach die reibende Wirkung der Walzen ſich niemals ganz vermeiden läßt. Mit Rückſicht auf dieſe Abnutzung führt man denn derartige Walzen nicht ſelten mit beſonders aufgezogenen Mänteln aus, welche ſich erforderlichen Falles leicht erneuern laſſen.

Wenn man den Oberflächen der Walzen abgerundete, anſtatt der ſcharfen Zähne giebt, ſo iſt natürlich eine Schneidwirkung nicht mehr zu erwarten, die Walzen veranlaſſen in dieſem Falle vielmehr ein Zerbrechen, ſofern nämlich die Erhabenheiten der einen Walze den Vertiefungen der anderen gegenübertreten, in ähnlicher Art, wie die gewellten Backen der oben beſprochenen Steinbrecher es thun. Derartige Walzen wendet man an, um leicht zerbrechliche Stoffe, wie z. B. die Preßkuchen der Oelmühlen, zu zerbrechen; eine Hauptverwendung finden dieſelben bei der Flachsbereitung zum Zerbrechen der holzigen Stengel des Flachs- und Hanfſtrohes vermittelſt der ſogenannten Brechmaſchinen.

Die Feinheit des von den Walzen gelieferten Productes richtet ſich natürlich nach der Entfernung der Walzen an der mittleren Stelle, wo ſie ſich am nächſten ſind. Um die Feinheit des Productes innerhalb gewiſſer Grenzen

reguliren zu können und auch wegen der allmäligen Abnutzung der Walzen hat man die Einrichtung so zu treffen, daß der Walzenabstand verändert werden kann, wozu man in der Regel die eine Walze der anderen nähert, sei es durch eine geradlinige Verschiebung ihrer Lager, oder dadurch, daß man diese Lager auf einen Hebel legt, durch dessen Drehung die beabsichtigte Näherung erzielt werden kann. Damit andererseits der Abstand der Walzen immer noch eine bestimmte Größe behält, pflegt man gleichfalls in vielen Fällen das zu dichte Zusammentreten der Walzen durch eine geeignete Vorrichtung zu verhindern. In Mahlmühlen kommen dagegen zur *Auflösung der Griese* auch Walzen vor, welche fast ganz dicht zusammengehen.

Auf alle Fälle hat man dafür zu sorgen, daß der zwischen den Walzen stattfindende Druck eine bestimmte Größe nicht überschreite, besonders ist dies dann unbedingt nöthig, wenn die Möglichkeit nicht ausgeschlossen ist, daß mit den zu zerkleinernden Stoffen auch fremde Körper von besonderer Härte zwischen die Walzen gelangen können. In solchem Falle stellt sich leicht der Bruch eines Theiles oder eine Beschädigung der Walzen ein, wenn man hiergegen nicht besondere Sicherheitsvorkehrungen anwendet. Es wurde schon oben hervorgehoben, daß ein Körper, welcher einmal bis zu einer gewissen Tiefe in die Walzen eingetreten ist, unter allen Umständen hindurchgeführt wird, und daß sich hieraus die Beulen erklären, welche zuweilen in Kartoffelquetschwalzen durch die zwischen dieselben gelangenden Steinchen entstehen.

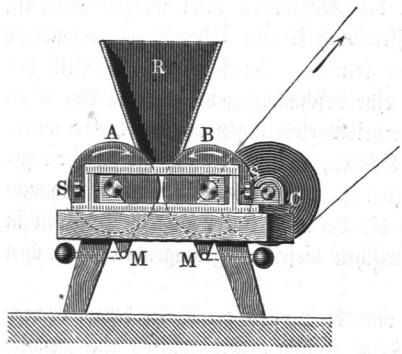
Zur Sicherung hiergegen macht man die verstellbare Walze derart beweglich, daß sie nachgiebt, sobald der Druck zwischen den Walzen eine gewisse Größe übersteigt. In früherer Zeit wandte man hierzu wohl eine Belastung durch Gewichte an, welche mittelst einer Hebelübersetzung auf die Lager der verschieblichen Walze den erforderlichen Druck ausübten. Von dieser Einrichtung, welche nur noch in älteren Oelmühlen sich findet, ist man aber heute mit Recht zurückgekommen, da sie, besonders bei schnellgehenden Walzen, keineswegs die bezweckte Sicherheit gewährt. Tritt nämlich bei schnellem Gange der Walzen zwischen denselben der betreffende, ausnahmsweise große Widerstand auf, so müssen die Belastungsgewichte, wenn sie ihren Zweck erfüllen sollen, mit einer entsprechend großen Geschwindigkeit emporgehoben oder vielmehr geworfen werden, und hierzu gehört ein Beschleunigungsdruck, welcher die Größe der im Ruhezustande ausgeübten Belastung so weit übersteigen kann, daß dabei der Bruch eines Theiles erfolgt. Insbesondere wird diese Geschwindigkeit bei einem großen Hebelübersetzungsverhältniß beträchtlich ausfallen. Aus diesem Grunde wendet man neuerdings fast nur eine Belastung durch *Federn* an, welche wegen ihrer geringen Masse den besagten Uebelstand nicht darbieten. In welcher Art diese Federn

angeordnet werden, und wie man eine Regulirung des von ihnen ausgeübten Druckes erzielen kann, wird aus den folgenden Beiſpielen erhellen.

§. 27. **Quetſchwalzen.** Nach den vorſtehenden allgemeinen Bemerkungen mögen nun einige der hauptſächlichſten Anordnungen von Walzwerken zur Zerkleinerung angeführt werden.

In Fig. 67 iſt zunächſt eine einfache Walzenquetſche angegeben, wie dieſelbe zum Zerdrücken der zuvor durch Dampf gekochten Kartoffeln in Spiritusbrennereien vielfach Verwendung findet. Die beiden gußeiſernen, glatt abgedrehten Walzen *A* und *B* ſind horizontal neben einander in dem Geſtellrahmen gelagert, und es iſt ihr gegenſeitiger Abſtand unveränderlich mit Hülfe der gegen ihre Lager wirkenden Schrauben *S* beſtimmt.

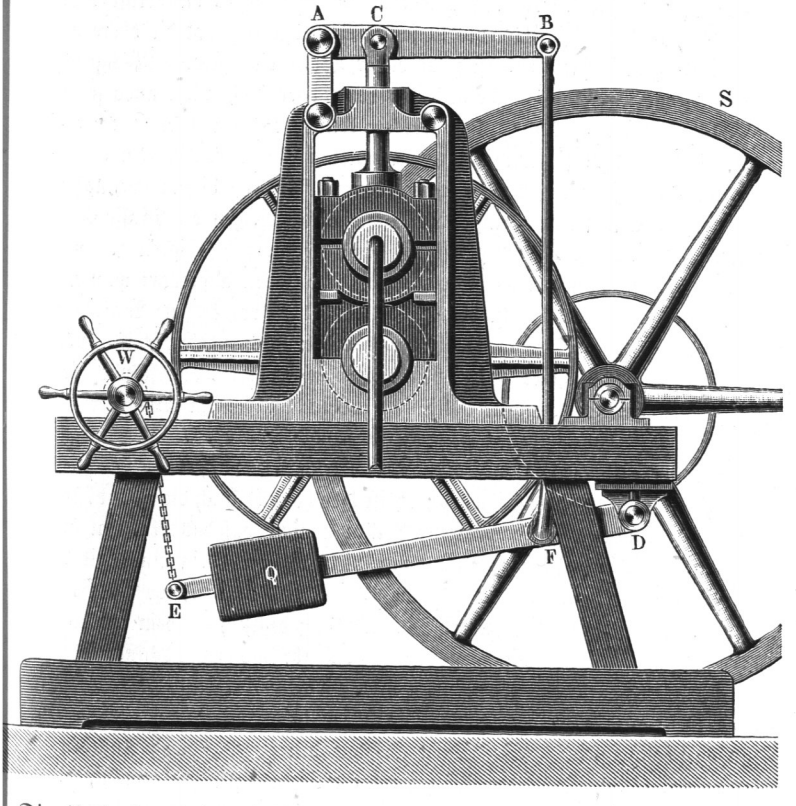
Fig. 67.



Da hiernach ein Ausweichen der Walzen ausgeſchloſſen iſt, ſo hat man dafür Sorge zu tragen, daß nicht härtere Gegenſtände, wie z. B. Steine, zwiſchen die Walzen eingehen können, weshalb zuvor eine Entfernung ſolcher Gegenſtände durch ſogenannte Steinſcheider bei dem Waſchen der Kartoffeln vorgenommen zu werden pflegt. Der Antrieb erfolgt durch einen Riemen vermittelſt der Vorgelegswelle *C* und zweier Zahnräder auf die eine Walze *B*, welche durch zwei andere Zahnräder die Umdrehung der anderen Walze *A* veranlaßt. Ein Mitſchleppen der zweiten Walze durch die Reibung iſt in dieſem Falle wegen der Größe der zu zerkleinernden Gegenſtände aus den vorſtehend entwickelten Gründen nicht räthlich. Die beiden Walzen erhalten faſt immer gleiche Durchmeſſer, und da auch die Zähnezahlen der Räder gleich gewählt werden, ſo bewegen ſich die Walzenumfänge mit gleicher Geſchwindigkeit, was in dem vorliegenden Falle angemeſſen iſt, da es hierbei nicht ſowohl auf die Erzeugung von Mehl als vielmehr nur auf ein Zerdrücken der Kartoffeln ankommt. Zuweilen giebt man auch wohl dem einen Rade einen oder zwei Zähne mehr als dem anderen, lediglich aus dem Grunde, um nicht immer dieſelben Zähne mit einander zuſammen arbeiten zu laſſen und auch eine gewiſſe Verſetzung der mit einander zuſammentreffenden Walzentheile gegen einander zu bewirken. Die Speiſung dieſer Walzen geſchieht in der einfachſten Weiſe derart, daß die Kartoffeln direct aus dem darüber befindlichen Dampffaſſe, in welchem das Dämpfen geſchah, in den

Rumpf *R* und von da zwiſchen die Walzen fallen; in wie fern die hiermit verbundene Belaſtung des Walzgutes für ein ſicheres Erfaſſen deſſelben förderlich iſt, ohne daß der Walzendurchmeſſer ein unbequem großer ſein muß, wurde ſchon oben angedeutet. Da die zähe und breiige Maſſe an den Walzen haftet, ſo ſind die Schabemeſſer *M* angeordnet, welche, durch kleine Gewichte gegen die Walzen gepreßt, deren Oberflächen beſtändig rein halten.

Fig. 68.



Die Umlaufszahl jeder dieſer Walzen beträgt etwa 20 bei einem Durchmeſſer von 0,5 bis 0,6 m; die Länge richtet ſich natürlich nach der Menge des in beſtimmter Zeit zu quetſchenden Materials und beträgt durchſchnittlich etwa 0,6 m.

Ein Walzwerk, wie es zur Verarbeitung von Rohgummi[1]) gebraucht wird, iſt in Fig. 68 dargeſtellt. Hierbei liegen die Walzen über einander

[1]) Prechtl, Technolog. Encyclopädie, Supplement, Artikel Federharz.

und das zu verarbeitende Rohmaterial muß ihnen von Hand zugeführt werden. Da dieſer Stoff warm verarbeitet wird, ſo ſind die Walzen mit Dampfheizung verſehen, indem durch die hohlen Zapfen vermittelſt Stopfbüchſen einerſeits Dampf aus einem Keſſel zugeführt wird, während durch die anderen Zapfen das aus dem Dampfe hervorgehende Niederſchlagswaſſer abgeführt werden kann. Da das Eigengewicht der oberen Walze zur Erzielung des erforderlichen Druckes nicht genügt, ſo iſt durch die Anordnung der doppelten Hebelverbindung $ABDE$ dafür geſorgt, die Kraft des Belaſtungsgewichtes Q in 15- bis 20facher Vergrößerung auf die obere Walze zu übertragen. Hierdurch iſt zwar dieſer Walze eine gewiſſe Nachgiebigkeit bei vergrößertem Widerſtande ertheilt, dabei aber doch nicht ausgeſchloſſen, daß der Druck weſentlich größer werden könne, als der Gewichtsbelaſtung entſpricht, inſofern die Maſſe des Gewichtes bei dem Ausweichen mit einer beſtimmten Beſchleunigung bewegt werden muß. Aus dieſem Grunde kann beſonders bei ſchnellem Gange der Widerſtand, welchen die Maſſe der Gewichte ihrer Bewegung entgegengeſetzt, leicht die für die Feſtigkeit der Geſtelle zuläſſige Größe überſchreiten, weshalb, wie ſchon oben angeführt wurde, eine Belaſtung durch Federn ſicherer iſt. Das hier beſprochene Walzwerk iſt ferner mit einem Schwungrade S verſehen, welches angebracht iſt, um die Bewegung gleichmäßiger zu machen und über größere Widerſtände hinweg zu helfen; ein Schwungrad ſollte überhaupt bei keinem Walzwerke fehlen und findet ſich auch bei allen beſſeren Ausführungen. Die Wirkung dieſer Walzen iſt weniger in einem Zerdrücken zu ſuchen, welchem hier die ſehr zähe Maſſe widerſtehen würde, es iſt hier hauptſächlich die zerreißende Wirkung benutzt, welche dadurch zur Geltung kommt, daß das Material an der engſten Stelle des Zwiſchenraumes mit viel größerer Geſchwindigkeit durch die Walzen geht, als an den hinterhalb gelegenen Stellen, wo die Vorgabe erfolgt. Man kann dieſe zerreißende Wirkung deutlich an dem die Walzen verlaſſenden Material erkennen, indem daſſelbe als eine dünne, vielfach durchlöcherte Platte aus den Walzen heraustritt. Um die zerreißende Wirkung zu befördern, giebt man dieſen Walzen in der Regel verſchiedene Umfangsgeſchwindigkeit. Die Winde W hat den Zweck, durch Anheben des Gewichtes Q den Druck der Walzen erforderlichen Falles zu ermäßigen.

Eine ſehr häufige Verwendung finden die Walzen zum Zermalmen ſpröder Körper, wie Erze, Mineralien u. ſ. w. Eine zu dieſem Zwecke dienende Walzenquetſche zeigt Fig. 69, welche eine Maſchine aus der Maſchinenfabrik von C. Mehler darſtellt. Die beiden mit beſonderen Ringen oder Mänteln aus Hartguß verſehenen Walzen, welche hier wagerecht neben einander in dem gußeiſernen Rahmen G gelagert ſind, erhalten das durch einen Steinbrecher vorgebrochene Material aus dem Rumpfe R durch eine Speiſewalze S zugetheilt, welche eine regelmäßige Zuführung bewirkt und damit die

Leiſtungsfähigkeit der Walzen erhöht. Der Betrieb wird durch die Riemſcheibe *C* und ein Zahngetriebe auf der Axe derſelben an das auf der einen

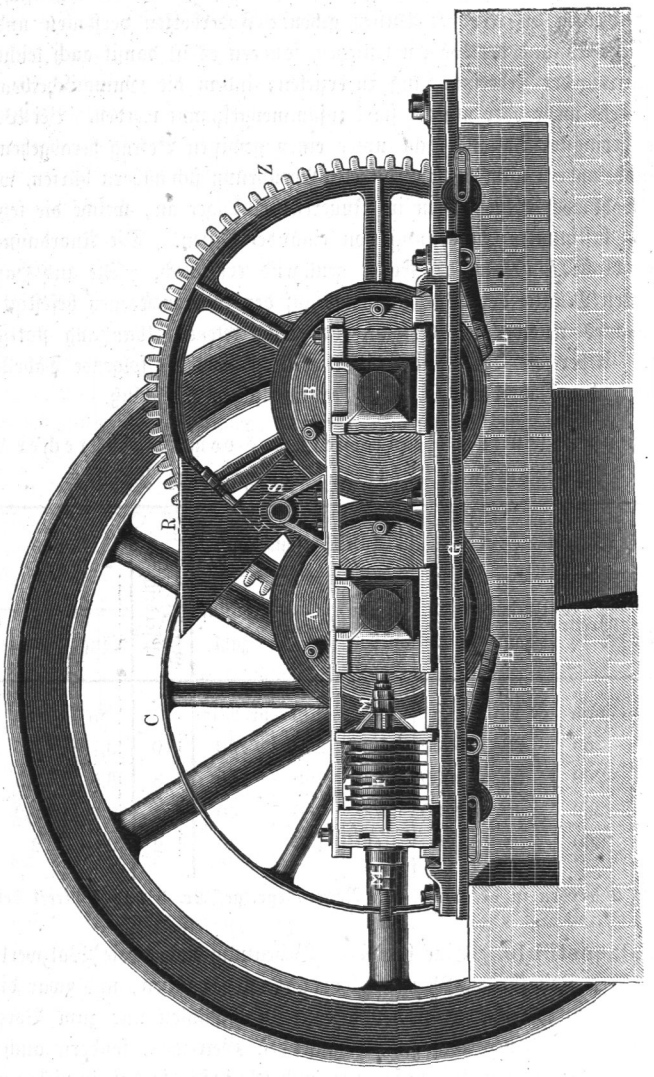


Fig. 69.

Walze *B* befindliche große Zahnrad *Z* übertragen und es geſchieht die Mitnahme der anderen Walze *A* durch ein Räderpaar auf den Walzenaxen oder nach Befinden durch die Reibung. Der Andruck der beweglichen Walze

gegen die feſt gelagerte erfolgt hierbei durch die Gummifedern *F*, welche nach Art der Buffer aus mehreren Scheiben Gummi mit Zwiſchenlagen von Eiſen gebildet ſind. Vermittelſt der Schraubenmuttern *M* läßt ſich nicht nur der durch die Axe der Buffer gehende Federbolzen verſtellen und dadurch der Abſtand der Walzen feſtſetzen, ſondern es iſt damit auch leicht eine Regulirung der Federſpannung zu erzielen, indem die Gummiſcheiben von vornherein mehr oder minder ſtark zuſammengeſpannt werden. Bei Walzen, deren geringſter Abſtand nicht unter einen gewiſſen Betrag herabgehen ſoll, die insbeſondere nicht bis zur directen Berührung ſich nähern dürfen, wendet man wohl noch Gegenbolzen im Inneren der Lager an, welche die letzteren ſtets in beſtimmter Entfernung von einander halten. Die Anordnung der Streichbleche *L* iſt aus der Figur genügend erſichtlich. Die aus Hartguß gebildeten Mäntel der Walzen ſind ſo auf den inneren Kernen befeſtigt, daß ein leichtes Auswechſeln derſelben bei eingetretener Abnutzung ſtattfinden kann. Ueber die Verhältniſſe dieſer Walzen giebt die folgende Tabelle der ausführenden Fabrik von C. Mehler in Aachen Aufſchluß.

Walzenmühlen zum Zerkleinern des vom Steinbrecher vorgebrochenen Materials zu grobem Pulver.

Nr.	Walzen			Stündl. Leiſtung	Antriebsriemſcheibe			Betriebskraft in Pferdeſtärken	Raumbedarf		Ungefähres Gewicht
	Durchmeſſer	Breite	Umlaufzahl		Durchmeſſer	Breite	Umlaufzahl		Länge	Breite	
	mm	mm	pr. Min.	kg	mm	mm	pr. Min.		m	m	kg
1	940	260	20	5000	1500	200	80	10	3,75	3,5	10000
2	720	260	25	4000	1250	160	100	8	3,5	3,5	8000
3	400	260	40	2000	1500	160	40	4	2,2	2,2	3000
4	300	260	50	1000	1000	140	50	2	2	2	2000

Nr. 1 und 2 werden in der Regel mit Rädervorgelege, Nr. 3 und 4 direct betrieben.

§. 28. **Walzenſtühle.** Eine beſondere Bedeutung haben die Walzwerke in der neueren Zeit für die Mehlfabrikation gewonnen, und zwar dienen ſie heute nicht wie ehedem in den älteren Mahlmühlen nur zum Vorquetſchen des auf Steinen noch zu vermahlenden Getreides, ſondern auch zur Erzeugung der feinſten Mehlſorten und Grieſe, ſo daß in vielen neueren Mühlen den Steinen nur eine nebenſächliche Bedeutung zukommt. Insbeſondere ſind es die nach dem ſogenannten Hochmüllereiſyſtem arbeitenden und die Erzeugung der vorzüglichſten Mehle anſtrebenden Mühlen,

welche faſt ausſchließlich als Walzenmühlen ausgeführt werden. Es handelt ſich hierbei nicht ſowohl um eine in allen Theilen des Getreidekornes gleichmäßig vorzunehmende Zerkleinerung, ſondern um eine ſolche, bei welcher die äußere Schale möglichſt ſchonend behandelt wird. Man erreicht dies im Allgemeinen dadurch, daß man das Getreide zuerſt zwiſchen geriffelten Walzen ſchrotet, welche ein Zerbrechen der Körner in gröbere Bruchſtücke bewirken, und hierauf ein Verarbeiten zwiſchen glatten Walzen von gleicher Geſchwindigkeit folgen läßt, wobei durch den von den Walzen geäußerten Druck ein Herauspreſſen der inneren Mehltheilchen aus den Schalen veranlaßt wird. Durch öfter wiederholtes Vermahlen des Kornes zwiſchen enger und enger geſtellten Walzen gelangt man dazu, die inneren Mehltheile zu gewinnen, ohne daß die Schalen dabei gleichfalls zerkleinert werden, während dagegen bei dem älteren Verfahren des ſogenannten Flachmahlens das Getreide ſogleich in allen Theilen energiſch zerkleinert wird. In dieſem letzteren Falle müſſen die erzeugten Mehle weniger vollkommen ausfallen, weil es nicht möglich iſt, die zerkleinerten Schalen von den Mehltheilchen vollſtändig zu trennen, worüber in einem folgenden Abſchnitte geſprochen werden ſoll.

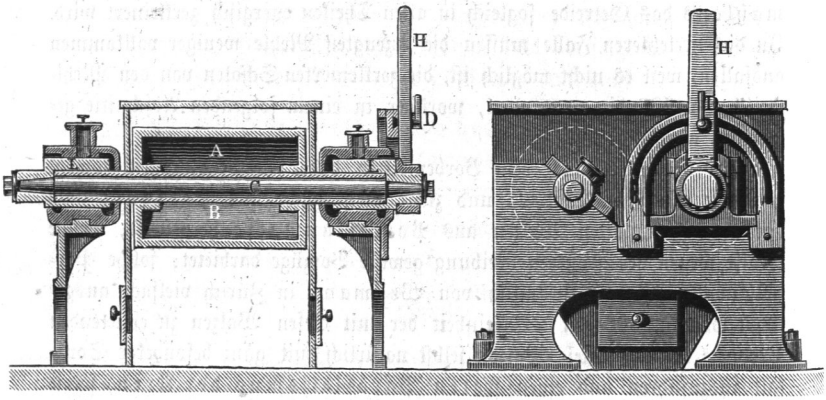
Man verwendet nach dem Vorbemerkten daher in Mahlmühlen ſowohl geriffelte wie glatte Walzen, und zwar meiſt ſolche aus Hartguß; auch hat man die glatten Walzen aus Porcellanmaſſe hergeſtellt, welche Maſſe wegen der größeren Reibung gewiſſe Vorzüge darbietet; ſolche Porcellanwalzen ſind vornehmlich von Wegmann in Zürich vielfach ausgeführt worden. Wegen der Feinheit der mit dieſen Walzen zu erzielenden Producte hat man dieſe Walzen ſelbſt natürlich mit ganz beſonderer Sorgfalt auszuführen und einen ſteten Parallelismus der Axen, ſowie die Möglichkeit einer genauen Einſtellung anzuſtreben. Auch hat man die Walzen mit ſelbſtthätigen Ausrückvorrichtungen verſehen, welche in dem Falle zur Wirkung kommen, wo die Zuführung des Mahlgutes aus irgend welchem Grunde eine Unterbrechung erleidet. In ſolchem Falle würden die dicht zuſammengehenden Walzen einer ſehr ſchnellen Abnutzung unterworfen ſein, beſonders wenn ſie ſich mit verſchiedenen Geſchwindigkeiten bewegen. Es möge hiernach eine Beſprechung einiger der vorzüglich zur Anwendung gekommenen Walzenſtuhlungen folgen.

Ein Walzwerk zum Vorquetſchen des Getreides nach der Bauart von Luther[1]) in Braunſchweig ſtellt Fig. 70 (a. f. S.) dar. Die Walzen aus Hartguß haben 0,35 m Durchmeſſer bei 0,50 m Länge und bewegen ſich mit 200 bis 240 Umdrehungen in der Minute. Um die Verſtellung der Axen gegen einander unter genauer Innehaltung ihrer parallelen Lage

[1]) Zeitſchr. d. Ver. deutſch. Ingenieure 1886, 222.

zu erzielen, iſt hier folgende Anordnung gewählt. Die verſchiebliche Walze *A* iſt auf eine Röhre *B* gekeilt, welche in den Lagerbüchſen *L* zu beiden Seiten läuft. Dieſe Lagerbüchſen ſind durch einen die hohle Walzenaxe durchſetzenden Bolzen *C* feſt mit einander verbunden und können wie ein einziges Stück gedreht werden, zu welchem Ende ſie auch äußerlich cylindriſch abgedreht ſind. Da nun aber dieſe äußeren in paſſend ausgebohrten Lagern ruhenden Flächen excentriſch zu den inneren Laufflächen der Walzenzapfen gearbeitet ſind, ſo muß durch eine Drehung der Büchſen eine ſeitliche Verſchiebung der Axe und damit eine Annäherung oder Entfernung der Walzen unter Innehaltung der parallelen Lage ſtattfinden. Zur leichten Umdrehung der Büchſen dient der Stellhebel *H*, welcher durch die Druckſchraube *D* in

Fig. 79.



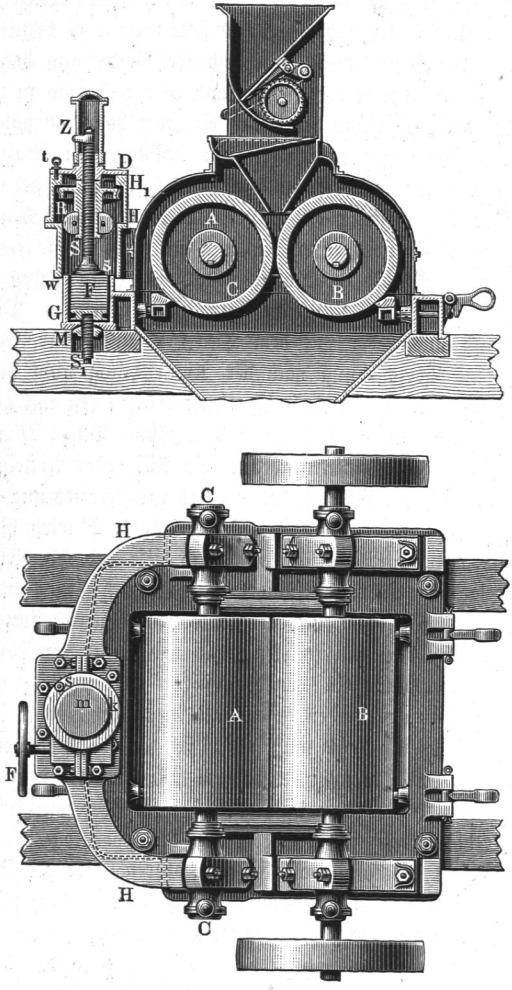
beſtimmter Stellung feſtgeſtellt werden kann. Daß bei der gedachten Verſtellung der Walzen außer der wagerechten Verſchiebung auch eine geringe Hebung oder Senkung der beweglichen Walze eintritt, iſt für die Wirkung ganz ohne Belang. Die Zuführung des Mahlgutes wird durch eine gewöhnliche Speiſewalze vermittelt.

Eine vorzügliche Walzenconſtruction von Nagel und Kämp in Hamburg iſt durch Fig. 71[1]) dargeſtellt. Von den beiden Walzen *A* und *B*, von denen nur die eine *B* durch Riemen angetrieben und die andere *A* durch Reibung mitgenommen wird, iſt die angetriebene Walze feſt gelagert, während die Lager der mitgeſchleppten *A* auf dem Rahmen oder Bügel *H* angebracht ſind, welcher um zwei unter der Axe von *A* angebrachte Zapfen *C* drehbar iſt. Es iſt erſichtlich, daß eine Drehung dieſes Bügels um *C* eine Annäherung oder Entfernung der Walzen zur

[1]) Zeitſchr. d. Ver. deutſch. Ingenieure 1886, 222.

Folge haben muß. Dieſe Drehung wird mittelſt der Schraube S bewirkt, welche ſelbſt undrehbar iſt, und deren Muttergewinde in dem Schneckenrade R enthalten ſind. Bei einer Umdrehung dieſes letzteren durch eine auf der

Fig. 71.



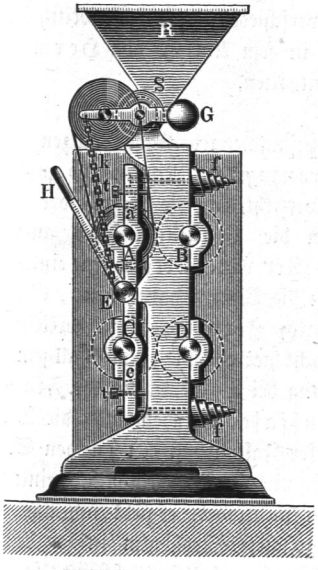
Axe des Handrades F befindliche Schnecke ſteigt das Rad R auf oder ab und nimmt dabei den Bügel H mit, ſo daß die Entfernung der Walzen hierdurch regulirt werden kann. Da die Schraubenſpindel S mit dem hervorſtehenden Bunde s ſich auf die aus verſchiedenen Lamellen zuſammen-

geſetzte Feder F ſtützt, ſo werden die Walzen mit einem der Federſpannung entſprechenden Drucke gegen einander gepreßt, ohne daß dieſelben ſich jedoch berühren können. Um dies zu verhüten, iſt nämlich die Schraube auch in ihrem unteren Theile bei S_1 mit Gewinden verſehen, zu welchen M die Mutter bildet. Hierdurch iſt der Spindel S ein Emportreten nur ſo weit geſtattet, bis dieſe Mutter ſich gegen das feſte Geſtell G lehnt, und man hat es daher in der Hand, durch entſprechende Verſtellung der Mutter M auf der Schraube S_1 den geringſten Abſtand zu regeln, bis zu welchem ſich die Walzen durch die Wirkung der Feder einander höchſtens nähern können. Bei einem übermäßig großen Widerſtande zwiſchen den Walzen dagegen können dieſelben unter weiterer Zuſammendrückung der Feder ausweichen. Um die gedachte Verſchiebung der Mutter M behufs Feſtſtellung eines gewünſchten Minimalabſtandes zu erzielen und um ebenfalls die Federſpannung dem erforderlichen Andrucke der Walzen gemäß zu regeln, haben die Erbauer ihrer Maſchine die folgende ſinnreiche Einrichtung gegeben. Die Schraube S iſt durch Nuth und Feder mit dem Deckel D undrehbar, jedoch ſo verbunden, daß eine Verſchiebung nach der Axenrichtung nicht ausgeſchloſſen iſt. Wenn daher der Deckel D durch einen Stift t feſt mit dem Gehäuſe H_1 verbunden wird, in welches der mehrerwähnte Bügel H ausläuft, ſo muß eine Drehung des Schneckenrades R ein Auf- oder Abſteigen deſſelben und des Gehäuſes H_1 zur Folge haben, wie es zur Veränderung des Walzenabſtandes erforderlich iſt. Die Spannung der Feder F wird hierdurch gar nicht beeinflußt. Zur Veränderung des durch dieſe Feder bewirkten Walzenandruckes hat man die Schraubenſpindel S in ihrer Richtung zu verſchieben, um dadurch eine mehr oder minder ſtarke Zuſammenpreſſung der Feder hervorzurufen. Um dies zu bewirken, hat man nur den Deckel D durch Verſetzen des erwähnten Stiftes t von dem Gehäuſe H_1 zu löſen und mit dem Schneckenrade R feſt zu verbinden, ſo daß an einer Drehung des letzteren nun auch die Spindel S Theil nehmen muß, wobei ſich dieſelbe in dem erforderlichen Maße in die an der Drehung verhinderte Mutter M hineinſchraubt oder aus derſelben heraustritt, dabei die Feder F mehr oder weniger zuſammenpreſſend. Da die Spannung der Feder von der Höhenlage der Schraubenſpindel abhängig iſt, ſo kann man den am oberen Ende der Schraube angebrachten kleinen Zeiger Z dazu benutzen, auf einer an dem feſten Geſtelle H_1 angebrachten Eintheilung die Federſpannung anzugeben; ebenſo kann man an einer anderen Eintheilung bei w den Abſtand der Walzen von einander ableſen.

Man hat auch vielfach *mehrpaarige Walzenſtühle* für Mühlen ausgeführt, ſo nämlich, daß in einem gemeinſchaftlichen Geſtelle zwei oder ſelbſt drei Paare von Walzen angebracht ſind, durch welche das Getreide nach einander hindurchgeht, nachdem hinter jedesmaligem Zerkleinern zuvör-

derſt eine Trennung der zerkleinerten Theile von den gröberen vorgenommen worden iſt. Zuweilen folgt auch das Vermahlen zwiſchen dem zweiten Walzenpaare unmittelbar auf das zwiſchen den erſten Walzen, ohne daß eine ſolche Sonderung vorhergeht. Eine ſolche Wirkung findet bei dem in Fig. 72 dargeſtellten Walzenſtuhle von Mechwart[1]) ſtatt, welcher in demſelben Geſtell zwei Paare von Walzen, A, B und C, D, enthält. Das aus dem Rumpfe R vermittelſt der Speiſewalze S zugeführte Getreide fällt zunächſt den oberen Walzen A, B zu und gelangt von dieſen zu den unteren Walzen C, D, welche mit doppelt ſo großer Geſchwindigkeit ſich drehen. Die Walzen jedes einzelnen Paares haben Geſchwindigkeiten im Verhältniß wie 3 : 1, und die ſchneller gehenden Walzen werden durch Riemen mit etwa 200 Umdrehungen für das obere und mit 400 Umdrehungen für das untere Paar angetrieben. Eigenthümlich iſt hierbei die Beweglichkeit der Walzen A und C, welche ihre Lagerung in den beiden um das Scharnier E drehbaren Stegen a und c finden. Durch die Federn f werden die beweglichen Walzen ſo weit gegen die feſt gelagerten Walzen B und D gedrückt, als die den Minimalabſtand beſtimmenden Stellſchrauben t es geſtatten. Sollen die Walzen ausgerückt werden, ſo geſchieht dies durch Drehung des Hebels H, an deſſen Axe die Bolzen der beiderſeitigen Scharniere E excentriſch befeſtigt ſind, ſo daß eine Drehung dieſer Axe eine Entfernung der Walzen A von B und C von D im Gefolge hat. Gleichzeitig mit der Entfernung der Walzen von einander wird die Speiſung unterbrochen, indem durch die Drehung des Hebels H eine Kette k angezogen wird, welche hierdurch ein Spanngewicht G aufhebt, das für gewöhnlich der die Speiſewalze S antreibenden Schnur die erforderliche Spannung ertheilt.

Fig. 72.



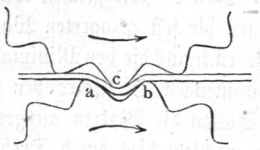
Man hat auch ſonſt noch mancherlei Vervollkommnungen an den Walzenſtühlen für Mahlmühlen angebracht, wie z. B. ſelbſtthätige Ausrückungen für den Fall, daß die Zuführung von Mahlgut aus irgend einem Grunde unterbrochen wird. Alsdann würden die leer zuſammengehenden Walzen

[1]) Fr. Kick, Die neueſten Fortſchritte in der Mehlfabrikation. Leipzig 1883.

einem ſchnellen Verſchleiße ausgeſetzt ſein, beſonders gilt dies für die Wegmann'ſchen Porcellanwalzen, weniger für Hartgußwalzen. Auch hat Wegmann, um den Gang der Zahnräder zu einem möglichſt geräuſchloſen zu machen, ſich des Kunſtgriffes bedient, jedes Rad zu beiden Seiten mit Blechſcheiben zu verſehen und den zwiſchen dieſen Scheiben, der Nabe und dem Kranze des Rades abgeſchloſſenen Raum mit feinem Bleiſchrot auszufüllen, wodurch nach der Angabe von Kick das Klirren der Räder in geradezu überraſchender Weiſe beſeitigt worden iſt. In Betreff dieſer und der vielen anderen ſonſt noch zur Anwendung gekommenen Verbeſſerungen muß auf die betreffende Literatur über Mühlweſen verwieſen werden; über die Leiſtung und den Kraftverbrauch von Walzenmühlen ſind die Angaben je nach den beſonderen Verhältniſſen ſehr verſchieden; werthvolle Mittheilungen, welche von Nagel herrühren, ſind in dem Aufſatze von Hermann Fiſcher über Zerkleinerungsmaſchinen enthalten.

§. 29. **Brechwalzen.** Wenn man zwei zuſammenarbeitende Walzen nach Fig. 73 ihrer ganzen Länge nach mit hervorragenden Rippen und zwiſchen denſelben befindlichen Vertiefungen derart verſieht, daß die Rippen der einen Walze in die Vertiefungen der anderen nach der Art von Räderzähnen eintreten, ſo können die Walzen dazu dienen, Gegenſtände durch Zerbrechen zu zerkleinern. Man macht hiervon eine ziemlich allgemeine Anwendung bei der Bereitung der Flachs- und Hanffaſern, indem man die Trennung dieſer Faſern von den holzigen Stengeln durch ein Zerknicken der letzteren in viele kleine Bruchſtücke einleitet. Die Art und Weiſe, wie dieſes Zerbrechen ſtattfindet, ergiebt ſich aus der Figur, worin der zwiſchen die Walzen geführte Strohhalm in den beiden Punkten *a* und *b* geſtützt und zwiſchen beiden in *c* belaſtet erſcheint, ſo daß ein Einknicken deſſelben an dieſen drei Punkten eintreten muß. Damit dieſe Wirkung möglich ſei, müſſen die beiden Walzen gleiche Theilung, d. h. gleiche Entfernung der Rippen von einander haben, und die Umfangsgeſchwindigkeit der Walzen muß ebenfalls die gleiche ſein, d. h. ihre Umdrehungszahlen müſſen ſich umgekehrt wie die Zahlen ihrer Rippen verhalten, ähnlich wie es bei Zahnrädern der Fall iſt. Es würde zwar möglich ſein, zu dieſem Zwecke nur die eine Walze umzudrehen und die andere vermöge der in einander eingreifenden Rippen mitnehmen zu laſſen, doch würde hierbei das Material einer ſtarken Beanſpruchung ausgeſetzt ſein, in Folge deren viele Faſern zerriſſen würden. Um dies zu vermeiden, pflegt man daher immer die beiden Walzen durch Zahnräder von entſprechender Größe mit einander

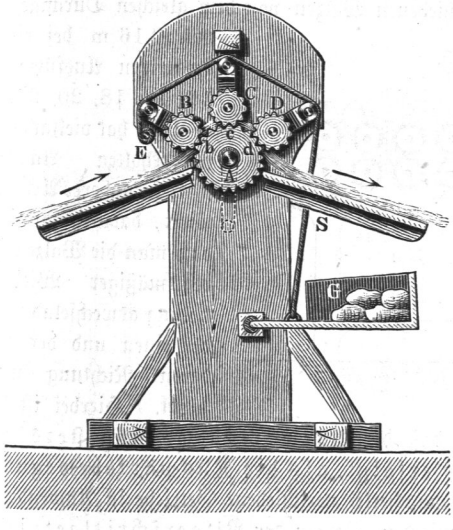
Fig. 73.



zu verbinden, ſo daß die Mitnahme der einen Walze nicht durch die Rippen, ſondern durch die Zahnräder zu erfolgen hat. Es iſt ferner zur Schonung des Materials erforderlich, daß zwiſchen den Walzen ein genügender Zwiſchenraum zum Durchgang des Strohes verbleibt, weswegen man die Lager der einen Walze immer zum Ausweichen befähigen muß. Man erzeugt den zum Brechen erforderlichen Druck zwiſchen den Walzen entweder durch Federn oder auch durch Gewichte, welche letztere Anordnung hier wegen der immer nur geringen Umfangsgeſchwindigkeit unbedenklich iſt.

Es iſt faſt immer ein mehrmaliges Brechen der Stengel erforderlich, um die zu der darauf folgenden Abſonderung der Holztheile genügende Zerkleinerung herbeizuführen. Dieſes wiederholte Brechen wird aber meiſtens in derſelben Maſchine bei einem einmaligen Durchgange erzielt, und man hat zu dieſem Behufe den zum Brechen dienenden Maſchinen verſchiedene Einrichtungen gegeben. Bei den einfachſten für Handbetrieb eingerichteten Maſchinen dieſer Art bringt man über einer größeren Mittelwalze *A*, Fig. 74, mehrere kleinere Walzen *B*, *C* und *D* an, ſo daß das in der Richtung der Pfeile hindurchgeführte Stroh bei *b*, *c* und *d* einem wiederholten Brechen ausgeſetzt iſt. Die Belaſtung der oberen Walzen wird bei dieſer Maſchine durch ein Gewicht *G* hervorgebracht, welches in erſichtlicher Art die über die Lager der Walzen geführte und bei *E* befeſtigte Schnur *S* anſpannt. Da die Größe der entſtehenden Bruchſtücke von der Entfernung der Rippen oder der Theilung der Walzen abhängt, und dieſe letztere bei der betrachteten Maſchine bei allen Walzen dieſelbe ſein muß, ſo läßt ſich von dieſer Anordnung nicht die günſtigſte Wirkung verſprechen, inſofern die bei dem erſten Angriffe in *b* gebildeten Bruchſtücke zwiſchen den folgenden Walzen bei *c* und *d* im Allgemeinen eine weitere Zerkleinerung nicht mehr erfahren werden.

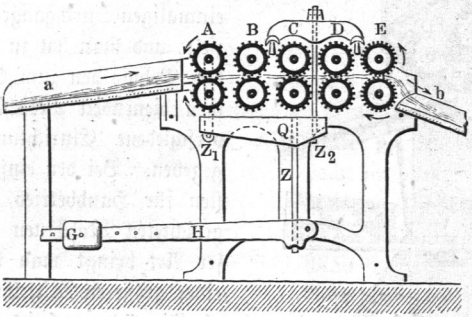
Fig. 74.



Aus dieſem Grunde hat man meiſtens den wiederholten Angriff zwiſchen mehreren einzelnen Walzenpaaren, Fig. 75 (a. f. S.), vorgenommen, welche

von *A* nach *E* hin allmälig feinere Theilung der Riffelung erhalten. Es wird hierdurch eine viel weiter gehende Zerkleinerung bewirkt, indem die von dem erſten Walzenpaare gebildeten Bruchſtücke zu lang ſind, um unverändert zwiſchen den nächſten Paaren hindurchgehen zu können. Die Geſchwindigkeit im Umfange muß hierbei für alle Walzenpaare von genau gleicher Größe ſein, weil ein Zerreißen der Faſern die Folge ſein müßte, wenn die Geſchwindigkeit nach vorn, d. h. nach der Richtung der Bewegung hin, zunähme, während eine langſamere Bewegung der vorderen Paare ein Anſtauen des Materials bewirken würde. Die Belaſtung der oberen Walzen durch die beiderſeits angeordneten Gewichte *G*, die Hebel *H*, Zugſtangen *Z*, Querſtege *Q* und Zughaken Z_1 und Z_2 iſt aus der Figur erſichtlich. Die Zahl der Rippen beträgt bei den verſchiedenen Walzen von dem gleichen Durchmeſſer von 0,16 m bei einer derartigen Ausführung 14, 16, 18, 20, 24.

Fig. 75.



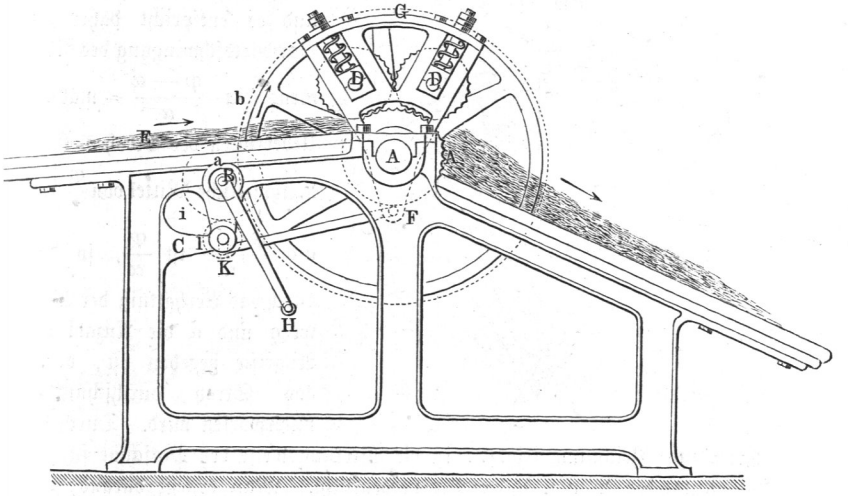
Man hat vielfach den wiederholten Angriff noch in anderer Art bewirkt, dadurch nämlich, daß man die Walzen in regelmäßiger Wiederholung abwechſelnd nach der einen und der anderen Richtung umdreht. Hierbei iſt die Anordnung ſo zu treffen, daß die Vorwärtsbewegung ſtets um einen größeren Betrag erfolgt, als die Rückwärtsbewegung. Zu dieſem Zwecke hat man mancherlei verſchiedene Getriebe in Anwendung gebracht, welche man wohl mit dem Namen der Pilgerſchrittgetriebe belegt hat, indem man die gedachte, abwechſelnd vorwärts und rückwärts gerichtete Bewegung als Pilgerſchrittbewegung bezeichnet. Eine in dieſer Art wirkende Maſchine iſt die von Collyer[1]) auf der Wiener Weltausſtellung 1873 ausgeſtellte Flachsbrechmaſchine, Fig. 76. Hier erhält die mittlere Riffelwalze *A* von der Handkurbel *H* der Welle *B* durch Vermittelung der beiden Zahnräder *a* und *b* eine langſame Bewegung vorwärts, d. h. in der Richtung des Pfeiles, wodurch das auf dem Zuführbrette *E* vorgelegte Flachsſtroh eingezogen wird. Das Brechen der Stengel bewirken dabei die beiden mit Federn angepreßten Riffelwalzen *D* in gewöhnlicher Weiſe. Dieſe beiden Walzen *D* ſind nicht in dem feſten Geſtelle,

[1]) Zeitſchr. deutſch. Ing. 1874.

ſondern in einem um die Axe A loſe drehbaren Rahmen oder Bügel GF angebracht, welchem Rahmen eine um A ſchwingende Bewegung durch die Lenkerſtange KF einer kleinen Kurbel K ertheilt wird, die ihre ſchnelle Drehung von der Welle B vermittelſt der beiden Zahnräder i und l erhält. In Folge dieſer Anordnung wird das zu brechende Flachsſtroh mit einer beſtimmten Geſchwindigkeit gleichmäßig eingezogen, während die beiden oberen Walzen D über demſelben hin- und hergerollt werden und hierbei ein wiederholtes Brechen der Stengel bewirken.

Um die Wirkungsweiſe dieſer Anordnung näher zu unterſuchen, ſei mit φ der Winkel bezeichnet, um welchen die Schwingung des Rahmens GF

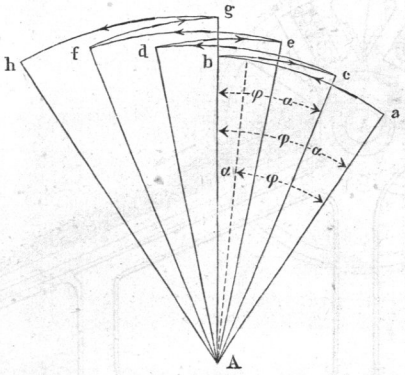
Fig. 76.



geſchieht, und es bedeute α den Winkel, um welchen die mittlere Walze A in derjenigen Zeit umgedreht wird, während welcher dem Rahmen eine einfache Schwingung ertheilt wird. Wenn dann noch R den Halbmeſſer der mittleren Walze A vorſtellt, ſo iſt die Länge des durch die Walzen eingezogenen Strohes während einer einfachen Schwingung des Rahmens zu $R\alpha$ anzunehmen. Während einer ſolchen einfachen Schwingung des Rahmens hat ſich jede der in demſelben befindlichen Oberwalzen um einen beſtimmten Bogen um die eigene Axe gedreht, und die Länge dieſes Bogens giebt diejenige Strohlänge an, über welcher das Fortrollen der Oberwalzen oder das Brechen ſtattgefunden hat. Dieſe Drehung um die eigene Axe, welche einer Oberwalze während einer einfachen Schwingung des Rahmens ertheilt wird, iſt verſchieden, je nachdem die gedachte Schwingung im Sinne

der fortſchreitenden Bewegung des Strohes, alſo im Sinne der Pfeile oder entgegengeſetzt dazu, erfolgt. Für den letzteren Fall des Rückwärtsſchwingens beziffert ſich die Drehung einer Oberwalze in ihrem Umfange zu $R(\varphi + \alpha)$, und zwar erfolgt die Drehung um dieſen Winkel in dem linksläufigen Sinne entgegengeſetzt der Uhrzeigerbewegung. Da während dieſer Bewegung, wie bemerkt worden, nur eine Länge des Strohes gleich $R\alpha$ eingegangen iſt, ſo entſpricht dem Rückwärtsſchwingen des Rahmens ein $\frac{\varphi + \alpha}{\alpha}$-maliges Ueberrollen der Oberwalzen. Wenn der Rahmen dagegen in der Pfeilrichtung vorwärts ſchwingt, ſo erfolgt hierbei eine Drehung der Oberwalzen in dem Betrage $R(\varphi - \alpha)$. Dieſe Drehung hat den Sinn der Uhrzeigerbewegung, wenn $\varphi > \alpha$ iſt, und es entſpricht daher der Vorwärtsſchwingung des Rahmens ein $\frac{\varphi - \alpha}{\alpha}$-maliges Ueberrollen des Strohes. Das arithmetiſche Mittel von $\frac{\varphi + \alpha}{\alpha}$ und $\frac{\varphi - \alpha}{\alpha}$ iſt $\frac{\varphi}{\alpha}$, ſo daß durch das Verhältniß der Winkel φ und α die Anzahl der Angriffe gegeben iſt, denen das Stroh durchſchnittlich unterworfen wird. Durch die ſchematiſche Zeichnung Fig. 77 iſt die Wirkungsweiſe der Maſchine für ein Verhältniß der Winkel $\varphi = 5\alpha$ verdeutlicht. Man erſieht daraus, daß bei dieſem Verhältniſſe, wobei die rückläufigen Strecken ab, cd, ef, gh ſich über den Winkel 6α und die vorwärts gerichteten Strecken bc, de, fg ſich über 4α ausdehnen, überall ein fünfmaliges Ueberrollen des Strohes erzielt wird.

Fig. 77.

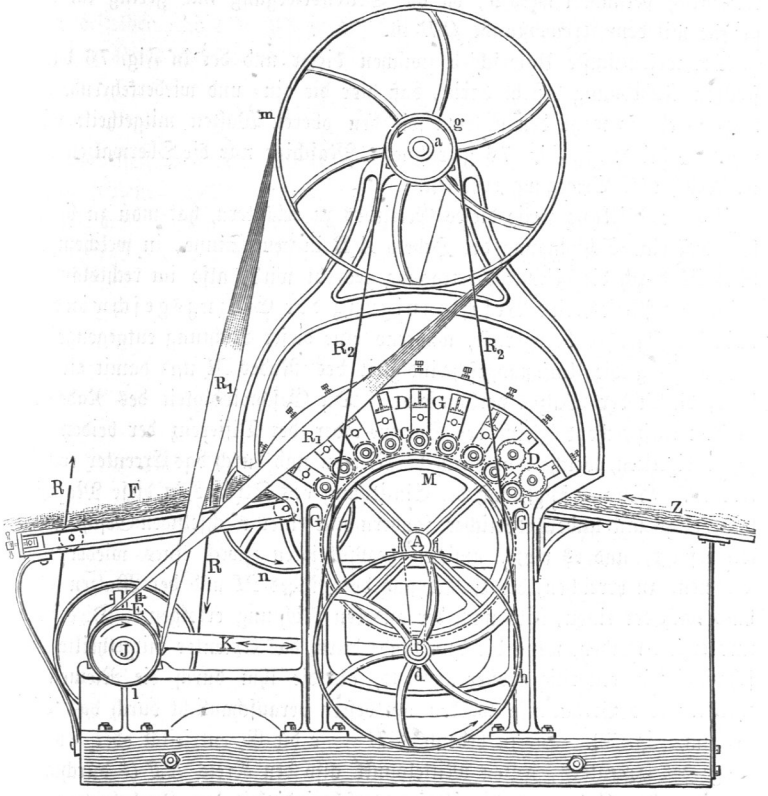


Von den ſonſt zu gleichem Zwecke angewandten Anordnungen möge noch die von Narbuth[1]) für Hanfbrechmaſchinen angegebene angeführt werden. In Fig. 78 iſt eine Maſchine dieſes Syſtems dargeſtellt, woraus man zunächſt neun Paar Walzen C, D erkennt, welche concentriſch zu der Axe A in dem Geſtell G ſo gelagert ſind, daß die oberen Walzen D in radialer Richtung verſtellbar ſind. Dieſe Walzen ſind in gewöhnlicher Art mit Riffeln

[1]) S. d. Artikel: „Aus der Maſchinenhalle der Wiener Weltausſtellung“ in Zeitſchr. deutſch. Ing. 1874.

verſehen, und es ſtehen die Unterwalzen mit ihren Oberwalzen durch je zwei Zahnräder von gleicher Größe in Verbindung. Die Zahnräder aller unteren Walzen empfangen ihre Umdrehung durch ein auf der Axe *A* angebrachtes größeres Zahnrad *M*, durch deſſen Umdrehung in dem Sinne des Pfeiles die Riffelwalzen ſämmtlich eine ſolche Bewegung empfangen, wie ſie zum Einziehen und Durchführen des bei *Z* vorgelegten Hanfſtrohes erfor-

Fig. 78.



derlich iſt. Daſſelbe verläßt die Maſchine im gebrochenen Zuſtande bei *F*, von wo es durch ein endloſes Abführtuch entfernt wird. Die Pilgerſchrittbewegung wird hier in der Weiſe erzeugt, daß dem mittleren Zahnrade *M* außer ſeiner langſamen gleichmäßigen Umdrehung noch eine pendelnde Bewegung vermöge des auf ſeiner Axe befindlichen Hebels *AB* ertheilt wird, welcher Hebel zu dieſem Zwecke von der Stange *K* eines auf der Welle *J* ſitzenden Excenters *E* bewegt wird. Dieſe Welle *J* wird direct von der

zugehörigen Locomobile oder Transmiſſionswelle durch den Riemen R angetrieben, und überträgt ihre Bewegung vermittelſt der beiden Riemen R_1 und R_2 auf eine im Endpunkte des gedachten Hebels AB angebrachte Axe B, welche mit einem kleinen Zahngetriebe das zur Umdrehung der Brechwalzen dienende Zahnrad M in die gedachte langſame Bewegung verſetzt. Dieſe Anordnung geſtattet der Axe B die durch das Excenter ihr mitgetheilte ſeitliche Bewegung, ohne daß dadurch die Spannungen in dem Riemen R_2 weſentlich verändert werden, da die Seitenbewegung nur gering im Vergleiche mit dem Axenabſtande OB iſt.

Der weſentlichſte Unterſchied zwiſchen dieſer und der in Fig. 76 dargeſtellten Anordnung beſteht darin, daß hier die hin- und wiederkehrende Bewegung ebenſo wohl den unteren wie den oberen Walzen mitgetheilt wird, während bei der in Fig. 76 gezeichneten Maſchine nur die Oberwalzen dieſe wiederkehrende Bewegung erhalten.

Um die Wirkungsweiſe dieſes Getriebes zu erläutern, hat man zu bemerken, daß eine Schwingung des Hebels AB in dem Sinne, in welchem das Rad M durch die Riemenübertragung gedreht wird, alſo im rechtsläufigen Sinne des Pfeiles, eine Beſchleunigung der Einzugsgeſchwindigkeit des Strohes hervorruft, während eine dieſer Richtung entgegengeſetzte Schwingung die Umfangsgeſchwindigkeit des Rades M und damit die Geſchwindigkeit der Walzen verlangſamt. Die Geſchwindigkeit des Rades M iſt dem entſprechend gleich der Summe oder der Differenz der beiden Geſchwindigkeiten, welche ihm durch die Riemen und durch das Excenter ertheilt werden. Hieraus folgt, daß die Einziehung des Strohes in dieſe Maſchine keineswegs mit unveränderlicher, ſondern mit einer wechſelnden Geſchwindigkeit erfolgt, und es muß, um den beabſichtigten Zweck eines wiederholten Brechens zu erreichen, die Umdrehung des Rades M und der Walzen C, D bald nach der einen, bald nach der anderen Richtung erfolgen. Dies kann nur erzielt werden, wenn die dem Rade durch das Excenter mitgetheilte Geſchwindigkeit zeitweilig größer ausfällt, als die ihm durch die Riemen ertheilte. Die Verhältniſſe werden am beſten veranſchaulicht durch das Diagramm, Fig. 79. Hierin bedeute $CE = e$ die Excentricität oder Kurbellänge des Excenters, deſſen Mittelpunkt alſo den Kreis EFG durchläuft, und es möge $CA = v_e$ die Umfangsgeſchwindigkeit der Kurbelwarze oder des Excentermittels vorſtellen. Mit dieſer ſelbigen Geſchwindigkeit v_e bewegt ſich auch die Excenterſtange K in derjenigen Lage, in welcher ſie ſenkrecht auf dem Kurbelarme ſteht, wofür hier die verticale Stellung der Kurbel CF angenommen werden kann, da die Länge der Excenterſtange ſehr groß im Verhältniß zur Excentricität iſt. Unter dieſer Vorausſetzung iſt die Geſchwindigkeit der Stange in horizontaler Richtung für irgend eine Kurbelſtellung CB, welche um den Winkel $BCA = \alpha$ von der wagerechten Rich-

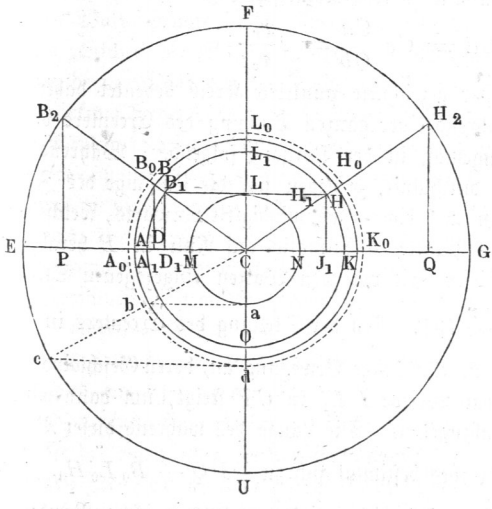
tung abweicht, durch $BD = v_e \sin\alpha$ gegeben, und es ſtellen nach den bekannten Eigenſchaften des Kurbelgetriebes, ſ. Th. III, 1, die Ordinaten wie BD des mit $v_e = CA$ um C beſchriebenen Kreiſes $ABHK$ für die zugehörigen Kurbelſtellungen die Geſchwindigkeiten vor, mit denen die Excenterſtange das Ende des Hebels AB in Fig. 78 bewegt. Die vermöge dieſer Bewegung dem Zahnrade M ertheilte Geſchwindigkeit des Theilkreiſes iſt natürlich ſtets in dem Verhältniſſe $\frac{r}{l}$ kleiner, wenn r den Theilkreishalbmeſſer deſſelben und l die Länge des Hebels AB bedeutet. Zeichnet man daher den Kreis mit dem Halbmeſſer

$$CA_1 = \frac{r}{l} v_e = \frac{r}{l} CA,$$

ſo geben deſſen Ordinaten wie $B_1 D_1$ für jede Kurbelſtellung die dem Zahnrade in ſeinem Theilkreiſe durch das Excenter mitgetheilte Geſchwindigkeit an.

Stellt nun $CM = v_r$ diejenige gleichmäßige Geſchwindigkeit vor, welche das Zahnrad vermöge der Riemen- und Räderübertragung in ſeinem Theilkreiſe erhält, ſo geben die beiden Schnittpunkte B_1 und H_1 diejenigen Stellungen CB_2 und CH_2 des Excenters an, für welche die beiden Geſchwindigkeiten gleich groß ſind, die dem Zahnrade durch die Riemen und durch das Excenter ertheilt werden. Demgemäß muß in dieſen Punkten ein Wechſeln der Bewegung des Rades erfolgen, ſo zwar, daß eine Umdrehung des Rades in dem rechtsläufigen Sinne, wie ſie zur Einziehung des Strohes nöthig iſt, während derjenigen Zeit erfolgt, während welcher das Excentermittel den Bogen EB_2 durchläuft, und daß für den durch den Bogen $B_2 F H_2$ dargeſtellten Weg eine rückläufige Bewegung ſich einſtellt. Würde die Geſchwindigkeit v_r der dem Rade durch die Riemen ertheilten Bewegung dem Betrage $CA_1 = CL_1 = \frac{r}{l} v_e$ der durch das Excenter

Fig. 79.



mitgetheilten größten Geſchwindigkeit CL_1 gerade gleich ſein, ſo würde eine rückläufige Bewegung ſich gar nicht einſtellen, es würde in ſolchem Falle die Geſchwindigkeit der Vorwärtsbewegung in der Stellung CF des Excenters gerade bis auf den Werth Null ermäßigt werden.

Man kann auch aus der Fig. 79 die Wege erkennen, welche den einzelnen Perioden der Bewegung entſprechen. Die Zeit, welche das Excenter zu einer ganzen Umdrehung durchgebraucht, beſtimmt ſich den gewählten Bezeichnungen zufolge zu $t = \frac{2\pi e}{v_e}$, in welcher Zeit der von dem Radumfange in Folge der Geſchwindigkeit v_r zurückgelegte Weg zu

$$tv_r = 2\pi e \frac{v_r}{v_e}$$

ſich beſtimmt. Dieſer Ausdruck ſtellt den Umfang eines Kreiſes dar, deſſen Halbmeſſer $e\frac{v_r}{v_e}$ in der Figur wie folgt zu beſtimmen iſt. Wenn man die wagerechte Tangente ab an den Kreis MLN zieht und nach dem Schnittpunkte dieſer Tangente mit dem Kreiſe AB den Halbmeſſer Cbc legt, ſo iſt die ſenkrechte Projection Cd dieſes Halbmeſſers

$$Cd = Cc\,\frac{Ca}{Cb} = e\frac{v_r}{v_e}.$$

Der mit dieſem Halbmeſſer gezeichnete punktirte Kreis bedeutet daher die von dem Radumfange während einer ganzen Drehung des Excenters durchlaufene Weglänge. Demgemäß iſt der Vorgang folgender: Während das Excenter den Bogen AB durchläuft, bewegen ſich die Umfänge des Zahnrades und der Brechwalzen mit einer Geſchwindigkeit vorwärts, welche von dem Werthe v_r im todten Punkte A allmälig auf Null in B herabgeht. Die Länge des während dieſer Zeit von den Walzen eingezogenen Strohes beſtimmt ſich zu $\widehat{A_0B_0} - \frac{r}{l}EP$. Von der Stellung des Excenters in CB aus nehmen die Walzen eine rückläufige Bewegung an, deren Geſchwindigkeit von Null in B bis zu dem Werthe LL_1 in CF ſteigt, um dann wieder bis auf Null in CH herabzugehen. Die Länge des während dieſer Bewegung zurückbeförderten Strohes beſtimmt ſich zu $\frac{r}{l}PQ - B_0L_0H_0$. Bei der weiteren Umdrehung ſtellt ſich wieder eine vorwärts gerichtete Bewegung ein, und zwar findet eine ſolche während der Drehung durch den ganzen Reſt des Kurbelkreiſes H_2GUE hindurch ſtatt. Die Geſchwindigkeit erhebt ſich hierbei von Null in CH auf den Betrag v_r im todten Punkte G und ſteigt dann weiter auf LO in der Stellung CU, um von dem größten Werthe daſelbſt wieder auf v_r im todten Punkte E herabzugehen. Von da an wiederholen ſich die Vorgänge in derſelben Weiſe. Die Länge des

eingezogenen Strohes bestimmt sich für die Drehung $H_2 G$ zu $\widehat{H_0 K_0} - \frac{r}{l} Q G$ und für die halbe Umdrehung $G U E$ zu $K_0 d A_0 + \frac{r}{l} G E$. Im Ganzen ist daher während der gedachten Umdrehung des Excenters eine Länge Material gleich

$$2\pi . C A_0 - \frac{r}{l}\Big(EP + PQ + QG - GE\Big) = 2\pi e \frac{v_r}{v_e} = t v_r$$

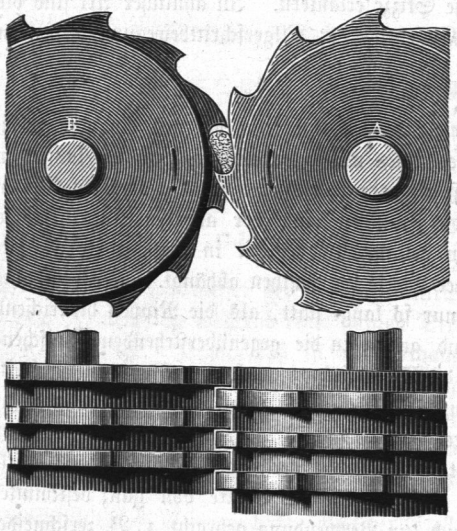
eingezogen, welche also von dem Vorhandensein des Excenters gar nicht abhängig ist. Man kann nach dieser Figur die Verhältnisse so feststellen, wie die in jedem Falle beabsichtigte Wirkung erfordert, auch läßt sich der Vorgang in gleicher Art, wie in Fig. 77 für die Collyer'sche Maschine geschehen, durch eine schematische Skizze erläutern. In ähnlicher Art sind die Verhältnisse bei anderen zur Erzielung der Pilgerschrittbewegung dienenden Getrieben zu untersuchen.

Walzen mit Scherwirkung. Wenn man die mit einander arbeitenden Walzen auf ihren Oberflächen mit scharfkantigen, ringsum laufenden Nuthen versieht, derartig, daß die dadurch entstehenden ringförmigen Rippen der einen Walze genau in die Zwischenräume der anderen eingreifen, so wird ein zwischen die Walzen gelangender Körper in einzelne Stücke zerschnitten, deren Größe von der Weite der Nuthen abhängt. Die rein scherende Wirkung findet dabei nur so lange statt, als die Rippen hinreichend scharfe Ränder beibehalten und genau in die gegenüberstehenden Zwischenräume hineinpassen, wogegen die Scherwirkung um so unvollkommener auftritt und mehr in ein Einkneifen und Quetschen des Materials übergeht, je mehr die Kanten der Rippen durch den Gebrauch abgerundet werden und der Zwischenraum sich vergrößert. Man hat derartige Maschinen zum wirklichen Zerschneiden gewisser Gegenstände in Stücke von ganz bestimmter Form in einzelnen Fällen auch zur Verwendung gebracht, z. B. zerschneidet man in der gedachten Weise breite Bandeisen in schmalere Streifen oder erzeugt aus gewalzten Gummiplatten die bekannten elastischen Fäden von quadratischem Querschnitte. Diese Maschinen gehören aber nicht in die Classe der eigentlichen Zerkleinerungsmaschinen, sondern in diejenige der Maschinen zur Zertheilung der Körper und sollen an der zugehörigen Stelle besprochen werden. Auch bei der Fabrikation der Graupen sind solche Maschinen in Verwendung gebracht, um die Getreidekörner in kleinere Stücke zu zertheilen, welche die einzelnen Graupenkörner liefern sollen; ebenso hat man zur Zerkleinerung von Knochen solche Walzen in Anwendung gebracht. In diesem letzteren Falle ist in der Regel auf eine rein scherende Wirkung nur während ganz kurzer Zeit zu rechnen, da die Ränder schnell ihre Schärfe verlieren, welche ihnen im Allgemeinen nicht wieder- §. 30.

gegeben werden kann, wie dies bei den oben gedachten Schneidwerken für Eiſen der Fall iſt, bei denen die Walzen aus einzelnen Stahlſcheiben zuſammengeſetzt ſind, die ein Nachſchleifen ermöglichen.

Wenn die zu zerkleinernden Stoffe in dickeren Stücken auftreten, wie z. B. die Knochen, ſo würden glatte Walzen zum ſicheren Einziehen des Materials meiſt beträchtlichere Durchmeſſer erfordern; um ſolche zu vermeiden, werden oft die hervorragenden Ränder mit regelmäßigen Einſchnitten verſehen, ſo daß einzelne Zähne entſtehen, welche das Material ſicherer erfaſſen. Die zerkleinernde Wirkung wird in dieſem Falle weſentlich erhöht, wenn man den Walzen verſchiedene Umfangsgeſchwindigkeiten giebt und dabei die Form der Zähne ſo wählt, daß die langſamer bewegte Walze *A* in Fig. 80 die Gegenſtände zurückhält, damit dieſelben von den Zähnen der ſchneller gehenden Walze *B* ergriffen und zertheilt werden können. Sind hierbei die Gegenſtände dicker als die Weite der Nuthen, ſo reißen die Zähne wohl auch einzelne Stücke aus den zurückgehaltenen Materialien heraus, ſo daß die Wirkung eine gewiſſe Aehnlichkeit mit denjenigen von Raſpeln erhält. So iſt die Knochenzerkleinerungsmaſchine von Anderſon[1]) ausgeführt; dieſelbe enthält drei Paare ſolcher Walzen über einander, welchen das Material nach einander zufällt, und zwar ſind die Zwiſchenräume zwiſchen den Scheiben jedes folgenden Walzenpaares kleiner als die des vorhergehenden; es verhalten ſich nämlich die Dicken der Scheiben oder Breiten der Nuthen von oben nach unten wie 30 : 24 : 12. Die Geſchwindigkeiten von zwei zuſammenarbeitenden Walzen ſtehen im Verhältniß 4 : 3.

Fig. 80.



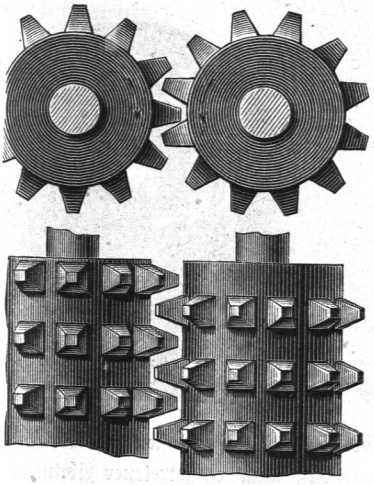
Bei den erwähnten Schneidwerken, welche eine rein ſcherende Wirkung erzielen ſollen, würde eine Verſchiedenheit der Geſchwindigkeiten nur ſchädlich ſein, indem ſie unnöthige Reibungsarbeit und einen ſchnellen Verſchleiß

[1]) Dingler, Pol. Journ. 1831, Bd. 39.

der ſchneidenden Scheiben im Gefolge haben müßte. Es mag indeſſen ſchon hier erwähnt werden, daß in gewiſſen Fällen auch bei ſchneidend wirkenden Werkzeugen eine relative Verſchiebung der Schneiden gegen einander von der größten Bedeutung iſt, wovon an der betreffenden Stelle beſonders geſprochen wird.

Wenn man zwei in vorgedachter Art mit Ringnuthen von großer Tiefe verſehene Walzen gleichzeitig noch mit Vertiefungen nach der Längsrichtung verſehen denkt, ſo erlangt man ein Bild von den mit einzelnen Zähnen beſetzten Walzen, Fig. 81, wie ſie beiſpielsweiſe als Kuchenbrecher in Oelmühlen zum Vorbrechen der Preßkuchen Anwendung finden, die zum Zwecke einer ſogenannten Nachpreſſung zerkleinert werden müſſen. Wegen der verhältnißmäßig großen Entfernung der einzelnen Zähne von einander können ſolche Maſchinen nur eine Zerkleinerung in grobe Bruchſtücke bewirken, alſo nur zum Vorarbeiten anderer Maſchinen dienen, und wegen der geringen Widerſtandsfähigkeit der weit hervorſtehenden, dem Abbrechen leicht unterworfenen Zähne kann auf ihnen nur ein leicht zerbröckelndes Material von geringer Feſtigkeit zerkleinert werden. Für ſolche leicht zerbrechliche Gegenſtände, beſonders wenn dieſelben in größeren plattenförmigen Stücken vorkommen, wie dies bei den gedachten Preßkuchen der Fall iſt, ſind dieſe Walzen zweckmäßig; ihre Wirkungsweiſe iſt weniger eine ſcherende als vielmehr eine brechende und zerdrückende, indem die einzelnen Zähne Stücke aus der Maſſe ausbrechen und bei dem Eingehen dieſer Stücke ein Zerdrücken derſelben zwiſchen den Walzen und Seitenflächen der Zähne ſtattfindet.

Fig. 81.

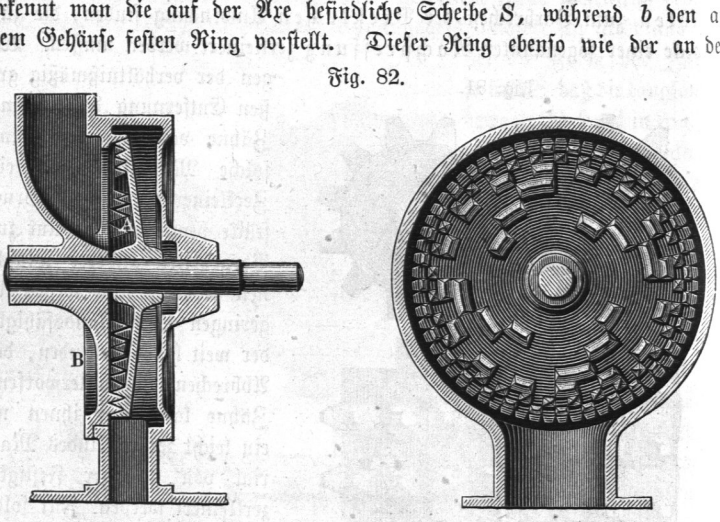


Man hat auch derartige Zähne von pyramidenförmig zugeſpitzter Geſtalt auf ebenen Scheiben angebracht, von denen die eine ſchnell um ihre Axe gedreht wird, während die andere von jener in geringem Abſtande befindliche feſtſteht. Da die Hervorragungen der beweglichen Scheibe A, Fig. 82 (a. f. S.), in die Vertiefungen zwiſchen den Zähnen der feſten Scheibe B eintreten, ſo wird bei der gedachten Umdrehung der Scheibe A das zwiſchen dieſe Zähne gelangte Material einer Zerkleinerung ausgeſetzt ſein, welche

durch ein um ſo vollkommeneres Abſcheren bewirkt wird, je dichter die Zähne an einander vorübergehen. Hierbei geſtattet die abgeſchrägte Geſtalt der Zähne, durch Annäherung der Scheiben den Zwiſchenraum zwiſchen den Zähnen ſtets wieder auf das gewünſchte Maß herabzuziehen, wenn derſelbe durch den Gebrauch ſich vergrößert hat. Dieſe von Anduze[1]) angegebene Maſchine arbeitet mit einer Scheibe von 1 m Durchmeſſer, welche in der Minute etwa 800 bis 1000 Umdrehungen macht.

Hierher gehört auch die mit dem Namen Excelſior-Mühle[2]) belegte Maſchine von Gruſon, wie ſie durch Fig. 83 dargeſtellt iſt. Daraus erkennt man die auf der Axe befindliche Scheibe S, während b den an dem Gehäuſe feſten Ring vorſtellt. Dieſer Ring ebenſo wie der an der

Fig. 82.



Scheibe S angebrachte a ſind beiderſeits mit Erhöhungen von der Form abgeſtumpfter Pyramiden verſehen, ſo daß nach eingetretener Abnutzung der Zähne auf der einen Seite durch Umkehren der Ringe die andere Seite in Gebrauch genommen werden kann. Die Verſtellung der Scheiben gegen einander geſchieht durch eine Verſchiebung der Axe, zu welchem Zwecke der um C drehbare Sattel oder Bügel angeordnet iſt. Dieſer mit drei Armen d, b_1 und b_2 verſehene Hebel greift bei d die Axe an, ſo daß derſelben eine zum Nähern der Mahlſcheiben erforderliche Verſchiebung von links nach rechts ertheilt wird, ſobald durch die Schraube D der Arm b_2 gehoben wird; die Feder F ſucht die Scheiben ſtetig aus einander zu halten. Dieſe Mühle wird mit verſchieden großen Scheiben, deren Durchmeſſer zwiſchen 8 und 60 cm ſchwanken, ausgeführt, die durchſchnittliche Umdrehungszahl wird zu

[1]) Publ. industr. 1877, p. 390; 1881, p. 58.
[2]) D. R.-P. Nr. 14965. Zeitſchr. deutſch. Ing. 1886, S. 338.

300 pro Minute angegeben. Die Maſchine wird für die verſchiedenſten Materialien empfohlen; Verwendung wird ſie wohl hauptſächlich zum Vorarbeiten finden, da eine weitgehende Zerkleinerung von den wirkenden Theilen nicht zu erwarten iſt.

Es möge hier noch einer Maſchine zum Vorbrechen gedacht werden, welche hauptſächlich zum Zerkleinern von Gyps in Anwendung gekommen iſt, und bei welcher die Zerkleinerung ebenfalls in der Hauptſache auf ein mehr oder minder vollkommenes Abſcheren hinauskommt. Dieſe unter dem Namen der Evans'ſchen Brechmühle[1]) bekannte Maſchine beſteht nach Fig. 84

Fig. 84.

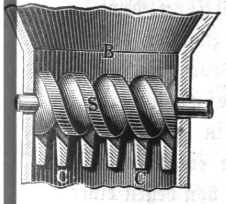


Fig. 85.

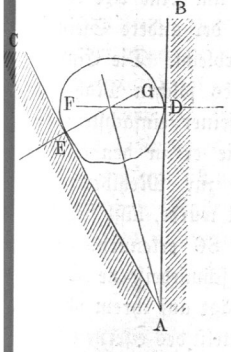
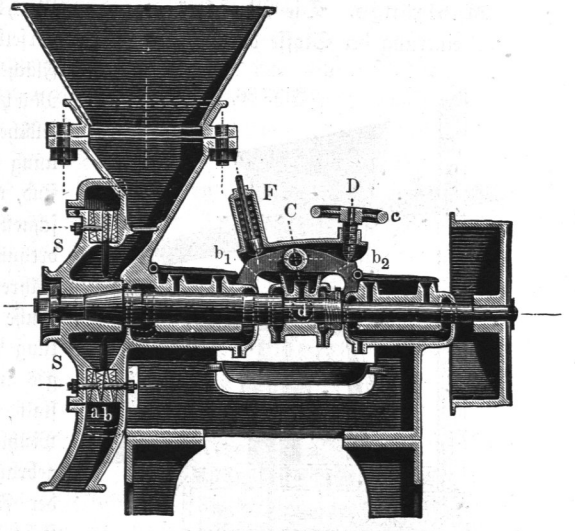


Fig. 83.



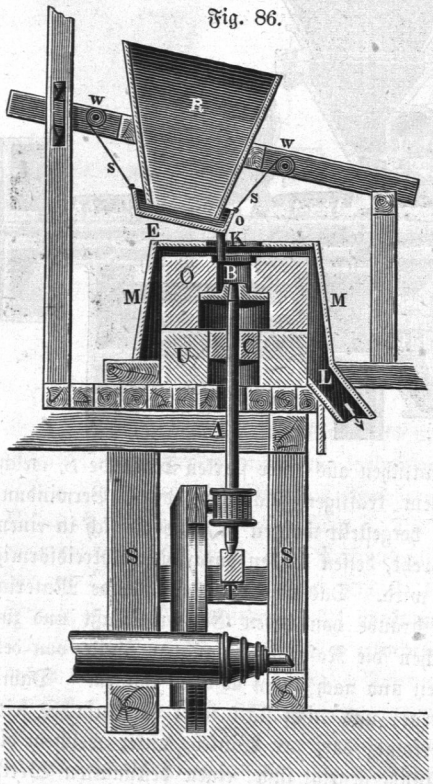
im Weſentlichen aus einer ſtarken Schraube *S*, welche aus einem kräftigen Flacheiſen durch Verwindung deſſelben hergeſtellt worden iſt, und die ſich in einem trogähnlichen Behälter *B* umdreht, deſſen Boden durch die halbkreisförmig gebogenen Roſtſtäbe *C* gebildet wird. Das von oben einfallende Material wird bei der Umdrehung der Schraube von deren Gängen erfaßt und zur Seite gedrückt, wobei die zwiſchen die Roſtſtäbe gelangten Theile von den Materialſtücken abgeſchert werden und nach unten abfallen können. Damit die gedachte Wirkung erzielt werde, und nicht ſtatt ihrer ein einfaches ſeitliches Verſchieben der Maſſen erfolge, darf der Winkel, unter welchem die Schraubengänge gegen die Roſtſtäbe geneigt ſind, einen beſtimmten Werth nicht überſteigen, welcher ſich aus Fig. 85 leicht ergiebt. Stellt nämlich

[1]) Dingl. pol. Journ. 1823.

hierin AB die Richtung eines Roſtſtabes und AC diejenige des über dieſen Stab hinſtreifenden Schraubenganges vor, ſo wird ein zwiſchen dieſe Theile gelangter Körper K in D und E gewiſſen Einwirkungen ausgeſetzt ſein, welche von den Senkrechten DF und EG daſelbſt höchſtens um den Betrag des zugehörigen Reibungswinkels ϱ zwiſchen Material und Roſtſtab oder Schraube abweichen darf, wenn ein Gleiten des Materials vermieden werden ſoll. Zieht man daher die gerade Verbindungslinie DE, ſo muß jeder der beiden Winkel FDE und GED kleiner ſein, als der Reibungswinkel ϱ, d. h. es muß der Winkel BAC noch kleiner ſein als 2ϱ.

§. 31. **Mahlgänge.** Die Mahlgänge oder Mahlmühlen bewirken die Zerkleinerung der Stoffe durch Zerreiben derſelben zwiſchen den rauhen Flächen von Steinen, den Mühlſteinen, deren ebene Flächen in geringer Entfernung von einander befindlich ſind, und von denen einer eine ſchnelle Bewegung durch Umdrehung um ſeine Axe erhält, während der andere Stein in Ruhe verbleibt. Die Einrichtung eines ſolchen Mahlganges in ſeiner einfachſten Geſtalt, wie er in den älteren Mühlen zur Mehlbereitung gebraucht wurde, läßt ſich aus der Fig. 86 erkennen. Die ſtehende ſchmiedeiſerne Spindel A trägt auf ihrem oberen Ende mittelſt des eiſernen Bügels, der ſogenannten Haue B, den cylindriſchen Oberſtein O, welcher, da er die Bewegung empfängt, mit dem Namen Läufer bezeichnet wird, und deſſen untere Fläche in ſehr geringem Abſtande über der oberen Fläche des feſtliegenden Bodenſteines U ſich bewegt. Das aus dem Behälter oder dem Rumpfe R herabfallende Getreide gelangt durch die Oeffnung in der Mitte des Läufers, das ſogenannte

Fig. 86.

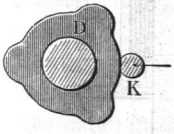


Läuferauge, zwiſchen die Mahlflächen der Steine und wird in Folge der Umdrehung des Läufers zwiſchen dieſen Flächen von der Mitte nach dem äußeren Umfange bewegt, auf welchem Wege die Zerkleinerung durch Zerreiben vor ſich geht. Das am ganzen Umfange zwiſchen den Steinen austretende zerriebene Material, deſſen Verſtäubung durch den die Steine umgebenden Mantel *M*, den ſogenannten Umlauf oder Steinrand, verhindert wird, kann durch das Mehlloch *L* nach unten entweichen und gelangt von dem Mahlgange in diejenigen Maſchinen, welche eine Sonderung der verſchiedenen Beſtandtheile bewirken, und deren Beſprechung in einem folgenden Abſchnitte vorgenommen wird. Die Mühlſpindel oder das Mühleiſen erhält ihre Unterſtützung durch ein Spurlager, welches auf einem Stege *T* angebracht iſt, der von den Säulen *S* des Mühlgerüſtes getragen wird, das zur Unterſtützung des Bodenſteines und Rumpfes dient. Ein oberes Halslager findet das Mühleiſen in einer Büchſe *C*, der ſogenannten Steinbüchſe, welche feſt in die mittlere Oeffnung des Bodenſteines gekeilt iſt und gleichzeitig das Durchfallen des Mahlgutes verhindert.

Die Umdrehung wird dem Mühleiſen entweder durch ein darauf befindliches Zahngetriebe von der antreibenden Welle oder durch einen Riemen ertheilt, insbeſondere hat ſich der Riemenbetrieb bei den neueren und größeren Mühlenanlagen vielfach eingebürgert, während die älteren und kleineren Mühlen allgemein mit Rädern betrieben wurden.

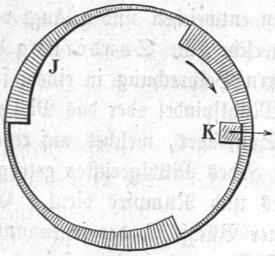
Die Zuführung des Getreides erfolgt aus dem Rumpfe *R* zunächſt nach dem ſogenannten Schuh oder Rüttelſchuh *E*, d. h. einem unter der Oeffnung des Rumpfes hängenden Brett mit ſeitlicher Einfaſſung, deſſen Abſtand von dem Rumpfe mittelſt der Schnüre *s* und der kleinen Wellen *w* in geringem Maße zu verändern iſt, um hierdurch eine Regulirung der Menge des zuzuführenden Getreides bewirken zu können. Der Rüttelſchuh hat eine ſo geringe Neigung gegen den Horizont, daß in Folge derſelben ein Abgleiten des auf ihn gefallenen Getreides nicht erzielt werden würde, wenn man ihm nicht gleichzeitig eine ſchnelle ſchwingende Bewegung ertheilte, deren Wirkung früher in §. 4 beſprochen wurde, ſo daß hier auf jene Stelle verwieſen werden mag. Dieſe ſchwingende oder rüttelnde Bewegung wird dem Schuh meiſtens von einem daumenartigen Körper, dem Dreiſchlag *D*, Fig. 87, ertheilt, welcher auf einer Verlängerung des Mühleiſens angebracht, an deſſen Umdrehung Theil nimmt und mit ſeinen Hervorragungen gegen den am Schuh befindlichen Schlagſtock *K* wirkt. Hierdurch wird dieſer durch eine Feder beſtändig gegen den Dreiſchlag *D* gepreßte Stock *K* und damit auch der Rüttelſchuh bei jeder Umdrehung des Rütteleiſens dreimal zurückgeſchnellt, wodurch der beabſichtigte Zweck erreicht

Fig. 87.



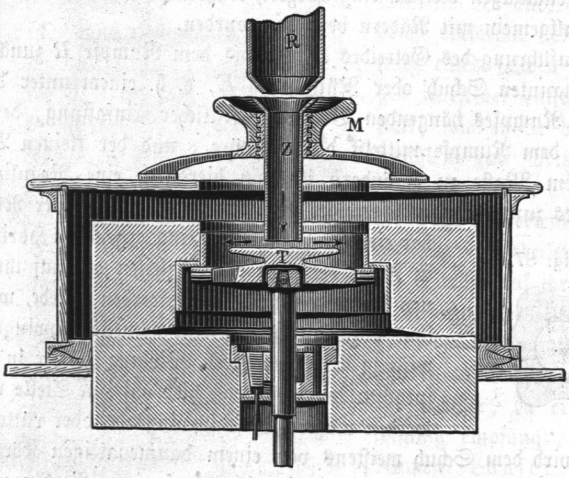
wird. Anſtatt des Rütteleiſens mit Dreiſchlag oder Vierſchlag wendet man zuweilen auch einen in dem Läuferauge befeſtigten Schlagring *J* an, d. h. einen eiſernen Ring, welcher nach Fig. 88 mit drei oder vier Anſätzen verſehen iſt, die den ebenfalls durch eine Feder dagegen gepreßten Schlagſtock bei der Umdrehung des Läufers nach innen drängen.

Fig. 88.



Durch dieſe dem Rüttelſchuh in der einen oder anderen Art mitgetheilte rüttelnde Bewegung wird das auf dem Schuh liegende Getreide zu einem langſamen Abgleiten veranlaßt, ſo daß es durch die bei *o* angebrachte Oeffnung in das Läuferauge herabfällt. Dieſe Art der Zuführung iſt inſofern mit der Eigenſchaft einer gewiſſen Selbſtregulirung begabt, als bei einem ſchnelleren Gange des Steines auch die Anzahl der Rüttelbewegungen und hierdurch die Menge des herabfallenden Mahlgutes vergrößert wird. Dagegen wird bei dieſer Art der Zuführung durch den Rüttelſchuh eine Ver-

Fig. 89.



theilung des Mahlgutes zwiſchen die Steine nicht erzielt, aus welchem Grunde man neuerdings vielfach eine andere Art der Speiſung durch die ſogenannten Centrifugalaufſchütter anwendet. Ein ſolcher Aufſchütter iſt durch Fig. 89 verſinnlicht. Das aus dem Rumpfe *R* herabfallende Getreide gelangt durch das in der Axe des Mahlganges aufgehängte Rohr *Z*

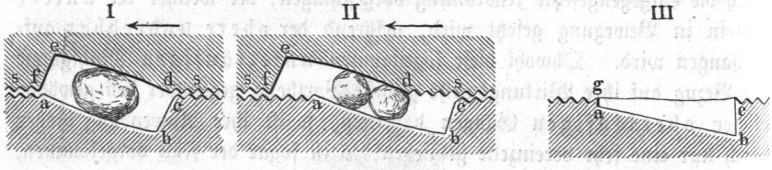
auf einen Streuteller *T*, welcher auf dem oberen Ende des Mühleiſens angebracht, an der Umdrehung deſſelben Theil nimmt. Vermöge der den Körnern hierdurch mitgetheilten Fliehkraft werden dieſelben gleichmäßig nach allen Seiten ausgeworfen, und da der Zwiſchenraum zwiſchen dem Streuteller *T* und dem unteren Rande des Zuführungsrohres *Z* durch eine geringe Hebung oder Senkung des letzteren in gewiſſem Grade verändert werden kann, ſo iſt hierdurch die Möglichkeit einer Regulirung des dem Mahlgange zuzuführenden Mahlgutes gegeben. Um die gedachte Verſtellung des Rohres *Z* zu bewirken, dient die Mutter *M*, deren Umdrehung das Rohr *Z* in ſeiner Axe verſchiebt, da dieſes Rohr auf ſeinem Umfange mit den zugehörigen Schraubengängen verſehen iſt und in geeigneter Art an der Drehung verhindert wird. Ein unter dem Rumpfe in dem Abfallrohre *R* angebrachter Schieber dient zum Abſperren der Zuführung, wenn ſolches aus irgend einem Grunde, z. B. wegen nöthig werdenden Abhebens des Läufers, erforderlich wird.

Die hier angeführte Einrichtung der Mahlgänge, vermöge deren der obere Stein umgedreht wird, iſt die gewöhnliche; doch hat man auch mehrfach die entgegengeſetzte Anordnung vorgeſchlagen, bei welcher der untere Stein in Bewegung geſetzt wird, während der obere undrehbar aufgehangen wird. Obwohl dieſe ſogenannten unterläufigen Mahlgänge in Bezug auf ihre Wirkungsweiſe gewiſſe Vortheile gegenüber den gewöhnlichen oberläufigen Gängen darbieten, ſo iſt ihre Anwendung bisher doch nur eine ſehr vereinzelte geblieben; es iſt ſogar der Fall vorgekommen, daß man die Einrichtung unterläufiger Mahlgänge wegen nicht befriedigender Leiſtung wieder durch die von gewöhnlichen oberläufigen Gängen erſetzt hat. Auf die verſchiedenartige Wirkung dieſer beiden Arten von Mahlgängen ſoll im Folgenden beſonders eingegangen werden. Der Vorſchlag, welcher auch gemacht worden iſt, beide Steine in entgegengeſetzten Richtungen zu drehen, hat eine praktiſche Verwendung nicht finden können.

Wirkungsweiſe der Steine. Die Zerkleinerung findet zwiſchen den Steinen durch einen eigenthümlichen Vorgang ſtatt, welcher als ein Zerreiben anzuſehen iſt, und von dem man ſich durch Fig. 90 (a. f. S.) eine Vorſtellung machen kann. Die Flächen der Steine ſind niemals glatt, ſondern von Natur mit einer gewiſſen Rauhigkeit begabt, welche künſtlich dadurch erhöht wird, daß man die Oberfläche mit feinen Furchen oder Rillen, den ſogenannten Sprengſchlägen, verſieht, wie dieſelben in der Figur durch die Wellenlinien *ss* dargeſtellt ſind. Außer dieſen Sprengſchlägen arbeitet man in die Mahlflächen noch eine Anzahl tieferer Furchen, die ſogenannten Hauſchläge, ein, welche über die ganze Fläche jedes Steines nach einer beſtimmten Anordnung regelmäßig vertheilt werden, und welche in §. 32.

ihrer Geſammtheit den Namen der Schärfe erhalten. Die zwiſchen zwei ſolchen Hauſchlägen ſtehen bleibenden und nur durch die feinen Sprengſchläge künſtlich gerauhten Theile führen den Namen Balken. Zwiſchen dieſen ſehr nahe zuſammengehenden Balken findet weſentlich das Feinmahlen ſtatt, während die Hauſchläge vorzugsweiſe die Beförderung des Getreides von dem Läuferauge nach dem Umfange zu vermitteln haben und gleichfalls für die zur Kühlung erforderliche Luftzufuhr wirkſam ſind. Denkt man ſich ein Getreidekorn zwiſchen zwei Hauſchlägen befindlich, wie in Fig. I dargeſtellt, ſo wird bei einer Bewegung des oberen Steines in der Richtung des Pfeiles der Abſtand zwiſchen den ſchrägen Flächen *ab* und *de* der Hauſchläge kleiner, Fig. II, und das Korn erleidet dabei nicht nur einen Druck, ſondern es wird gleichzeitig einer rollenden Bewegung ausgeſetzt. Die Folge dieſer Wirkungsweiſe iſt im Allgemeinen eine zweifache; es wird einerſeits unter dem Einfluſſe des Druckes ein Zerquetſchen des Kornes in einzelne Theile bezw. in einen breiten Kuchen ſtattfinden, und andererſeits werden die kleinen Hervorragungen der rauhen Steine entſprechend kleine Theilchen von

Fig. 90.



der Maſſe des Kornes abſtoßen, worin der eigentliche Vorgang des Zerreibens beſteht. In Folge der ſchrägen Richtung der Hauſchlagſohlen gelangen die Theile des Kornes durch die wälzende Bewegung zwiſchen die eng an einander befindlichen Balkenflächen, zwiſchen denen der gedachte Vorgang des Zerreibens ganz beſonders fortgeſetzt wird. Aus dieſen Bemerkungen erkennt man ſogleich die Wichtigkeit der Rauhigkeit der Steinflächen für das Mahlverfahren, und es erklärt ſich hieraus, warum die Mühlſteine vorzugsweiſe aus ſolchem Material gefertigt werden, welches ſeine natürliche Rauhigkeit dauernd beibehält, wie dies bei gewiſſen Sandſteinen, bei der Baſaltlava und bei dem Süßwaſſerquarz der franzöſiſchen Steine der Fall iſt, während ſolche Materialien, welche durch den Gebrauch eine Politur annehmen, wie insbeſondere die harten Granite, in den Mühlen nur wenig Anwendung finden. Es iſt ferner erſichtlich, daß zur Beförderung des Mahlgutes aus den Hauſchlägen zwiſchen die Balken die Hauſchlagſohle *ab* nicht zu ſteil ſein darf, und daß die von manchen Müllern beliebte Form III nicht zu empfehlen iſt, da die kleine Wand *g a*, die ſogenannte Federkante, der Beförderung des Mahlgutes zwiſchen die Balken nur hinderlich ſein kann.

Der hier betrachtete Vorgang iſt offenbar ſehr gut geeignet, um eine ſolche Zerkleinerung hervorzubringen, wie ſie zur Bereitung ſchöner Mehlſorten aus dem Getreide nothwendig iſt, derart nämlich, daß die Zerkleinerung durch allmäliges Abreiben der Maſſentheile von der Oberfläche aus bewirkt wird. Nur hierdurch iſt es möglich, die Schalen und darunter befindlichen kleberhaltigen Theile des Kornes von den inneren ſtärkemehlhaltigen Theilen in gehöriger Art zu trennen, wie dies zur Bereitung vorzüglicher Mehlſorten unerläßlich iſt. Dieſer letztere Zweck wird um ſo vollkommener zu erreichen ſein, je weniger man das Material bei jedem Vermahlen angreift, je häufiger man alſo das Abmahlen des von den abgeſtoßenen Theilchen jedesmal durch Abſieben zuvor befreiten Getreides vornimmt. Dagegen wird eine ſchnelle Zerkleinerung durch einmaliges Zerreiben zwiſchen den eng zuſammengeſtellten Steinen niemals eine weitgehende Trennung der einzelnen Beſtandtheile des Kornes und daher auch nicht die Erzeugung hochfeinen Mehles geſtatten. Man unterſcheidet hiernach wohl das ſog. Flachmüllereiverfahren, bei welchem zur Erzeugung gewöhnlicher Mehle ein ſchnelles Vermahlen zwiſchen den dicht zuſammengeſtellten Steinen vorgenommen wird, von dem Verfahren der Hochmüllerei, wobei durch die hoch, d. h. weit aus einander geſtellten Steine das Getreide nur wenig angegriffen wird, um durch oft wiederholtes Vermahlen zwiſchen den allmälig enger geſtellten Steinen den beſagten Zweck einer weit gehenden Sonderung der Beſtandtheile in viele verſchiedene Mehlſorten zu erreichen. Auf die beſonderen Eigenthümlichkeiten dieſer beiden Mahlverfahren einzugehen, iſt hier nicht der Ort, es muß dieſerhalb auf die betreffenden Werke über Müllerei und Mehlbereitung[1]) verwieſen werden. Daß man den beabſichtigten Zweck der Mehlbereitung nicht durch Maſchinen erreichen kann, welche mit Meſſern oder meſſerartig wirkenden ſchneidenden Schienen arbeiten, iſt aus dem Vorſtehenden gleichfalls erſichtlich; ſolche Maſchinen würden wohl ein Zerſchneiden des Kornes in kleine Stücke bewirken, eigentliches Mehl aber würde man nicht erhalten, wie ſolches aus einer Sonderung der einzelnen Beſtandtheile allein hervorgehen kann. Daher haben denn alle die Vorſchläge und Verſuche, welche man gemacht hat, um die Steine durch andere Theile, z. B. gußeiſerne Scheiben mit eingeſetzten Stahlmeſſern, zu erſetzen, zu guten Ergebniſſen nicht führen können.

Von der größten Bedeutung für die Wirkung der Mahlgänge iſt eine gehörige Entfernung des hinreichend fein gemahlenen Stoffes und der Erſatz deſſelben durch neu hinzugeführtes, noch nicht zerkleinertes Gut. In den

[1]) Die Mehlfabrikation von Friedrich Kick. Die Mahlmühlen von Herrmann Wiebe.

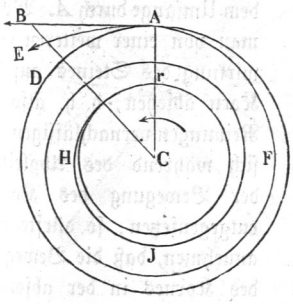
älteſten Mühlen überließ man die Abführung des Mahlgutes nach außen einfach der Fliehkraft, welche in dem durch den Stein mit herumgenommenen Getreide rege gemacht wird. Später ordnete man auf den Mahlflächen die Schärfe an, d. h. eine Anzahl von Hauſchlägen ſolcher Geſtaltung, daß durch dieſelben ein Ausſtreifen des Getreides erzielt werden ſollte. Endlich verſah man die Mahlgänge mit einer Ventilation derart, daß man zwiſchen den Mahlflächen einen Luftſtrom erregte, welcher von dem Läuferauge aus nach dem Umfange gerichtet, die Beförderung des Getreides weſentlich unterſtützt. Dieſe verſchiedenen Mittel ſollen im Folgenden näher beſprochen werden.

Von einer Einwirkung der Fliehkraft kann nur die Rede ſein, ſobald das Mahlgut an der Umdrehung des Steines ſich betheiligt. Dies iſt bei unterläufigen Mahlgängen bei allen auf den Bodenſtein fallenden Mahlguttheilchen der Fall, ſoweit nicht durch den darüber in Ruhe befindlichen Stein die Mitnahme des Getreides verhindert wird. Dagegen kann bei den oberläufigen Gängen eine Bewegung des auf dem ruhenden Bodenſteine befindlichen Mahlgutes nur dadurch hervorgebracht werden, daß daſſelbe von dem Läufer mitgenommen wird. Insbeſondere werden die Hauſchläge des Läufers bei deſſen Umdrehung die auf dem Bodenſteine liegenden Theilchen direct mit herumführen, ſofern dieſe Theilchen hinreichend weit hervortreten, wogegen ſolche Theilchen, die in den Hauſchlägen des Bodenſteines befindlich ſind und bereits ſo weit zerkleinert wurden, daß ſie nicht über die Mahlfläche hervorragen, von dem Läufer nicht direct bewegt werden können. Die Verſchiebung dieſer feinen Theilchen, auf die es eigentlich vor allen Dingen ankommen ſollte, kann daher nur in indirecter Weiſe dadurch bewirkt werden, daß andere von dem Läufer ergriffene, noch gröbere Theile eine Verdrängung der fein gemahlenen veranlaſſen, ſowie auch durch die Wirkung der Luft, welche von den Wänden der Hauſchläge bei deren ſchneller Drehung wie von den Flügeln eines Ventilators nach außen getrieben wird. Hierin liegt ein gewiſſer Mangel der oberläufigen Gänge im Vergleiche mit den unterläufigen, bei welchen gerade die fein gemahlenen Theilchen durch die Wirkung der Fliehkraft nach außen geſchleudert werden, während die gröberen durch den feſten Oberſtein daran entſprechend verhindert werden.

Um die verſchiedene Wirkungsweiſe der beiden Anordnungen zu verſtehen, möge der Weg ermittelt werden, welchen ein Mahlguttheilchen relativ gegen die Fläche des unteren Steines durchläuft. Es ſei zu dem Ende A in Fig. 91 ein Theilchen, welches im Abſtande $AC = r$ von der Mitte auf der ruhenden Fläche des Bodenſteines eines oberläufigen Mahlganges ruht, und von dem darüber beweglichen Läufer mit einer Geſchwindigkeit v im Kreiſe herumgeführt wird. Hätte man es mit vollkommen glatten Flächen zu thun, ſo würde das Theilchen in dem Punkte A mit der erlangten Geſchwin-

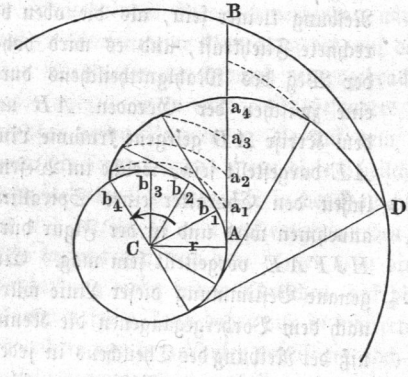
digkeit v tangential an den Kreis durch A in der Richtung AB ſich fortbewegen; ſollte dagegen das Theilchen in dem Kreiſe durch A verbleiben, ſo müßte auf daſſelbe eine radial einwärts gerichtete Centripetalkraft wirkſam ſein, welche ſich für das Theilchen von dem Gewichte G bekanntlich durch $C = G\,\frac{v^2}{rg}$ ausdrückt. In Wirklichkeit ſind nun die Flächen nicht vollkommen glatt, es findet daher bei der Bewegung des Theilchens auf dem Bodenſteine eine gewiſſe Reibung ſtatt, welche als eine der nach außen gerichteten Bewegung hindernd entgegentretende Kraft anzuſehen iſt. Wenn dieſe Reibung den durch obige Formel ausgedrückten Werth der Centripetalkraft C hätte, was z. B. der Fall ſein könnte, wenn das Theilchen mit hinreichendem Drucke zwiſchen die beiden Mahlflächen gepreßt wäre, ſo würde daſſelbe im Kreiſe AD mitgeführt werden, ohne jemals nach außen zu gelangen. Im Allgemeinen wird aber die auftretende Reibung kleiner ſein, als die oben berechnete Fliehkraft, und es wird daher der Weg des Mahlguttheilchens durch eine zwiſchen der Geraden AB und dem Kreiſe AD gelegene krumme Linie AE dargeſtellt ſein, welche im Weſentlichen den Charakter einer Spirallinie annehmen wird und in der Figur durch $HJFAE$ vorgeſtellt ſein mag. Eine genaue Beſtimmung dieſer Linie würde nach dem Vorhergegangenen die Kenntniß der Reibung des Theilchens in jedem Punkte ſeiner Bahn erfordern, weshalb eine ſolche genaue Beſtimmung überhaupt nicht möglich iſt. Jedenfalls läßt ſich aber ſo viel erkennen, daß die Bewegung des Theilchens von innen nach außen auf der gedachten Spirale um ſo ſchneller, d. h. in um ſo weniger Umdrehungen erfolgen muß, je größer die Geſchwindigkeit v, alſo die Fliehkraft C, und je kleiner der Widerſtand iſt, welcher ſich der Bewegung des Theilchens entgegenſetzt. Es iſt auch klar, daß an ſolchen Stellen, an denen der gedachte Widerſtand nicht oder nur unmerklich vorhanden iſt, das Theilchen ganz oder nahezu der tangentialen Richtung folgen wird. Dies iſt z. B. der Fall, wenn das Theilchen plötzlich aus dem engen Zwiſchenraume zwiſchen zwei Balken in den viel weiteren Raum eines Hauſchlages tritt, es wird alsdann dieſen Hauſchlag in tangentialer Richtung durchfliegen können, bis es wieder in Berührung mit beiden Steinflächen gelangt, woſelbſt der größere Widerſtand das Theilchen wiederum zu der beſprochenen ſpiralförmigen Bewegung veranlaßt.

Fig. 91.



Es werde ebenſo in A, Fig. 92, ein Mahlguttheilchen gedacht, welches auf dem unteren beweglichen Steine eines unterläufigen Mahlganges im Abſtande $AC = r$ von deſſen Mitte befindlich ſein ſoll, und deſſen Gewicht durch G ausgedrückt ſein mag. Denkt man den Stein von ſeiner Ruhe aus allmälig in Umdrehung geſetzt, ſo wird zunächſt das auf ihm liegende Theilchen A mit dem Steine rotiren, ohne ſeine Stelle relativ zu dem Steine zu verändern, ſo lange nämlich, als die Fliehkraft des Theilchens noch kleiner iſt, als die Reibung $f G$, welche ſich einer Verſchiebung des Theilchens auf dem Steine entgegenſtellt. Sobald jedoch die Geſchwindigkeit v ſo groß geworden iſt, daß die Fliehkraft $C = G \frac{v^2}{rg}$ den Betrag $f G$ dieſer Reibung erreicht hat, findet ein Abgleiten des Theilchens in der tangentialen Richtung AB ſtatt, und zwar mit einer Geſchwindigkeit gleich derjenigen v des Steines in dem Umfange durch A. Wollte man von einer weiteren Einwirkung des Steines auf das Korn abſehen, d. h. alſo die Reibungen vernachläſſigen, die ſich während des Abgleitens der Bewegung des Kornes entgegenſetzen, ſo dürfte man annehmen, daß die Bewegung des Kornes in der abſoluten Richtung AB mit unveränderter Geſchwindigkeit erfolgte.

Fig. 92.

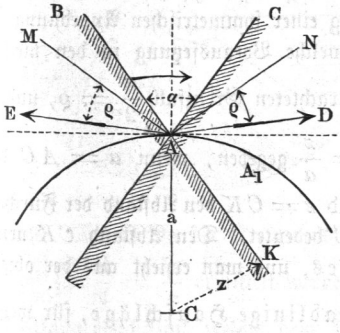


Da ſich nun der Stein mit gleichbleibender Winkelgeſchwindigkeit dreht, ſo erhält man als den relativen Weg des Kornes gegen den Stein, wie leicht zu erkennen iſt, die Evolvente des Kreiſes zum Halbmeſſer CA; denn denkt man ſich auf die Gerade AB gleiche Stücke in a_1, a_2, a_3, a_4 aufgetragen und Stücke von derſelben Größe auch auf dem Kreiſe abgetragen in b_1, b_2, b_3 ..., ſo iſt es deutlich, daß das Korn ſich vermöge ſeiner gleichmäßigen Bewegung in a_1, a_2, a_3 ... befinden muß, wenn der Punkt A des Steines bezw. nach b_1, b_2, b_3 ... gelangt iſt. Die von dem Korne auf dem Steine beſchriebene Curve $b_4 a_4 D$ iſt daher die Evolvente des Kreiſes $A b_1 b_2$ ..., da die von ihren Punkten an dieſen Kreis gelegten Tangenten gleich den Bögen zwiſchen den betreffenden Berührungspunkten dieſer Tangenten und dem Anfangspunkte b_4 ſind. In Wirklichkeit wird natürlich die von dem Korne auf dem Steine beſchriebene Linie von dieſer Evolvente weſentlich abweichen, da einerſeits der untere bewegte Stein ſelbſt

vermöge der Reibung eine ſtetige Einwirkung auf das Korn ausübt, welcher zufolge daſſelbe in der Richtung der Umdrehung beſchleunigt wird, andererſeits aber der obere feſtliegende Stein einen gewiſſen Widerſtand darbietet, welcher die entgegengeſetzte Wirkung äußert. Jedenfalls wird die nach außen treibende Wirkung der Fliehkraft bei den unterläufigen Mahlgängen beträchtlicher ausfallen, als bei den oberläufigen.

Schärfe der Steine. Da die Wirkung der Fliehkraft zur gehörigen §. 33.
Beförderung des Mahlgutes nach außen nicht ausreicht, ſo ſucht man dieſe Wirkung durch die Hauſchläge zu unterſtützen, welchen man eine derartige Geſtalt giebt, daß ſie vermöge derſelben ein Ausſtreifen des Mahlgutes bewirken. Es möge etwa durch AB, Fig. 93, ein Hauſchlag des Läufers und durch AC ein Hauſchlag des feſt darunter liegenden Bodenſteines dargeſtellt ſein, und es werde zunächſt der Einfachheit halber angenommen, daß dieſe Hauſchläge geradlinig ausgeführt ſeien. Stellt man ſich die Umdrehung des Läufers in der Richtung des Pfeiles vor, ſo wird hierdurch auf ein im Kreuzungspunkte A liegendes Korn eine Wirkung ausgeübt, welche weſentlich von der Größe des Kreuzungswinkels BAC der beiden Furchen in A abhängig iſt. Wenn dieſer Winkel nur klein iſt, ſo wird das Korn nicht nach außen verſchoben, ſondern es findet die oben mit Hülfe der Fig. 90 erläuterte zerkleinernde Wirkung ſtatt, indem das Korn einem Rollen unter Druck ausgeſetzt iſt, dem zufolge es auf der geneigten Sohle der Hauſchlagsfurche emporgewälzt und zwiſchen die Balken zum weiteren Verreiben geführt wird. Dieſe Bewegung des Kornes erfolgt in der Richtung AA_1 des durch A gehenden Kreiſes.

Fig. 93.



Wenn dagegen der Winkel BAC zwiſchen den beiden Furchen eine hinreichende Größe hat, ſo erfolgt das Ausſtreifen des Kornes, d. h. eine nach außen gerichtete Bewegung deſſelben. Da bei einer ſolchen Bewegung die Reibung überwunden werden muß, welche das Korn in jedem der beiden Hauſchläge findet, ſo hat man nach den ſchon mehrfach über die Natur des Reibungswinkels Geſagten anzunehmen, daß die Wände der Hauſchlagfurchen gegen das Korn in Richtungen wirken, die von den normalen Richtungen um die Größe des Reibungswinkels abweichen, welcher dem Gleiten des Kornes entlang der Steinfläche zukommt. Sind daher AN und AM die Senkrechten zu den Furchen AB und AC, und macht man $NAD = NAE = \varrho$

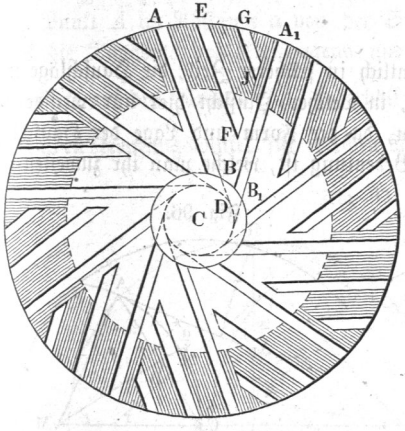
gleich dem Reibungswinkel, ſo erhält man in AD und AE die Richtungen, in welchen von den Furchen eine Einwirkung auf das Korn ausgeübt wird. Soll nun in Folge dieſer Wirkungen ein Ausſtreifen des Kornes eintreten, ſo muß der hohle Winkel dieſer beiden Richtungen AN und AM nach außen hin gerichtet ſein. Als Grenzfall, für welchen ein Ausſtreifen noch nicht ſtattfindet, hat man denjenigen anzuſehen, für welchen die beiden Richtungslinien AE und AD in dieſelbe Gerade fallen, und man erkennt ohne Weiteres aus der Figur, daß dies der Fall iſt, wenn der Kreuzungswinkel $BAC = \alpha$ der Furchen gleich dem doppelten Reibungswinkel iſt. Zur Erzielung des Ausſtreifens hat man daher die Bedingung zu erfüllen: $\alpha > 2\varrho$.

Die Betrachtung der Figur zeigt, daß die Furchen um ſo lebhafter das Ausſtreifen bewirken werden, je größer der Kreuzungswinkel BAC zwiſchen denſelben iſt, und daß bei einem Betrage dieſes Winkels unter 2ϱ ein Ausſtreifen gar nicht, ſondern nur die oben beſprochene zertheilende Wirkung zu erwarten iſt. Unter der Vorausſetzung einer ſymmetriſchen Anordnung der Hauſchläge in den beiden Steinen, welche Vorausſetzung in den meiſten Fällen erfüllt iſt, hat man für den betrachteten Grenzfall $\frac{\alpha}{2} = \varrho$, und es iſt $\frac{\alpha}{2}$ durch die Bezeichnung $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$ gegeben, wenn $a = AC$ den Abſtand des betrachteten Punktes A und $z = CK$ den Abſtand der Furchenrichtung AB von dem Mittelpunkte C bedeutet. Den Abſtand CK nennt man wohl den Zug des Hauſchlages, und man erſieht aus der obigen Gleichung $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$, daß für geradlinige Hauſchläge, für welche der Zug z an allen Punkten conſtant iſt, die Kreuzungswinkel nach außen hin abnehmen.

Mühlſteinſchärfen mit geradlinigen Hauſchlägen ſind die in neuerer Zeit gebräuchlichſten und insbeſondere für franzöſiſche Steine allein in Anwendung kommenden. In Fig. 94 iſt der Verlauf der Hauſchläge für eine ſolche geradlinige Schärfe angegeben, wie ſie dem Werke von Kick entnommen iſt. Man erſieht daraus, daß die ganze Fläche des Steines durch eine Anzahl von Hauptfurchen, wie AB in eine beſtimmte Zahl (in der Fig. 10) von Feldern oder ſogenannten Vierteln getheilt iſt, und daß dieſe Hauptfurchen ſämmtlich einen Kreis berühren, deſſen Halbmeſſer CD als Zug allen Hauptfurchen gemeinſam iſt. Außerdem wird jedes Feld durch zwei bis vier (in der Fig. 2) Nebenfurchen wie EF und GJ durchſetzt, welche Nebenfurchen in der Regel parallel mit den Hauptfurchen angeordnet werden. Die zwiſchen dieſen Hauſchlägen ſtehen bleibenden Balken werden am äußeren Umfange in einer Ringfläche von etwa 0,2 m Breite mit feinen Sprengſchlägen verſehen, ſo daß hauptſächlich in dieſer

Ringfläche das Ausmahlen ſtattfinden kann. In dem mittleren Theile zwiſchen dieſer Ringfläche und dem Steinauge fehlen nicht nur die Sprengſchläge, ſondern die Flächen ſind hier auch jede um etwa 3 mm vertieft ausgearbeitet, ſo daß der Abſtand der beiden Mahlflächen am Steinauge etwa 6 mm beträgt und ſich allmälig nach außen hin verringert, bis in der Ringfläche ein faſt dichtes Zuſammengehen der Steine erzielt wird.

Fig. 94.



Wie ſchon bemerkt, ſind die Kreuzungswinkel bei der geradlinigen Schärfe in verſchiedenen Abſtänden von der Mitte verſchieden groß, und es ergiebt ſich auch für die angegebene Anordnung, daß die Nebenfurchen andere Kreuzungswinkel zeigen müſſen, als die Hauptfurchen in demſelben Abſtande, da der Zug für die Nebenfurchen anders gewählt iſt, als für die Hauptfurchen. Die Größe der Kreuzungswinkel, welche in jedem Falle nach der Formel $sin \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$ ermittelt werden kann, iſt aus der folgenden Zuſammenſtellung erſichtlich, welche dem Kick'ſchen Werke entnommen iſt und für einen Stein vom Halbmeſſer $R = 2$ Fuß $= 0{,}632$ m, für welchen ein Zug der Hauptfurchen von $z = \frac{1}{5} r$ bei 10 Feldern und zwei Nebenfurchen in jedem Felde die Kreuzungswinkel für die Abſtände $^1/_4 R$, $^1/_2 R$, $^3/_4 R$ und R von der Mitte angiebt.

Der Kreuzungswinkel beträgt

im Abſtande	für die Hauptfurche	für die erſte Nebenfurche	für die zweite Nebenfurche
$^1/_4 R$	50^0	—	—
$^1/_2 R$	24^0	66^0	—
$^3/_4 R$	16^0	44^0	72^0
R	12^0	32^0	52^0

Man erkennt aus dieſer Tabelle, daß die Kreuzungswinkel der Hauptfurchen nach dem Umfange hin ſo klein werden, daß von ihnen an dieſer

Stelle eine ausſtreifende Wirkung nicht zu erwarten ſein wird, eine ſolche vielmehr daſelbſt hauptſächlich von den Nebenfurchen und der Fliehkraft, ſowie von der durchtretenden Luft ausgeübt werden muß. Die hier angegebene geradlinige Felderſchärfe iſt eine ſehr gebräuchliche, die Anzahl der einzelnen Felder richtet ſich nach dem Durchmeſſer des Steines und beträgt zwiſchen 8 und 20, bei den gebräuchlichen Steindurchmeſſern zwiſchen 0,9 und 1,8 m.

§. 34. Man hat auch vielfach, namentlich in früherer Zeit, die Hauſchläge nach krummen Linien angeordnet, in welcher Hinſicht hier nur wenige Bemerkungen gemacht werden ſollen, da die Form und Lage der Hauſchläge überhaupt nicht von derjenigen Bedeutung iſt, welche man ihr zuweilen bei-

Fig. 95.

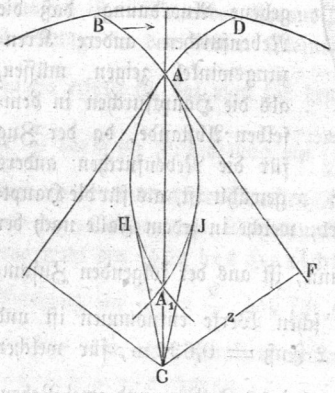
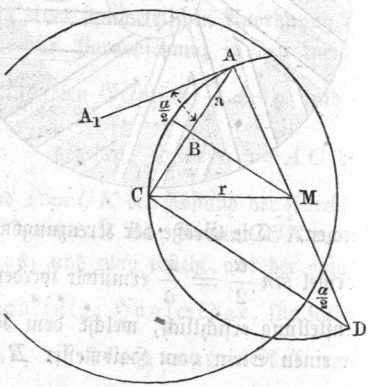


Fig. 96.

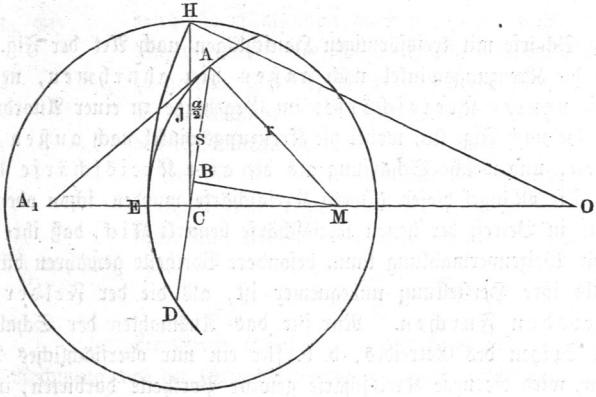


gemeſſen hat. Denkt man ſich durch BAJ, Fig. 95, einen Hauſchlag des in dem Sinne des Pfeiles umgedrehten Läufers und durch die ſymmetriſche Curve DAH einen Hauſchlag des Bodenſteines, ſo kann man die krummen Hauſchläge in dem Punkte A durch geradlinige Elemente von den Richtungen der Tangenten erſetzt denken, und die vorſtehenden Bemerkungen darauf anwenden. Der Abſtand CF der Tangente von der Mitte gilt hier als der Zug z des Hauſchlages in dem Punkte A, und man hat dafür den Kreuzungswinkel α aus $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{z}{r} = \frac{CF}{CA}$ zu beſtimmen. Man erkennt hieraus, daß für die Punkte J und H, deren Tangenten durch den Mittelpunkt gehen, der Zug und damit auch der Kreuzungswinkel gleich Null ausfällt, und daß eine Form der Hauſchläge, wie die gezeichnete, welche noch einen zweiten Schnittpunkt A_1 aufweiſt, durchaus unzuläſſig

iſt, weil ein in A_1 liegendes Theilchen in Folge der Bewegung des Steines nicht nach außen, ſondern nach innen geſchoben werden würde.

Als Curven für die Hauſchläge hat man vielfach Kreisbögen angenommen, und zwar bei der älteren Schärfe Kreisbögen, welche durch die Mitte des Steines gehen, Fig. 96, und deren Halbmeſſer etwas kleiner als der Steinhalbmeſſer gewählt wurden. Setzt man den Halbmeſſer MC eines ſolchen Bogens gleich r, ſo beſtimmt ſich der Kreuzungswinkel α für irgend einen Punkt A im Abſtande a von der Steinmitte wie folgt. Zieht man an A die Tangente des Kreisbogens und von deſſen Mittelpunkt M ein Loth MB auf den Radius CA, ſo erhält man in $A_1AC = ADC = \frac{\alpha}{2}$ den halben Kreuzungswinkel, für welchen direct aus der Figur die Beziehung

Fig. 97.



folgt: $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{a}{2r}$. Der Sinus von $\frac{\alpha}{2}$ und demnach auch der Kreuzungswinkel α nimmt dieſer Formel zufolge von innen nach außen ſtetig zu, ein Uebelſtand, an welchem dieſe ältere Kreisſchärfe leidet, da in der Mitte wegen der kleinen Kreuzungswinkel das Einziehen des Gutes erſchwert wird, während außen, wo die Kreuzungswinkel erheblich ſind, ein ſchnelles Ausſtreifen ſtattfindet, worunter das gehörige Feinmahlen leidet. Man hat daher die Kreisſchärfe dadurch zu verbeſſern geſucht, daß man die Kreisbögen für die Hauſchläge neben der Steinmitte vorübergehen läßt, Fig. 97. Hier kann man es erreichen, daß die Kreuzungswinkel von innen nach außen abnehmen, wie es für gehöriges Einziehen und gutes Ausmahlen des Getreides zu fordern iſt. Zieht man nämlich auch hier die Tangente AA_1 an einen beliebigen Punkt A eines Hauſchlages und von

deſſen Mittelpunkt M das Loth MB auf die durch A und die Steinmitte C gelegte Sehne, deren Länge durch $AD = s$ bezeichnet ſein mag, ſo iſt $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2}\frac{s}{r}$ und daher erlangt dieſer Sinus ſeinen kleinſten Werth, wenn die Sehne s am kleinſten wird, d. h. für den Punkt J, deſſen Radius JC ſenkrecht zu der Verbindungslinie MC der beiden Mittelpunkte liegt. Es nimmt der Winkel $\frac{\alpha}{2}$, welchen die Tangente mit dem Abſtande vom Steinauge bildet, von dem Werthe 90 Grad in E ab bis zu dem Punkte J, von wo wiederum eine Vergrößerung ſich einſtellt. Wenn man daher die Anordnung ſo trifft, daß der ſenkrecht über MC gelegene Punkt des Hauſchlages in den Umfang des Steines hineinfällt, d. h. wenn man den Kreisbogen H zum Mittelpunkte O als Hauſchlagcurve wählt, ſo erreicht man ein ſtetiges Abnehmen des Kreuzungswinkels von innen nach außen.

Eine Schärfe mit kreisförmigen Hauſchlägen nach Art der Fig. 97, bei welcher die Kreuzungswinkel nach außen hin abnehmen, nennt man wohl die neuere Kreisſchärfe, im Gegenſatze zu einer Anordnung der Hauſchläge nach Fig. 96, wobei die Kreuzungswinkel nach außen hin zunehmen, und welche Schärfung als die alte Kreisſchärfe bezeichnet wird. Die Mängel dieſer älteren Kreisſchärfe wurden ſchon oben hervorgehoben; in Betreff der neuen Kreisſchärfe bemerkt Kick, daß ihre Anwendung für Weizenvermahlung kaum beſondere Vortheile gewähren dürfte, und jedenfalls ihre Herſtellung unbequemer iſt, als die der Felderſchärfe mit geraden Furchen. Nur für das Ausmahlen der Schalen ſowie für das Spitzen des Getreides, d. h. für ein nur oberflächliches Abreiben deſſelben, wird die neue Kreisſchärfe gewiſſe Vortheile darbieten, indem bei ihr die Kreuzungswinkel nach außen hin weniger ſchnell abnehmen, als bei der geraden Schärfe, und hierdurch das Ausſtreifen befördert wird, was gerade in den angeführten Fällen des Ausmahlens der Schalen und des Spitzens wünſchenswerth ſein muß.

Man hat auch Schärfungen vorgeſchlagen und in Anwendung gebracht, bei welchen der Kreuzungswinkel der Hauſchläge in allen Abſtänden vom Steinauge ein und dieſelbe Größe hat. Zu dieſem Zwecke hat man die Hauſchläge nach der Form der logarithmiſchen Spirale auszuführen, da dieſe Curve bekanntlich die Eigenſchaft hat, daß in jedem ihrer Punkte die Tangente mit dem Radius vector einen conſtanten Winkel einſchließt. Eine ſolche Curve iſt durch AB, Fig. 98, angedeutet; die Gleichung derſelben iſt bekanntlich für Polarcoordinaten durch $r = k^{\varphi}$ gegeben, wenn $r = AO$ den Abſtand irgend eines Punktes A von dem Coordinatenmittelpunkte O bedeutet, k eine unveränderliche Größe

iſt, und wenn unter $\varphi = AOB$ der Winkel verſtanden wird, den der Radius vector AO mit der Richtung BO einſchließt. Man erhält durch Differentiiren der Gleichung den Ausdruck:

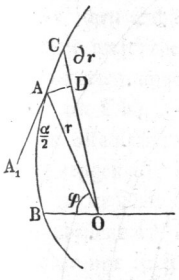
$$\partial r = k^{\varphi} \, log.nat\, k \,.\, \partial\varphi = r\, l\, n\, k \,.\, \partial\varphi.$$

Hierin ſtellt $\partial\varphi$ den kleinen Winkel AOC, ferner ∂r die Strecke DC und $r\partial\varphi$ diejenige AD vor, ſo daß man die Beziehung erhält

$$\frac{\partial r}{r\,\partial\varphi} = l\, n\, k = cotg\, \frac{\alpha}{2},$$

wenn $\frac{\alpha}{2}$ den Winkel $ACD = A_1AO$ bedeutet, welchen der Radius vector mit der Tangente in dem betreffenden Punkte A einſchließt. Dieſer Winkel iſt hiernach überall von derſelben Größe, und wenn man denſelben gleich dem halben Kreuzungswinkel macht, welcher für die Hauſchläge verlangt wird, ſo erhält man die den letzteren unter der Bedingung eines überall gleichen Kreuzungswinkels α zu gebende Geſtalt, wobei zu berückſichtigen iſt, daß der Mittelpunkt O der logarithmiſchen Spirale mit dem Steinmittel zuſammenfallen muß.

Fig. 98.



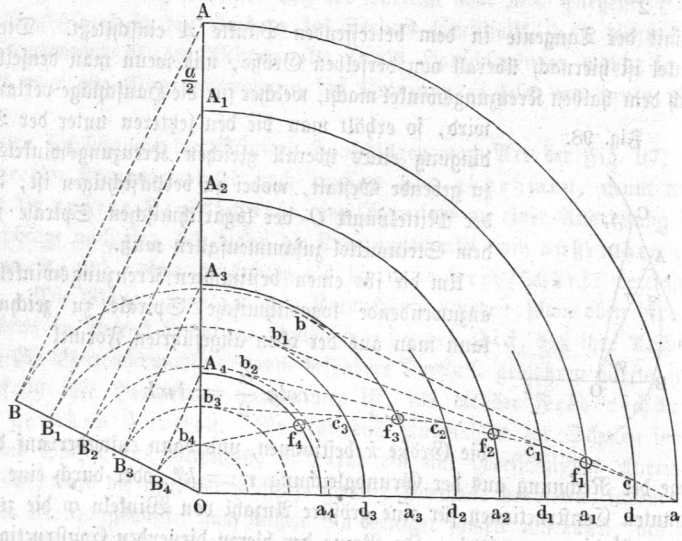
Um die für einen beſtimmten Kreuzungswinkel α anzuwendende logarithmiſche Spirale zu zeichnen, kann man aus der oben angeführten Formel

$$cotg\, \frac{\alpha}{2} = l\, n\, k$$

die Größe k beſtimmen, und dann entweder auf dem Wege der Rechnung aus der Grundgleichung $r = k^{\varphi}$, oder durch eine der bekannten Conſtructionen für eine größere Anzahl von Winkeln φ die zugehörigen Radien r ermitteln. In Bezug der hierzu dienenden Conſtructionen kann zwar auf die betreffenden Handbücher der Geometrie verwieſen werden, doch möge hier in Kürze eine Conſtruction von Wiebe angeführt werden, welche aus dem gegebenen Kreuzungswinkel α direct die Verzeichnung der zugehörigen logarithmiſchen Spirale geſtattet. Dieſe Conſtruction beruht auf der allgemeinen Gleichung $sin\, \frac{\alpha}{2} = \frac{z}{a}$, worin a den Abſtand eines Punktes vom Mittelpunkte und z den ſogenannten Zug bedeutet. Soll nun α conſtant ſein, ſo muß dies auch für das Verhältniß $\frac{z}{a}$ der Fall ſein. Trägt man an den beliebigen Halbmeſſer OA des Steines, Fig. 99 (a. f. S.), im Endpunkte A den halben Kreuzungswinkel gleich $OAB = \frac{\alpha}{2}$ an, und

zieht vom Steinmittel O aus das Loth OB auf die Richtung von AB, ſo iſt OB der Zug für das in A befindliche Element. Für irgend einen anderen Abſtand OA_1 erhält man daher, jener angegebenen Bedingung entſprechend, den Zug in der Strecke OB_1, wenn man durch A_1 eine Parallele A_1B_1 zu AB zieht. Hieraus ergiebt ſich die folgende Conſtruction. Man theilt den Abſtand AA_4 zwiſchen dem Umfange des Steines und dem Auge in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, in der Figur durch A_1, A_2, A_3 in vier Theile, und zieht durch die Theilpunkte A_1, A_2 . . . die Parallelen mit AB, welche auf OB die dieſen Theilpunkten zugehörigen Größen für den

Fig. 99.



Zug abſchneiden. Man legt nun durch die Punkte A und B die zur Steinmitte concentriſchen Kreiſe und zieht von dem beliebigen Punkte a im Kreiſe A eine Tangente ab an den Zugkreis B; von dem Punkte c, in welchem dieſe Tangente ab den in der Mitte zwiſchen Aa und A_1a_1 gelegenen Kreis cd ſchneidet, eine Tangente cb_1 an den Zugkreis B_1. Ferner zieht man von dem Durchſchnitte c_1 dieſer Tangente mit dem mittleren Kreiſe zwiſchen A_1a_1 und A_2a_2 wieder eine Tangente c_1b_2 an den Zugkreis B_2 u. ſ. f., wodurch man die Punkte a, f_1, f_2, f_3, f_4 erhält, die man durch einen gleichmäßigen Curvenzug verbindet, welcher hinreichend genau die geſuchte logarithmiſche Spirallinie darſtellt. In dieſer Weiſe conſtruirt Wiebe die von ihm empfohlene Schärfe, indem er die Hauſchlagcurve in ihrer größten Erſtreckung von außen nach innen als logarithmiſche Spirale entſprechend

einem Kreuzungswinkel gleich 39 Grad annimmt, und an dieſe Curve im Abſtande vom Mittelpunkte gleich $^2/_5$ des Steinhalbmeſſers gegen die Mitte hin ein geradliniges Stück anfügt, ſo daß der Kreuzungswinkel am Steinauge ſich bis zu der Größe von $83^0\ 40'$ erhebt. Nur die Hauptfurchen gehen bei dieſer Schärfe bis zum Steinauge, während die Nebenfurchen als mit den Hauptfurchen übereinſtimmende logarithmiſche Linien verzeichnet ſind, die ſich weniger weit in das Innere erſtrecken, und denen der geradlinige Fortſatz fehlt. Hierdurch iſt auf dem größten Theile der Mahlfläche durch die Haupt- wie Nebenfurchen ein conſtanter Winkel von 39 Grad erzielt, und es ſind nur im inneren Theile durch die geradlinigen Strecken der Hauptfurchen größere Kreuzungswinkel angeordnet zum Zwecke einer ſchnelleren Einziehung des Mahlgutes.

Auch ſonſt hat man noch verſchiedene Schärfungen vorgeſchlagen, von denen nur die von Evans angegebene hier erwähnt werden mag, bei welcher die Hauptfurchen durch Curven dargeſtellt ſind, deren Zug nach dem Umfange hin größer wird, während die Nebenfurchen abweichend von der Wiebe'ſchen Schärfe zu den Hauptfurchen parallel gemacht ſind. Näheres über dieſe verſchiedenen Schärfungsmethoden kann in den mehr erwähnten Handbüchern nachgeſehen werden.

Der im Obigen mehrfach erwähnte Reibungswinkel für Mehl und Gries auf den Mahlflächen iſt von Wiebe durch Verſuche zwiſchen 21^0 und 37^0 liegend feſtgeſtellt; ſollte daher durch die Hauſchläge in der oben beſprochenen Weiſe in der That das Ausſtreifen erfolgen, ſo würde dies Kreuzungswinkel von mindeſtens 42^0 und bezw. 74^0 erfordern. So große Kreuzungswinkel kommen aber nur in ſeltenen Fällen und nur an einzelnen Stellen vor, ſo daß wohl überhaupt nicht darauf gerechnet werden kann, daß die Ausſtreifung des Kornes geſchieht, ſo lange daſſelbe in den Hauſchlägen befindlich iſt, wie Fig. 90 darſtellt. Es wird vielmehr wohl anzunehmen ſein, daß die Bewegung des Mahlgutes vornehmlich ſtattfindet, ſobald daſſelbe zwiſchen den Balken der Steine ſich befindet, und daß hierbei ganz beſonders der Fliehkraft die ausſtreifende Wirkung beizumeſſen iſt. Das auf einem Balken oder der Steinfläche zwiſchen zwei Hauſchlägen des Bodenſteines befindliche Getreide wird nämlich durch den darüber beweglichen Läufer mit herumgenommen werden, und es ergiebt ſich leicht, daß auf dieſes im Kreiſe herumgeführte Gut ſchon die geringſte radial nach außen gerichtete Fliehkraft eine ausſtreifende Wirkung äußern muß, denn es laſſen ſich hier ganz ähnliche Betrachtungen anſtellen, wie in §. 4 bei Betrachtung des Einfluſſes einer Rüttelbewegung auf das Herabgleiten der Maſſe von wenig geneigten Ebenen. Hierbei genügt die einer ſehr geringen Neigung entſprechende kleine Seitenkraft des Eigengewichtes der zuzuführenden Körper, um deren Abwärtsgleiten zu veranlaſſen, ſobald ihnen durch die Rüttelung

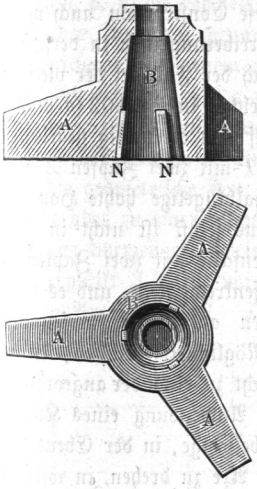
eine Seitenbewegung ertheilt wird. Ebenſo wie hierbei ein Abgleiten erfolgen muß, ohne daß die Neigung des Rüttelſchuhes den Reibungswinkel erreicht, ja ein ſolches Abgleiten ſogar bei jeder, auch der kleinſten Neigung erfolgen muß, ebenſo wird bei dem Mahlgange auch die geringſte Fliehkraft ſchon eine auswärts gerichtete Bewegung des Mahlgutes zur Folge haben müſſen, ſobald daſſelbe nur durch den Läufer mitgenommen wird. Dieſer Umſtand ſcheint bisher nicht genügend in Betracht gezogen zu ſein, und es erklärt ſich hieraus vielleicht die neuerdings gemachte Erfahrung, der zufolge die Form der Hauſchläge von einer viel geringeren Bedeutung zu ſein ſcheint, als man früher glaubte. Nach den von Kick[1]) angeſtellten Verſuchen erſcheint ſogar die Form und Lage der Hauſchläge faſt gleichgültig für die Wirkungsfähigkeit der Steine. Kick ließ nämlich einen Mahlgang während einer beſtimmten Zeit nach der einen und dann während einer gleichen Zeit nach der anderen Richtung umgehen und fand dabei keinen weſentlichen Unterſchied ſowohl in Betreff der Menge wie der Güte des erzeugten Schrotes, was doch der Fall nicht hätte ſein können, wenn die Form der Hauſchläge von einigermaßen erheblichem Einfluſſe auf die Wirkungsweiſe wäre. Aus dieſem Grunde ſind die verſchiedenen Schärfungsmethoden hier auch nicht ausführlicher beſprochen worden.

§. 35. **Die Aufhängung des Läufers.** Wie bereits oben mitgetheilt worden, iſt der Läuferſtein vermittelſt der ſogenannten Haue mit der Spindel oder dem Mühleiſen verbunden. Dieſe Verbindung geſchieht entweder durch eine feſte Haue in der Art, daß der Stein unwandelbar mit der Spindel verbunden iſt, oder man bedient ſich der beweglichen Hauen, welche zwar eine Kuppelung ſolcher Art herſtellen, daß der Stein gezwungen iſt, an der Umdrehung des Mühleiſens Theil zu nehmen, welche dabei aber dem Steine eine gewiſſe Beweglichkeit gegen die Spindel gewähren. Eine feſte Haue iſt durch Fig. 100 dargeſtellt. Dieſelbe beſteht im Weſentlichen aus einer mit zwei oder beſſer drei Flügeln *A* verſehenen Büchſe *B*, deren mittlere Ausbohrung genau auf den oberen Theil des Mühleiſens gepaßt iſt, während die Flügel dazu dienen, eine feſte Verbindung der Haue mit dem Steine durch Eingipſen in denſelben herzuſtellen. Das obere Ende des Mühleiſens wird hierbei entweder nach der Form einer abgeſtumpften vierſeitigen Pyramide gebildet, oder man führt daſſelbe kegelförmig aus und bewirkt die Mitnahme der Haue durch hervorragende Rippen oder ſogenannte Federn auf dem Mühleiſen, welche in die dazu vorgeſehenen Ruthen *N* im Innern der Haue *B* genau paſſen. Bei dem Einſetzen der Haue iſt mit

[1]) Oeſterr.-Ungariſche Müllerzeitung 1877, Nr. 46. Dingler's pol. Journ. 1878, Bd. 227, S. 534.

beſonderer Sorgfalt darauf zu achten, daß die untere Fläche des Läufers genau ſenkrecht zur Axe der Spindel ſteht, weil eine ſchräge Lage dieſer Fläche ein einſeitiges oder ſchiefes Abmahlen derſelben zur Folge hat. Andererſeits iſt auch eine genau lothrechte Stellung des Mühleiſens erforderlich, da eine ſchräge Stellung der Spindel auch bei genau normaler Aufhängung des Läufers ein ſchräges Abmahlen des wagerecht gelegten Bodenſteines herbeiführt. Da es ſchwer iſt, dieſen Bedingungen immer zu entſprechen, ſo hat man die beweglichen oder Balancierhauen ausgeführt, welche eine richtige, d. h. wagerechte Stellung der Mahlfläche auch bei einer nicht ganz genauen Stellung des Mühleiſens ermöglichen ſollen.

Fig. 100.



Eine ſolche bewegliche, ſogenannte Bügelhaue iſt durch Fig. 101 verdeutlicht. Das Mühleiſen *A* nimmt hierbei den mit dem Steine feſt vergipſten Bügel *B* mit Hülfe des Treibers *T* mit, welcher durch den vierkantigen Hals des Mühleiſens angetrieben, den Bügel in der aus der Figur erſichtlichen Weiſe mittelſt der Anſätze *C* mitnimmt. Das Gewicht des Steines ruht hierbei auf dem Mühleiſen mittelſt des

Fig. 101.

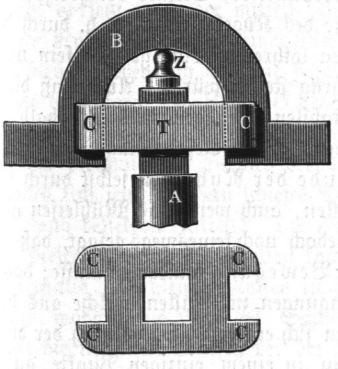
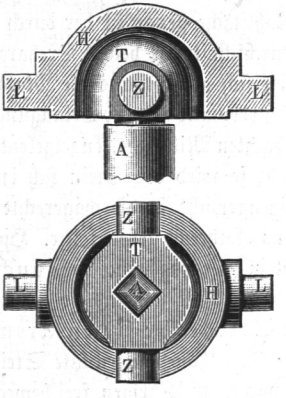


Fig. 102.



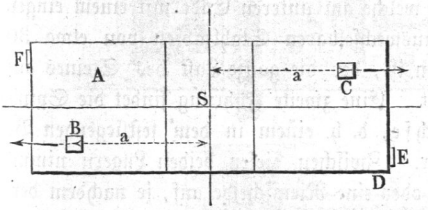
kugelförmigen Zapfens *Z*, welcher dem Steine eine gewiſſe Beweglichkeit geſtattet. Ein Uebelſtand iſt bei dieſer Conſtruction darin beſtehend, daß die

Angriffspunkte des Treibers mit dem Stützpunkte nicht in derſelben Ebene liegen; in Folge hiervon wird ein Schiefſtellen des Steines eintreten, ſobald die beiden auf den Bügel wirkenden Anſätze des Treibers *T* nicht ganz gleichmäßig zur Wirkung kommen, alſo der Antrieb des Treibers auf den Bügel *B* einſeitig erfolgt. Man hat daher dieſe Conſtruction auch wohl dahin abgeändert, daß der Stützpunkt mit den Treiberangriffen in derſelben horizontalen Ebene liegt; dies iſt insbeſondere auch der Fall bei der vielfach zur Verwendung gebrachten Kugelhaue, von welcher in Fig. 102 (a. v. S.) eine Darſtellung gegeben iſt. Hierbei iſt der auf dem vierkantig gearbeiteten Kopfe des Mühleiſens *A* befindliche Treiber *T* mit zwei Zapfen *Z* diametral gegenüber verſehen, auf welche ſich die halbkugelige hohle Haue *H* mit entſprechenden Ausſchnitten ſtützt. Die Haue ſelbſt iſt nicht in feſte Verbindung mit dem Steine gebracht, ſondern ebenfalls mit zwei Zapfen *L* verſehen, deren Axe zu derjenigen der Zapfen *Z* ſenkrecht ſteht, und es ruht der Stein mittelſt zweier eingegipſter Lagerſchalen auf dieſen Zapfen der Haue. Hierdurch iſt daher dem Steine die Möglichkeit belaſſen, kleine Schwingungen um zwei in derſelben Ebene ſenkrecht zu einander angeordnete Axen zu vollführen, wodurch ihm wie durch die Anwendung eines Kugelgelenkes die Fähigkeit ertheilt wird, ſich um jede beliebige, in der Ebene der vier Zapfen liegende und durch die Mitte gehende Axe zu drehen, in welcher Hinſicht auf das in Th. III, 1 über das Univerſalgelenk Geſagte verwieſen werden kann.

Die Anwendung eines ſolchen Kugelgelenkes ſetzt aber die Erfüllung gewiſſer Bedingungen voraus, ohne welche ein guter Betrieb nicht möglich iſt. Zunächſt iſt es erſichtlich, daß der Schwerpunkt des Steines bei horizontaler Mahlfläche genau in der durch die Mitte des Kugelgelenkes, d. h. durch den Durchſchnitt der beiden Drehaxen gehenden lothrechten Linie gelegen ſein muß, weil ſich anderenfalls die Mahlfläche ſchräg ſtellen würde. Auch muß dieſer Schwerpunkt ſich zur Erlangung eines ſtabilen Gleichgewichtes unterhalb der gedachten Mitte des Kugelgelenkes befinden. Wenn dieſe Bedingungen erfüllt ſind, ſo wird der Stein ſich im Zuſtande der Ruhe von ſelbſt durch ſein Eigengewicht in die wagerechte Lage ſtellen, auch wenn das Mühleiſen nicht genau lothrecht ſtehen ſollte. Hiermit iſt jedoch noch keineswegs geſagt, daß der Stein dieſe wagerechte Lage auch bei der Bewegung annehmen müſſe; damit dies der Fall ſei, ſind noch andere Bedingungen zu erfüllen, welche aus dem in Th. I über die freien Axen Geſagten ſich ergeben. Da nämlich der durch die Kugelhaue unterſtützte Stein wie ein in einem einzigen Punkte aufgehängter, im Uebrigen frei beweglicher Körper anzuſehen iſt, auf welchen durch feſte Lager oder ſonſtige unterſtützende Theile keinerlei Zwang ausgeübt wird, ſo darf bei der Umdrehung des Steines um ſeine geometriſche Axe durch die Fliehkräfte auch keinerlei Einwirkung auf dieſe Axe ausgeübt werden, weil

ſonſt ein Schiefſtellen des Steines bei eintretender Umdrehung unvermeidlich ſein würde. Die Vertheilung der Maſſen muß alſo in dem Steine eine derartige ſein, daß die Fliehkräfte auf alle einzelnen Theile ſich gegenſeitig aufheben, d. h. die geometriſche Axe des Steines muß eine freie Axe ſein. Wäre der Stein von genau cylindriſcher Geſtalt, und wäre derſelbe überall aus durchaus homogenem Material hergeſtellt, ſo würde dieſe Bedingung von ſelbſt erfüllt ſein, da nach dem über die freien Axen Geſagten die Axe jedes homogenen Umdrehungskörpers eine freie iſt. Wenn dagegen die Vertheilung der Maſſen in dem Steine nicht eine überall gleichmäßige iſt, ſo wird die geometriſche Axe von vornherein nicht eine freie ſein, man kann dieſelbe aber zu einer ſolchen machen, wie man ſich durch die folgende Betrachtung überzeugt. Geſetzt, es ſei A in Fig. 103 ein Mühlſtein, deſſen Schwerpunkt S durch vorgenommene Ausbalancirung genau in der geometriſchen Axe liegen ſoll. Dies kann der Fall ſein, auch ohne daß der Stein durchaus gleichmäßig in ſeiner Dichte iſt; denkt man ſich z. B. den Stein im Uebrigen homogen bis auf zwei in B und C diametral gegenüber liegende ſchwerere Maſſen, welche gleiches Gewicht G und gleichen Abſtand a von der Mitte haben ſollen, ſo wird hierdurch die Lage des Schwerpunktes aus S nicht verſetzt, und der mittelſt einer Kugelhaue aufgehängte Stein ſtellt ſich im Ruhezuſtande mit ſeiner Mahlfläche horizontal. Bei der Umdrehung des Steines heben ſich auch die Fliehkräfte aller einzelnen Theile, mit Ausnahme derjenigen von B und C gegenſeitig auf; die Centrifugalkräfte dieſer beiden Theile dagegen bilden ein Kräftepaar von rechtsdrehender Wirkung, welches eine Neigung des Steines hervorrufen muß, der zufolge der Punkt D des Steines ſich ſenkt und ein ſchiefes Abmahlen des Läufers, ſowie ein unruhiger Gang deſſelben eintritt. Die Figur läßt auch erkennen, in welcher Art man dieſem Uebelſtande abhelfen kann. Denkt man ſich nämlich in E und F ebenfalls zwei gleiche Maſſen in gleichen Abſtänden von der Mitte angebracht, wodurch die Lage des Schwerpunktes alſo nicht verändert wird, ſo bilden die in dieſen Maſſen bei der Umdrehung hervorgerufenen Fliehkräfte gleichfalls ein Kräftepaar von entgegengeſetzter Drehungsrichtung mit demjenigen der Maſſen in B und C, und man hat es durch Anbringung hinreichend großer Maſſen in E und F in der Hand, eine Ausgleichung zu erzielen. Zu dieſem Zwecke giebt Kick, welcher dieſen Punkt ausführlich erörtert, an, man ſolle den äquilibrirten Läufer in möglichſt hoch gehobener

Fig. 103.



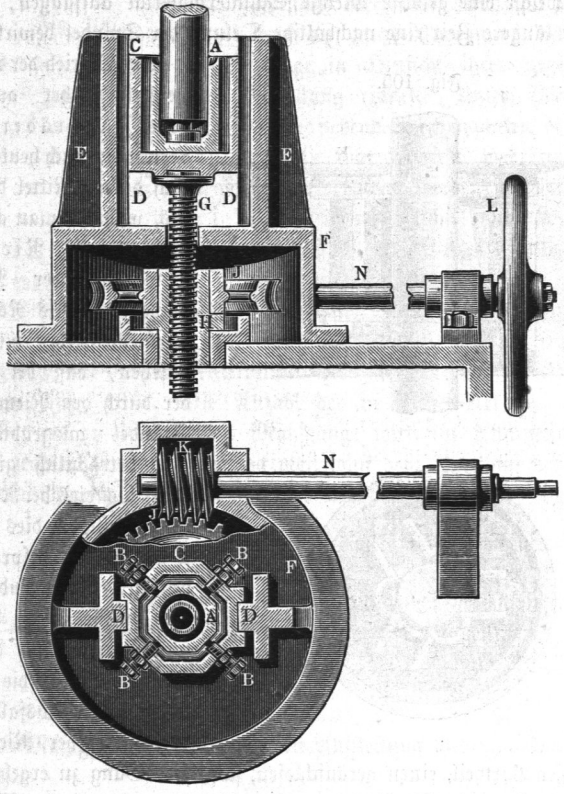
Stellung in Umdrehung ſetzen und den Punkt beobachten, wo der Läufer dem Bodenſteine ſich am meiſten nähert. Fügt man hierauf an dieſem Punkte in der Nähe des unteren Randes und diametral gegenüber am oberen Rande zwei gleich große Maſſen hinzu, ſo kann man ſich durch Wiederholung des Verſuches überzeugen, ob die angewandten Ausgleichungsmaſſen zu viel oder zu wenig wirken. Man kann dann durch Veränderung dieſer Gewichte oder auch durch Veränderung ihres lothrechten Abſtandes von einander die Wirkung ſo lange verändern, bis der Verſuch zeigt, daß der Stein auch während der Umdrehung ſeine Mahlfläche wagerecht erhält. Nur bei einer ſorgfältigen Regulirung des Läufers in der hier angedeuteten Art wird man ſich von der Anwendung der Kugelhaue Vortheil verſprechen können. Die Unterlaſſung einer ſolchen Ausgleichung mag vielleicht oft die Urſache der nicht zufriedenſtellenden Wirkungen der Kugelhauen geweſen ſein.

§. 36. **Das Mühleiſen.** Das Mühleiſen iſt eine ſchmiedeeiſerne Spindel von 70 bis 90 mm Stärke, welche am unteren Ende mit einem eingeſetzten und daher, wenn nöthig, auswechſelbaren Stahlzapfen von etwa 30 bis 40 mm Durchmeſſer verſehen iſt, der die ganze Laſt des Steines auf das Spurlager zu übertragen hat. Eine zweite Führung findet die Spindel in der ſogenannten *Steinbüchſe*, d. h. einem in dem feſtliegenden Bodenſteine angebrachten Halslager. Zwiſchen dieſen beiden Lagern nimmt das Mühleiſen ein Zahngetriebe oder eine Riemſcheibe auf, je nachdem der Antrieb durch Zahnräder oder Riemen erfolgt.

Das Spurlager muß immer ſo eingerichtet ſein, daß der Spindel ſammt dem auf ihr ruhenden Steine eine lothrechte Verſtellung ertheilt werden kann, wie ſolche nöthig iſt, um den Mahlflächenabſtand auf den zum gröberen oder feineren Ausmahlen erforderlichen Betrag zu bringen und dieſen Betrag zu erhalten, auch wenn durch die Abnutzung und Schärfung die Steine niedriger geworden ſind. Die zu dieſem Zwecke erforderliche *Steinſtellung* wurde in früherer Zeit einfach dadurch erzielt, daß das Spurlager auf einen um einen Zapfen drehbaren Hebel, den *Steg*, geſtellt wurde, dem durch Keile oder ſonſt geeignete Mittel die geringe, zur Steinſtellung nöthige Drehung ertheilt wurde. Dieſe heute nicht mehr gebräuchliche Einrichtung litt an dem Uebelſtande, daß das untere Ende des Mühleiſens in Folge der Drehung des Hebels in einem Bogen anſtatt in der genau lothrechten Richtung verſtellt wurde, wodurch Preſſungen in den Lagern und bei der Anwendung einer feſten Haue das erwähnte ſchiefe Abmahlen des Bodenſteines veranlaßt wurden. Bei den neueren Mahlgängen verwendet man meiſtens eine Schraubenſpindel zur Verſtellung des Spurlagers, und es kann in dieſer Hinſicht auf das aus Th. III, 1 bekannte Spurlager, Fig. 104, verwieſen werden. Man erſieht aus dieſer Figur, daß neben der

lothrechten Verſtellung des Mühleiſens, welche wegen des doppelten Schraubentriebes an dem Handrade *L* mit geringem Kraftaufwande vorgenommen werden kann, auch durch die Stellſchrauben *B* eine ſeitliche Verſchiebung des Spurnapfes *A* leicht bewirkt werden kann, wie dieſelbe behufs genauer Verticalſtellung des Mühleiſens erwünſcht iſt.

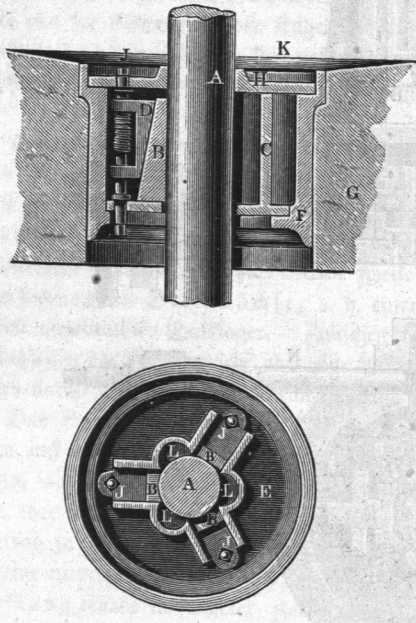
Fig. 104.



Die Steinbüchſe, welche außer zur Führung des Mühleiſens gleichzeitig dazu dient, einen dichten Abſchluß des im Bodenſteine befindlichen Auges gegen hindurchfallendes Mahlgut herzuſtellen, wurde in den einfachen älteren Mühlen vielfach aus einem in das Steinauge getriebenen und darin durch Keile befeſtigten Holzblocke gebildet, in welchem einige hölzerne Lagerſchalen gleichfalls durch Keile gegen die Spindel angetrieben werden konnten. In neuerer Zeit führt man auch die Steinbüchſen aus Metall aus, und es kann in dieſer Beziehung gleichfalls auf die ſchon aus Th. III, 1 bekannte

Steinbüchſe verwieſen werden, Fig. 105. Der gußeiſerne Lagerkörper *F* iſt hierbei feſt in den Bodenſtein gegipſt, und wie die drei Lagerfutter *B* durch die Keile *D* und Schrauben *J* gegen das Mühleiſen gepreßt werden können, iſt aus der Figur erkenntlich. Da eine Oelung dieſer Lager während des Betriebes nicht wohl ausführbar iſt, ſo werden derartige Steinbüchſen in der Regel in den Ausſparungen *L* mit Filz, Kuhhaaren oder ſolchen Stoffen gefüllt, welche eine gewiſſe Menge Schmiermaterial auffaugen, ſo daß ſie für eine längere Zeit eine nachhaltige Oelung der Spindel bewirken können.

Fig. 105.



Der Betrieb der Mahlgänge geſchah früher ausſchließlich durch Zahnräder, und man verwendet auch heute noch vielfach dieſes Mittel des Antriebes, während man andererſeits auch häufig Riemen zur Bewegung der Mahlgänge anwendet. Als Nachtheil des Riemenbetriebes muß man es anſehen, daß bei demſelben der durch den Riemen auf die Spindel ausgeübte ſeitliche Zug beträchtlich größer ausfällt, als dies bei Räderbetrieb der Fall iſt, wie dies in Th. III, 1 ausführlich beſprochen worden iſt. Auch ſind die Riemen mehr dem Verſchleiße unterworfen, als die Zahnräder, wodurch die Betriebskoſten höher ausfallen. Dagegen hat der Riemenbetrieb den großen Vortheil, einen geräuſchloſen, ſtoßfreien Gang zu ergeben, und es gewährt derſelbe die Möglichkeit, daß man jeden einzelnen Mahlgang jederzeit während des Betriebes aus- und einrücken kann. Dieſe Eigenſchaft kommt den mit Zahnrädern betriebenen Mahlgängen nicht zu; denn wenn ein Mahlgang hierbei auch während des Ganges ausgerückt werden mag, ſo iſt doch das Einrücken deſſelben nicht thunlich, ſobald die übrigen Gänge und die Betriebswelle in Bewegung ſind, da die Radzähne unfehlbar abbrechen müßten, wenn die ganze Maſſe des in Ruhe befindlichen Steines plötzlich an der Geſchwindigkeit der treibenden Welle Theil nehmen ſollte. Dieſer Uebelſtand iſt beſonders fühlbar bei großen, mit vielen Mahlgängen

arbeitenden Mühlen, in welchen bei dem Einrücken eines Mahlganges die ganze Mühle zuvor ſtill geſtellt werden muß. Nur bei der Verwendung von Frictionskuppelungen iſt auch bei dem Betriebe durch Zahnräder jederzeitiges Ein- und Ausrücken möglich.

Bei dem Räderbetriebe hat man zu unterſcheiden, ob die antreibende Welle ſtehend oder liegend angeordnet iſt, indem ſich hiernach einestheils die Geſtalt der Räder und anderentheils auch die ganze Anordnung der Mahlgänge in Hinſicht ihrer gegenſeitigen Stellung richtet. Unter Verwendung einer ſtehenden ſogenannten Königswelle zum Betriebe mehrerer Mahlgänge erhalten deren Mühleiſen kleinere Stirnräder, welche ſämmtlich in ein größeres, auf der Königswelle für alle Mahlgänge gemeinſchaftliches Zahnrad eingreifen. Dieſe Betriebsart bedingt daher eine gruppenweiſe Aufſtellung der Mahlgänge um die im Mittelpunkte der Gruppe aufgeſtellte Königswelle herum, Fig. 106. Die Anzahl der in ſolcher Art von derſelben Königswelle aus zu betreibenden Mahlgänge wird im Allgemeinen nicht größer als ſechs anzunehmen ſein, da man ſonſt dem Rade auf der Königswelle einen unbequem großen Durchmeſſer würde geben müſſen; eine größere

Fig. 106.

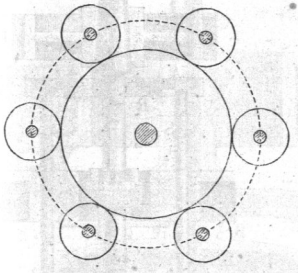
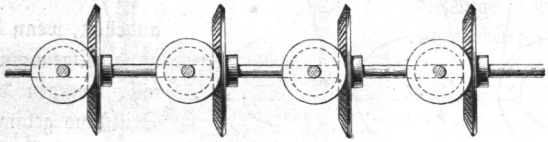


Fig. 107.



Anzahl von Mahlgängen macht daher die Aufſtellung mehrerer Königswellen erforderlich.

Wendet man zum Betriebe der Mahlgänge eine liegende Welle an, in welchem Falle der Antrieb durch coniſche Räder bewirkt werden muß, ſo ergiebt ſich hierfür die reihenweiſe Aufſtellung der Mahlgänge nach Fig. 107, und man ſpricht in den beiden hier betrachteten Fällen wohl von einem ſtehenden oder liegenden Vorgelege. Bei dem Betriebe durch Riemen bedient man ſich faſt immer ſtehender Triebwellen, und zwar kann nach Fig. 108 (a. f. S.) eine gruppenweiſe Anordnung oder die Aufſtellung der Mahlgänge in Reihen nach Fig. 109 (a. f. S.) gewählt werden. Wollte man die Mahlgänge direct von einer liegenden Welle mittelſt Riemen an-

treiben, ſo würde man ſich der halb geſchränkten Riemen zu bedienen haben, eine Anordnung, welche indeß nur ſelten gewählt zu werden pflegt.

Das Aus- und Einrücken der mit Riemen betriebenen Mahlgänge wird mit Hülfe von Spannrollen vorgenommen, *S* in Fig. 109, die man in geeigneter Weiſe durch Zugvorrichtungen gegen das gezogene Riemenende

Fig. 108.

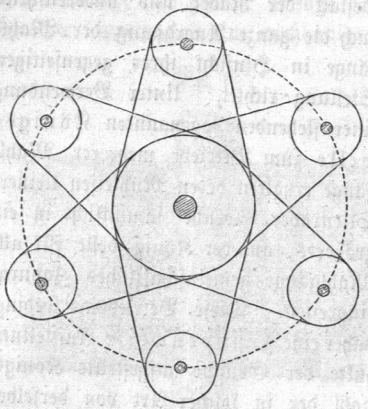


Fig. 109.

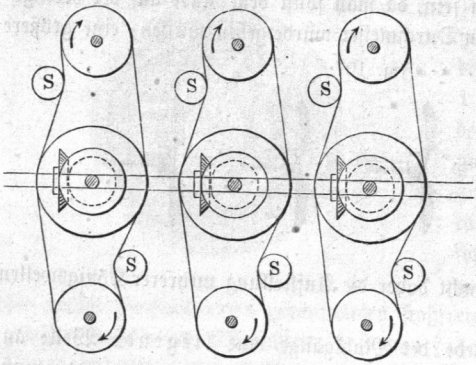
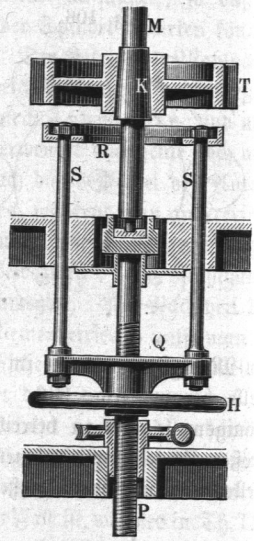


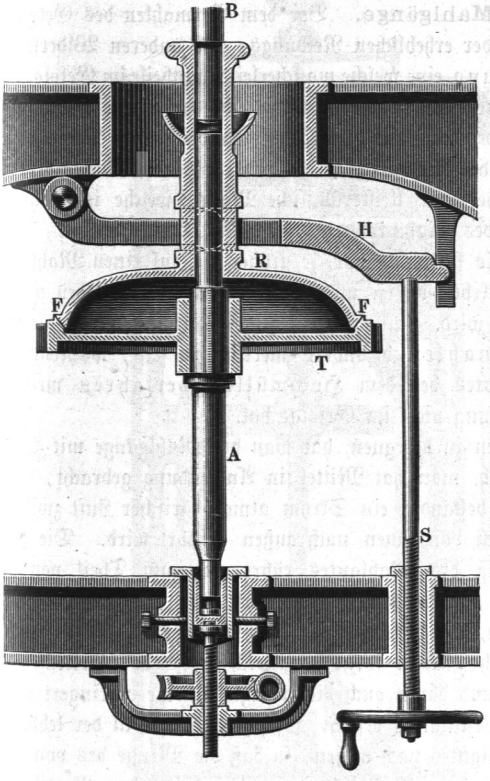
Fig. 110.



andrückt, wenn der Mahlgang mitgenommen werden ſoll, wogegen derſelbe in Stillſtand gelangt, ſobald man durch Nachlaſſen der Spannrolle die Riemenſpannung aufhebt. Es wurde ſchon bemerkt, daß hierbei ein Einrücken des Mahlganges jederzeit möglich iſt, auch wenn die treibende Welle ſich in voller Bewegung befindet, da bei dem Einrücken ein Stoß durch die Trägheit der Maſſe des ruhenden Steines nicht erzeugt werden kann, inſofern nämlich der Riemen nach ſtattgefundenem Einrücken zunächſt einem Gleiten auf der Scheibe ausgeſetzt iſt, bis der Stein die richtige Geſchwindigkeit angenommen hat. In dieſer Beziehung ſteht der Antrieb durch Zahnräder dem Riemenbetriebe nach. Es wird nämlich bei jenem das Ausrücken eines

Ganges dadurch bewirkt, daß die feſte Verbindung des Steingetriebes mit dem Mühleiſen aufgehoben wird. Eine zu dieſem Zwecke dienende Einrichtung iſt in Fig. 110 angegeben. Das Steingetriebe *T* ſitzt hierbei auf dem kegelförmigen Anſatze *K* des Mühleiſens *M*, welches durch Nuth und Feder von dem Getriebe *T* mitgenommen wird.

Fig. 111.



Zum Zwecke des Ausrückens wird ein unter den Kranz des Getriebes greifender Ring *R* vermittelſt der beiden Schubſtangen *S* emporgehoben, wozu die zur Steinſtellung angewendete Schraubenſpindel *P* dient. Auf dieſer Spindel iſt nämlich die äußerlich zu einem Handrade *H* ausgebildete Mutter angebracht, welche bei ihrer Umdrehung ihre aufſteigende Bewegung dem Querarme *Q* und damit dem Ringe *R* mittheilt.

In Fig. 111 iſt noch diejenige Einrichtung angegeben, welche zu dem Zwecke ausgeführt worden iſt, um auch bei Räderantrieb jederzeit ein Einrücken zu geſtatten. Das Mühleiſen beſteht hierbei aus zwei Theilen, *A* und *B*, von denen der untere *A* durch das Steingetriebe *T* fortwährend in Umdrehung geſetzt wird, während der obere durch die Haue mit dem Steine verbundene Theil *B* die Umdrehung nur empfängt, ſobald die Reibungskuppelung *F* in Thätigkeit kommt. Im eingerückten Zuſtande drückt der Stein mit ſeinem ganzen Gewichte auf den Teller *R*, wodurch deſſen kegelförmig abgedrehter Rand in den entſprechend ausgedrehten Radkranz *T* genügend eingepreßt wird, um das Mitnehmen des Steines zu ſichern. Zum Ausrücken genügt eine geringe Erhebung des Steines mit Hülfe der Schraube *S*

und des Hebels *H*, und es iſt erſichtlich, daß bei dem Einrücken des ruhenden Steines das in den erſten Augenblicken ſtattfindende Gleiten der Kegelflächen die ſonſt eintretende Stoßwirkung beſeitigt. Dieſe Einrichtung der Mahlgänge hat ſich indeſſen nur wenig Anwendung verſchaffen können, ſie hat die Nachtheile größerer Koſtſpieligkeit und einer wegen der complicirteren Einrichtung geringeren Dauerhaftigkeit.

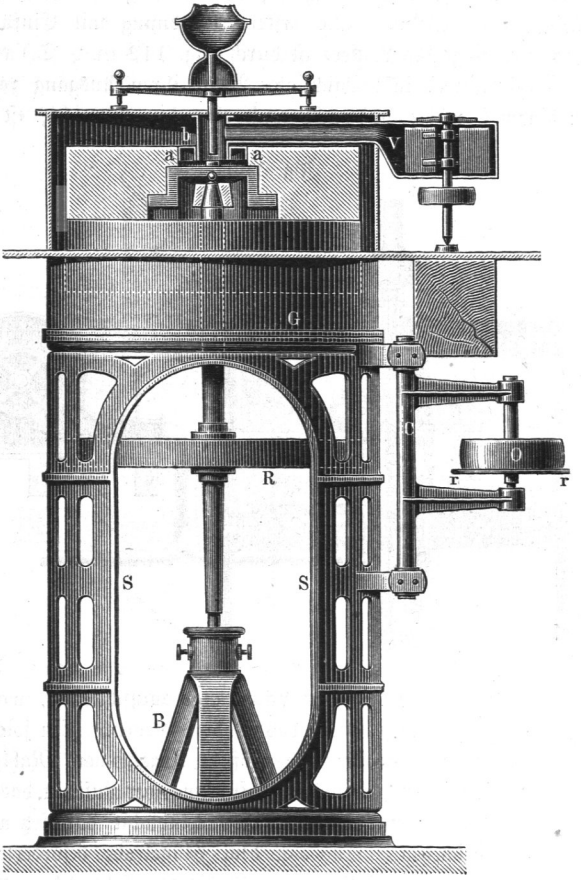
§. 37. **Ventilation der Mahlgänge.** Bei dem Vermahlen des Getreides ſtellt ſich immer wegen der erheblichen Reibungs- und anderen Widerſtände eine beträchtliche Erhitzung ein, welche mancherlei Nachtheile im Gefolge hat. Es wird hierdurch namentlich die in dem Getreide enthaltene Feuchtigkeit theilweiſe verdunſtet, und da die mit dem Schrot entweichenden Dämpfe ſich an den kühleren Stellen der Ableitung wieder zu tropfbarem Waſſer verdichten, ſo bildet ſich hierbei eine kleiſterähnliche Maſſe, welche in Gährung übergeht und die Güte des Mahlproductes weſentlich beeinträchtigt. Dieſer Uebelſtand tritt um ſo ſtärker hervor, je größer die auf einen Mahlgang verwendete mechaniſche Arbeit iſt, je mehr Getreide alſo aufgegeben und je mehr daſſelbe zerkleinert wird. Aus dem letzteren Grunde pflegt die Erhitzung bei dem Flachmahlen beſonders merklich zu ſein, während der mäſſige Angriff des Gutes bei dem Hochmüllereiverfahren meiſtens eine bedeutende Erwärmung nicht im Gefolge hat.

Um dieſen Uebelſtänden zu begegnen, hat man die Mahlgänge mit Ventilation verſehen, d. h. man hat Mittel in Anwendung gebracht, durch welche bei dem Mahlen beſtändig ein Strom atmoſphäriſcher Luft zwiſchen den Mahlflächen hindurch von innen nach außen geführt wird. Die hierdurch erreichte Abkühlung des Mahlgutes rührt nur zum Theil von der Wärmeaufnahme ſeitens der hindurchtretenden Luft her, großentheils iſt ſie dem Umſtande zu danken, daß dieſe Luft für eine ſchnelle Fortführung der ganz feinen Theilchen ſorgt, wodurch der zur Zerkleinerung nöthige Arbeitsaufwand und damit auch die erzeugte Wärme verringert wird. Ein Hauptvortheil der Ventilation beſteht außerdem gerade in der lebhafteren Bewegung des Mahlgutes nach außen, ſo daß die Menge des von dem Mahlgange zu verarbeitenden Materials bei Anwendung der Ventilation bedeutend größer ausfällt, als ohne eine ſolche. Der Arbeitsaufwand jedoch für eine beſtimmte Menge des Mahlgutes fällt nach den darüber bekannt gewordenen Erfahrungen geringer bei der Ventilation aus. Nach den Angaben von Armengaud ſtellte ſich bei vergleichenden Verſuchen heraus, daß die bei der Anwendung von Ventilation vermahlene Menge des Getreides mehr als 2,5 mal ſo groß war, als die von demſelben Mahlgange ohne Ventilation in gleicher Zeit vermahlene, und daß der Kohlenverbrauch zum Betriebe der Dampfmaſchine bei Anwendung von Ventilation ſich zu

10,9 Pfd. für jeden Centner Getreide ſtellte, während dieſer Verbrauch ſich ohne Ventilation zu 14 Pfd. bezifferte, ſo daß eine Krafterſparniß von 22 Proc. ſich ergab.

Die Art und Weiſe, wie die Luft zwiſchen die Mahlflächen geführt wird, iſt eine verſchiedene, je nachdem der in Anwendung kommende Ventilator

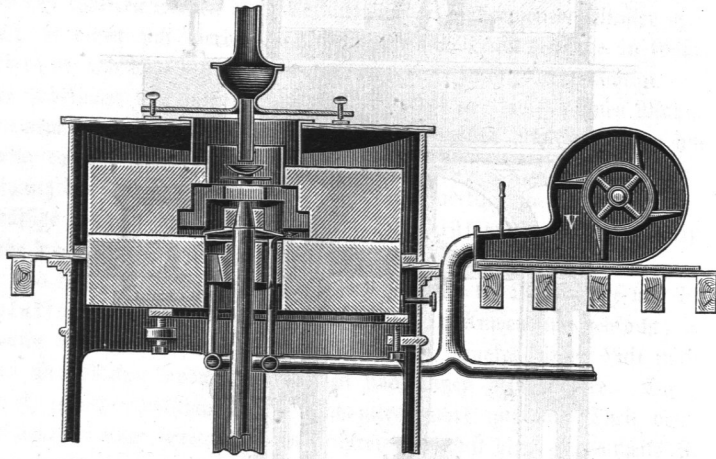
Fig. 112.



blaſend oder ſaugend wirkt. Die älteſte Anordnung, welche zum Zwecke der Ventilation in Anwendung kam, beſtand in mehreren Canälen, die in dem Läufer ausgeſpart waren, und welche einerſeits in der Mahlbahn in ſchlitzförmigen Oeffnungen austraten, während ihre oberen Ausmündungen mit hervorſtehenden Flügeln verſehen waren, die bei der Umdrehung des

Läufers das Schöpfen der Luft bewirkten, welche auf dieſe Weiſe zwiſchen den Steinen hindurchgepreßt wurde. Dieſe Anordnung hat ſich trotz ihrer ſcheinbaren Einfachheit nicht erhalten, wahrſcheinlich weil die Anfertigung der Canäle in den Steinen mit Unbequemlichkeiten verbunden und die Wirkung nicht zufriedenſtellend geweſen iſt. Man pflegt in neuerer Zeit die Luft durch ein außerhalb des Mahlganges aufgeſtelltes Flügelrad von der in Th. III, 2 angegebenen Einrichtung in das Auge des Läufers oder des Bodenſteines einzudrücken. Die erſtere Anordnung mit Einführung der Luft durch das Auge des Läufers iſt durch Fig. 112 (a. v. S.) verſinnlicht. Damit hierbei die Luft in beabſichtigter Weiſe ihren Ausgang zwiſchen den Steinen hindurch wählt und nicht nach oben hin entweicht, iſt es nöthig,

Fig. 113.

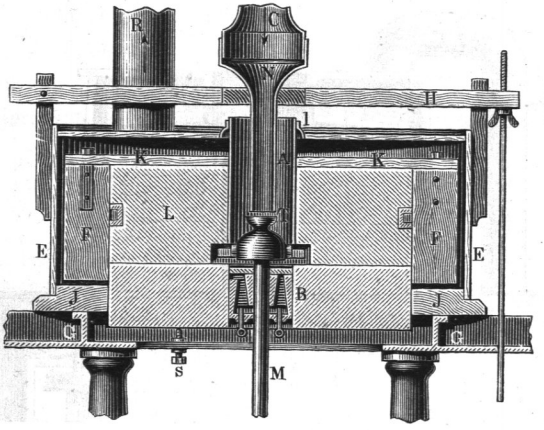


den Steinrand luftdicht gegen das Läuferauge abzuſchließen, wozu der in den Läufer eingeſetzte Ring *a* und das Rohr *b* dienen. Ein ſolcher Ventilator wie *V* kann natürlich für eine größere Anzahl von Mahlgängen die Ventilation bewirken; auch kann die Zuführung der Luft in das Auge des Bodenſteines durch ein oder zwei die Steinbüchſe durchſetzende Röhren nach Fig. 113 geſchehen. Die von dem Flügelrade beförderte Luft hat natürlich eine etwas höhere Preſſung als die atmoſphäriſche. Aus dieſem Umſtande hat man der hier beſprochenen Ventilation durch Einpreſſen der Luft oder Pulſion den Vorwurf gemacht, daß dabei die Entfernung der Feuchtigkeit weniger gut zu erzielen ſei, da die Verdunſtung durch den höheren Druck behindert wird, auch führt die aus den undichten Stellen des Steinrandes ſich nach außen verbreitende Luft feine Mehltheilchen mit ſich,

womit nicht nur ein Verluſt an Stoff, ſondern auch eine Verunreinigung der Luft und Beläſtigung des Perſonals verbunden iſt.

Aus dieſen Gründen iſt man in neuerer Zeit meiſtens dazu übergegangen, die Luft aus dem Steinrande abzuſaugen und ſpricht in dieſem Falle von einer Ventilation durch Aſpiration. Hierbei hat man den Umlauf oder Steinrand durch eine hinreichend weite Röhre mit der Saugeöffnung des Flügelrades in Verbindung zu bringen und dafür zu ſorgen, daß die von dieſem Rade aus dem Steinrande abgeſaugte Luft nur auf dem Wege durch das Steinauge und zwiſchen den Mahlflächen entlang durch neue atmoſphäriſche Luft erſetzt werden kann. Zu dieſem Zwecke iſt aber nicht nur der dichte Abſchluß des Steinrandes gegen das Läuferauge erfor-

Fig. 114.

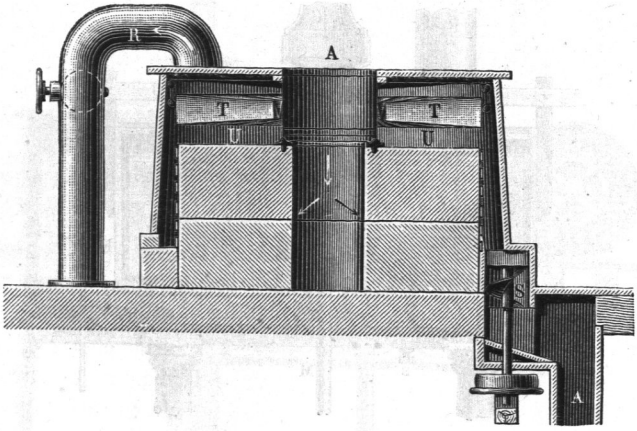


derlich, ſondern es muß auch der Steinrand ſelbſt luftdicht gearbeitet und auch gegen den Steinboden luftdicht abgeſchloſſen ſein. Ebenſo darf auch die Schrotrinne, durch welche das gemahlene Getreide oder Schrot entweicht, der angeſaugten Luft einen Zutritt nicht geſtatten. Zu dieſem Zwecke läßt man dieſe Schrotrinne immer zu einem gewiſſen Theile mit Schrot erfüllt, indem man aus der unteren Austrittsöffnung das Gut nur langſam austreten läßt. Man kann ſich hierzu entweder eines unter der Mündung der Schrotrinne angebrachten Rüttelſchuhes oder einer ſelbſtthätigen Abſchlußvorrichtung in der Rinne bedienen, welche von Zeit zu Zeit das erzeugte Schrot entweichen läßt. Anſtatt der Anordnung eines beſonderen Flügelrades zum Abſaugen der Luft hat man wohl auch den Läufer *L*, Fig. 114, ſelbſt mit ſchaufelartigen Flügeln *F* an ſeinem Umfange verſehen, durch deren Bewegung die in dem Steinrande enthaltene Luft durch ein auf demſelben angebrachtes

Rohr *R* ausgetrieben wird, ſo daß neue Luft durch das Steinauge *A* nachgezogen wird.

Die aus dem Umlaufe oder Steinrande entweichende Luft führt man zuweilen in eine beſondere Dunſtkammer, d. h. einen erweiterten Raum, in welchem die mit der Luft mitgeführten feinen Staubtheilchen Gelegenheit zum Abſetzen finden. Dieſe Staubtheilchen ſind meiſtens nicht mehr verwendbar, indem dieſelben zuſammen mit den ſich niederſchlagenden Waſſerdämpfen eine kleiſterähnliche, der Fäulniß unterworfene Maſſe bilden, aus welchem Grunde man auch wohl die abgeſaugte Luft direct ins Freie entweichen läßt. Man hat aber, um den hiermit verbundenen Verluſt an Mehl zu vermeiden, auch vielfach eine Filtrirung der Luft in der Weiſe vorgenommen, daß man

Fig. 115.



dieſelbe vor ihrem Entweichen zwingt, durch die Zwiſchenräume eines Gewebes hindurchzutreten, wobei die mitgeführten Mehltheilchen zurückgehalten werden. Eine dementſprechende Einrichtung von Jaacks und Behrns[1]) iſt in Fig. 115 angegeben. Der außerhalb der Mahlgänge an geeignetem Orte aufgeſtellte Aſpirator ſaugt die Luft durch das Rohr *R* aus dem oberen Theile des Umlaufes ab, welcher von dem unteren *U* durch das in Zickzackform angebrachte Tuch *T* aus loſem Wollſtoff abgetrennt iſt. Da die atmoſphäriſche Luft nur von oben durch das Läuferauge *A* und zwiſchen den Mahlflächen hindurch Zutritt hat, ſo ſetzen ſich die von der Luft mitgeführten Staubtheilchen auf der dem Steine zugewendeten Fläche des Filtertuches ab, welches durch Abklopfen von Zeit zu Zeit davon zu befreien iſt.

[1]) Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre, 2. Band.

Die in der Figur angedeutete Schnecke S hat den Zweck, vermöge ihrer Umdrehung das erzeugte Schrot ſtetig aus dem Steinrande zu entfernen und der Schrotrinne A zuzuführen.

Geſchwindigkeit und Betriebskraft der Mahlgänge. Die §. 38.
Geſchwindigkeit, mit welcher man die Mühlſteine umgehen läßt, iſt mit Rückſicht auf die dabei auftretende Fliehkraft, welche die Steine auf ihre Feſtigkeit gegen Zerreißen beanſprucht, eine beſchränkte. Nach den Angaben von Wiebe pflegt man den Steinen erfahrungsmäßig keine größere Umfangsgeſchwindigkeit als $30' = 9{,}42$ m zu geben, und geht andererſeits auch nicht unter $20' = 6{,}28$ m mit dieſer Geſchwindigkeit herunter. Dieſen Angaben zufolge beſtimmt ſich die minutliche Umdrehungszahl eines Steines vom Durchmeſſer d zu

$$n_{min} = \frac{60 \,.\, 6{,}28}{3{,}14 \,.\, d} = \frac{120}{d} \text{ bis } n_{max} = \frac{60 \,.\, 9{,}42}{3{,}14 \,.\, d} = \frac{180}{d}.$$

Hiernach iſt den gewöhnlichen Durchmeſſern der Steine zwiſchen 0,9 und 1,6 m entſprechend die folgende Tabelle der Umdrehungszahlen berechnet:

d	= 0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	Meter
n_{min}	= 133	120	109	100	92	86	80	75	71	Umdrehungen
n_{max}	= 200	180	164	150	138	128	120	112	106	in der Minute.

Mit der Umdrehungsgeſchwindigkeit der Steine ſteht die von denſelben vermahlene Getreidemenge in beſtimmtem Verhältniſſe, und hiermit auch die erforderliche Arbeit. Dieſe beiden Größen ſind aber andererſeits auch von der Härte oder Widerſtandsfähigkeit der Steine abhängig, inſofern als weiche Steine wie die Sandſteine bei einer beſtimmten Beanſpruchung ſich ſchneller abnutzen und ihre Schärfe verlieren, als die aus widerſtandsfähigerem Stoffe hergeſtellten franzöſiſchen Steine. Man kann in dieſer Hinſicht nach Wiebe annehmen, daß Sandſteine nur ungefähr 0,6 desjenigen Materials verarbeiten können, welches unter ſonſt gleichen Umſtänden, d. h. bei gleichen Durchmeſſern und Geſchwindigkeiten, von franzöſiſchen Steinen vermahlen werden kann.

Ueber den zum Vermahlen des Getreides erforderlichen Arbeitsaufwand ſind nur wenig Angaben bekannt geworden. Nach Wiebe ſoll man annehmen dürfen, daß mit einer Pferdekraft ſtündlich $q = 46$ Liter Weizen oder 48 Liter Roggen einmal fein geſchroten werden kann, wenn der Mahlgang mit Ventilation verſehen iſt; während dieſe Leiſtung bei Mahlgängen ohne Ventilation nur $q = 33$ Liter Weizen und bezw. 36 Liter Roggen beträgt. Die Nebenhinderniſſe des Mahlganges, welche demſelben durch die Reibung in den Lagern und Betriebsmitteln, ſowie durch den Luftwiderſtand erwachſen, ſollen nach derſelben Quelle mit durchſchnittlich $1/4$ bis $1/5$ Pferde-

kraft für jeden gut ausgeführten Mahlgang anzunehmen ſein, ſo daß man bei einem Geſammtarbeitsaufwande von N Pferdekraft für den Mahlgang auf eine ſtündlich zu verſchrotende Menge von $\left(N - \frac{1}{4}\right) q$ rechnen kann.

Um zu einer gewiſſen Beziehung zwiſchen der Geſchwindigkeit der Steine und dem erforderlichen Kraftaufwande zu gelangen, ſtellt Wiebe eine Betrachtung an, wie ſie im Folgenden in allgemeinen Umriſſen wiedergegeben iſt.

Bezeichnet man mit h die lichte Höhe des Zwiſchenraumes zwiſchen den beiden Steinen an deren Umfange, durch welchen Zwiſchenraum das Mahlgut mit der radialen Geſchwindigkeit u ausgeworfen werden möge, ſo kann man das Volumen des in jeder Secunde austretenden Gutes durch $V = \pi d u h$ ausdrücken, wenn d den Durchmeſſer des Steines bedeutet. Das Volumen des austretenden Schrotes wird man proportional mit demjenigen des eingeführten Getreides Q anzunehmen haben, ſo daß man etwa $V = \alpha Q$ ſetzen kann, wenn α einen conſtanten Coefficienten und Q die in der Minute vermahlene Getreidemenge bedeutet. Auch wird man vorausſetzen dürfen, daß die Geſchwindigkeit u, mit welcher das Gut austritt, von der Umfangsgeſchwindigkeit v der Steine abhängig iſt, und es möge angenommen werden, daß die Austrittsgeſchwindigkeit direct mit der Umfangsgeſchwindigkeit v wachſe, es möge alſo $u = \beta v = \beta \frac{\pi d n}{60}$ geſetzt werden, worin β ebenfalls eine conſtante Zahl und n die Umdrehungszahl für eine Minute vorſtellt. Man erhält unter dieſen Vorausſetzungen:

$$V = \alpha Q = \pi d u h = \pi d v \beta h = \frac{\pi d n \, \pi d \beta h}{60},$$

woraus $\frac{Q}{d^2 n} = \frac{\pi^2 \beta h}{60 \alpha} = Const.$ folgt.

Um den Werth der Conſtanten feſtzuſtellen, kann man ein Erfahrungsergebniß zu Grunde legen und zwar wird von Wiebe angegeben, daß erfahrungsmäßig die größte Leiſtung eines Mahlganges mit franzöſiſchen Steinen und unter Verwendung von Ventilation ſtündlich in dem Feinſchroten von 5 Scheffel = 275 Liter Weizen beſteht, wenn hierbei die Steine einen Durchmeſſer von 1,41 m haben, und die Umfangsgeſchwindigkeit 8,8 m, alſo die Umdrehungszahl $n = \frac{60 . 8{,}8}{3{,}14 . 1{,}41} = 118$ beträgt. Mit dieſen Werthen geht oben gefundene Gleichung über in $\frac{275}{60 . 1{,}41^2 \, 118} = 0{,}0194$, und wenn man noch die größte Leiſtung einer Pferdekraft ſtünd-

lich zu 48 Liter, alſo für jede Minute zu 0,8 Liter annimmt, und demgemäß $Q = 0{,}8\ N$ einführt, ſo erhält man

$$\frac{Q}{d^2 n} = \frac{0{,}8\,N}{d^2 n} = 0{,}0194, \text{ daher } \frac{N}{d^2 n} = 0{,}024.$$

Nimmt man als den größten, in der Ausführung gebräuchlichen Steindurchmeſſer $d = 1{,}75$ m und für denſelben eine größte Umfangsgeſchwindigkeit $v = 30' = 9{,}42$ m, alſo eine Umdrehungszahl von $\frac{60 \,.\, 9{,}42}{3{,}14 \,.\, 1{,}75} = 103$ an, ſo erhält man aus der gefundenen Gleichung das größte Arbeitsmoment, welches durch einen Mahlgang mit franzöſiſchen Steinen aufgebraucht werden kann, zu $N = 1{,}75^2 \,.\, 103 \,.\, 0{,}024 = 7{,}6$ Pferdekraft. Für Sandſteine würde ſich unter gleichen Verhältniſſen nach der oben gemachten Angabe der Arbeitsaufwand nur zu 0,6 des von franzöſiſchen Steinen erforderten ſtellen, ſo daß für Sandſteine die obige Gleichung übergeht in $\frac{N}{d^2 n} = 0{,}0144$, und das größte aufzuwendende Arbeitsmoment zu $0{,}6 \,.\, 7{,}6 = 4{,}56$ Pferdekraft ſich berechnet. Die ſo gefundenen Gleichungen können natürlich nur einen ungefähren Anhalt für die Beurtheilung des Kraftaufwandes gewähren, es iſt aus ihnen die folgende Zuſammenſtellung berechnet worden:

Tabelle für die Umdrehungszahlen von Mühlſteinen.

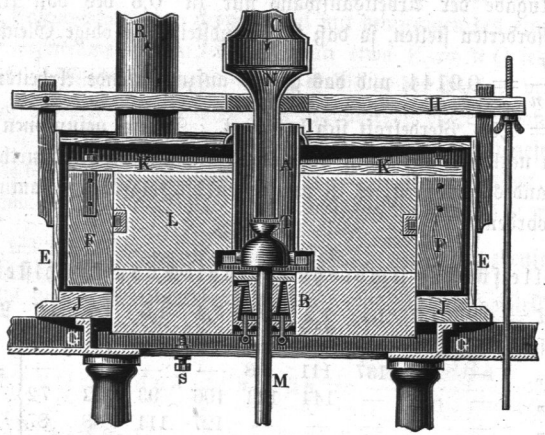
	$d =$	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	Meter	
$N = 3$	Pfdk.	154	125	103	—	—	—	—	—	—		
$N = 4$	„	—	166	137	111	98	—	—	—	—		
$N = 5$	„	—	—	—	144	123	106	93	82	72	franzöſiſche	
$N = 6$	„	—	—	—	—	—	127	111	98	87	Steine	
$N = 7$	„	—	—	—	—	—	—	—	114	101		
$N = 3$	„	—	—	—	144	123	106	98	82	72		
$N = 4$	„	—	—	—	—	—	—	—	108	96	Sandſteine.	

Beiſpiele von Mahlgängen. In Folgendem ſeien noch einige neuere Mahlganganordnungen beſprochen. §. 39.

In Fig. 116 (a. f. S.) iſt einer der Mahlgänge angegeben, welche ehedem in den Königlichen Mühlen in Berlin in Thätigkeit waren. Der mittelſt einer Kugelhaue auf dem Mühleiſen M ruhende Läufer L von 1,25 m Durchmeſſer erhielt ſeine Umdrehung durch ein Zahngetriebe auf einem kegelförmigen Anſatze des Mühleiſens von einer ſtehenden Königswelle aus, welche drei oder vier gleicher Mahlgänge in Bewegung ſetzte und ſelbſt durch ein unterſchlächtiges Waſſerrad den Antrieb erhielt. Die Unterſtützung des Spurzapfens durch das Spurlager und die verticale Verſtellung deſſel-

ben durch die Schraubenſpindel, deren Mutter durch eine Schraube ohne Ende gedreht wird, iſt nach dem Vorhergegangenen aus der Fig. 110 erſichtlich, ebenſo wie die Ausrückung des Ganges durch Abheben des Getriebes *T* von ſeinem Sitze vermittelſt des Handrades *H* und des Ringes *R*. Der mit der Steinbüchſe *B* verſehene Bodenſtein *C* ruht auf der durch eiſerne Säulen geſtützten gußeiſernen Schale *G* mittelſt dreier Stellſchrauben *s*, welche eine genaue Einſtellung in die wagerechte Lage ermöglichen. Auf dieſer Schale ruht auch der faßartig aus Holz gefertigte Steinrand *E*, welcher unten dicht an das Geſchlinge *J* angefügt iſt und ebenfalls in dem Deckel mit Hülfe des Lederkranzes *l* ſich luftdicht an das Rohr *A* anſchließt, das in dem Läufer befeſtigt

Fig. 116.

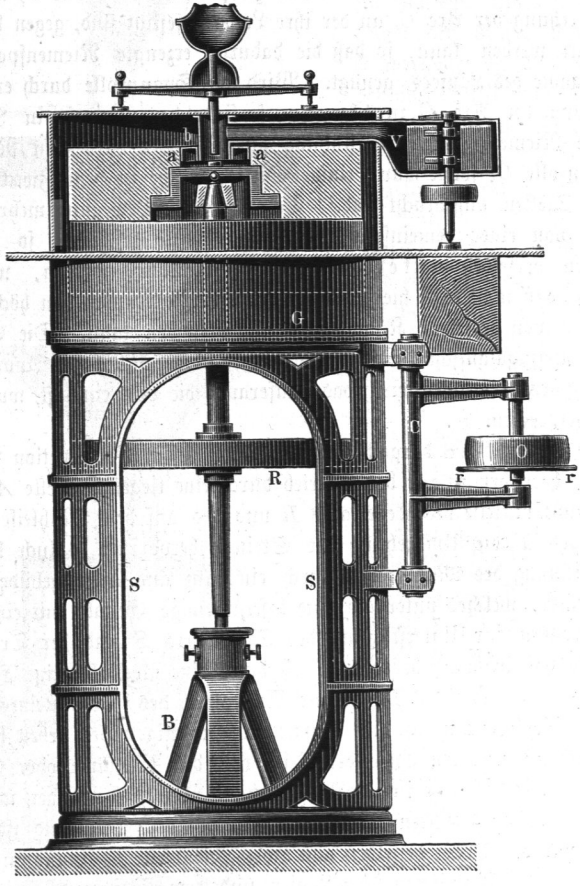


iſt. Dieſer überall dichte Abſchluß iſt wegen der Ventilation erforderlich, welche hier in einfacher Art durch die vier hölzernen Flügel *F* erzielt iſt, die mittelſt des Lattenkreuzes *K* an dem Läufer befeſtigt worden ſind. Die von dieſen Flügeln bei ihrer Umdrehung mitgenommene Luft wird, wie durch die Flügel eines Ventilators, nach außen gepreßt und gezwungen, durch das Rohr *R* zu entweichen, welches von dem Deckel des Steinrandes ausgeht und in einer Dunſtkammer in dem Bodenraume des Mühlengebäudes das Abſetzen der mitgeriſſenen Mehltheilchen ermöglicht. Die Zuführung des Getreides erfolgt aus dem Abfallrohre *C*, an welches ſich bei *N* ein vertical verſchieblicher Trichter anſchließt, der das Getreide auf den Streuteller *T* fallen läßt, welcher, auf der Haue befeſtigt, an der Umdrehung des Mühleiſens ſich betheiligt. Durch den Hebel *H* kann eine geringe Hebung oder Senkung des Trichters *N* vorgenommen werden, um den Zwiſchenraum zwiſchen

dieſem Rohre und dem Streuteller behufs Regelung der zuzuführenden Menge zu verändern.

Einen Mahlgang für Riemenbetrieb zeigt Fig. 117. Zunächſt iſt die Unterſtützung deſſelben durch die weite gußeiſerne, mit Durchbrechungen ver-

Fig. 117.



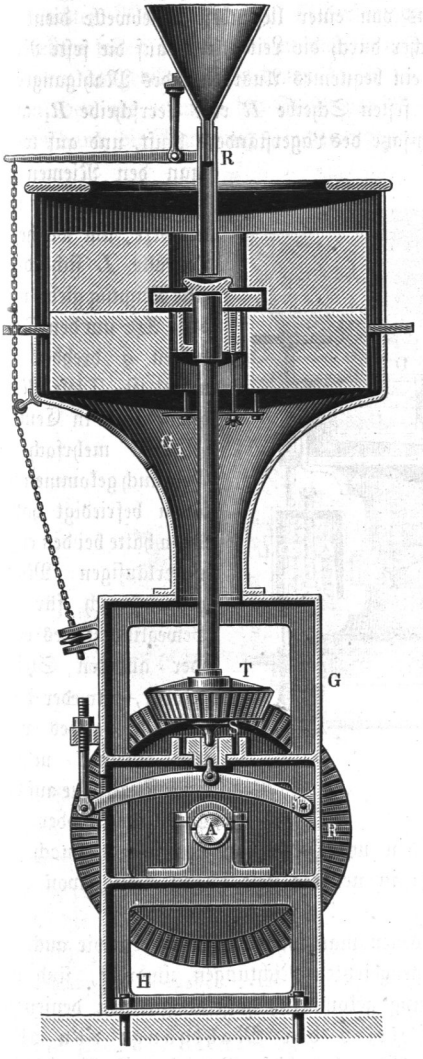
ſehene Säule S bemerkenswerth, welche auf ihrer Fußplatte den Bock B zur Aufnahme des Spurlagers trägt, während ſie oberhalb mit der Schale G verſehen iſt, die den Bodenſtein mit Hülfe eines eiſernen Dreiecks und dreier Schrauben unterſtützt. Dieſe Anordnung eines ganz ſelbſtändigen Geſtelles für jeden einzelnen Mahlgang gewährt nicht nur gewiſſe Bequemlichkeiten in Betreff der Aufſtellung und Anordnung der Mahlgänge, ſondern

auch noch den beſonderen Vortheil, daß durch ein einſeitiges Setzen oder Nachgeben der Fundamente nicht das ganze Mühlengerüſt in Mitleidenſchaft gezogen wird, wie dies der Fall iſt, wenn für mehrere Gänge ein gemeinſames Gerüſt angeordnet wird. Die Bewegung des Läufers erfolgt hier durch einen Riemen auf die Riemſcheibe *R* des Mühleiſens, und man bewirkt das Aus- und Einrücken mit Hülfe der Spannrolle *O*, welche durch die Drehung der Axe *C*, an der ihre Lager befeſtigt ſind, gegen den Riemen gedrückt werden kann, ſo daß die dadurch erzeugte Riemenſpannung zur Mitnahme des Läufers genügt. Wird die Spannrolle durch entſprechende Drehung der Axe *C* zurückgezogen, ſo findet der nunmehr in Ruhe kommende Riemen ſeine Unterſtützung durch den vorſtehenden Rand *r* der Spannrolle *O*, ſowie durch einige Stifte, welche zu dem Zwecke an geeigneten Stellen angebracht ſind. Da hierbei die Bewegung mehrerer Mahlgänge von einer gemeinſchaftlichen Königswelle geſchieht, ſo müſſen die Riemen derſelben unter einander angeordnet werden, woraus ſich ergiebt, daß man auch hier nur eine beſchränkte Anzahl von höchſtens ſechs Gängen von derſelben Königswelle aus betreiben kann. Die Einrichtung der Centrifugalaufſchüttung iſt aus der Figur erſichtlich, die Anordnung des Ventilators *V*, welcher durch das Läuferauge die Luft einbläſt, wurde bereits oben beſprochen.

Der in Fig. 118 dargeſtellte Mahlgang, deſſen Conſtruction von Fairbairn herrührt, iſt für den Betrieb durch eine liegende Welle *A* eingerichtet, welche mittelſt des Kegelrades *R* und des auf dem Mühleiſen ſitzenden Getriebes *T* die Umdrehung des Steines hervorruft. Auch hier iſt die Unterſtützung des Mahlganges durch ein ganz aus Eiſen gebildetes Geſtell *G* bewirkt, welches unterhalb eine kaſtenförmige Geſtalt mit eingegoſſenen Querträgern zur Unterſtützung des Spurlagers *S* und der Triebwelle *A* erhalten hat, während der obere Theil durch eine glockenförmige Erweiterung G_1 in die cylindriſche Schale zur Aufnahme des Bodenſteines übergeht. Durch Verſchraubung iſt jede Schale mit derjenigen des neben befindlichen Mahlganges oder am Ende der Reihe mit dem Gemäuer oder Gebälk feſt verbunden, ſo daß eine iſolirte Aufſtellung hier nicht ſtattfindet, wie bei dem in Fig. 117 dargeſtellten Mahlgange. Auch der Steinrand iſt hier von Eiſen, nur der Deckel deſſelben aus Holz, die weite Oeffnung in demſelben geſtattet der Luft zwiſchen dem Läufer und dem Steinrande freien Zutritt, eine Ventilation iſt nicht angeordnet. Die Zuführung mit Hülfe des ſtellbaren Rohres *R* und des auf der Kugelhaue angebrachten Streutellers iſt aus der Figur erſichtlich. Die Ausrückung erfolgt durch das Anheben des Getriebes *T* in der aus der früheren Fig. 110 bekannten Weiſe. Daß dieſe Anordnung des Mahlganges ſich insbeſondere für die reihenweiſe Aufſtellung der Gänge eignet, ergiebt ſich ohne Weiteres.

Die bisher beſprochenen Mahlgänge ſind ſämmtlich oberläufige, d. h. ſolche, bei denen der obere Stein umgedreht wird. Man hat in neuerer Zeit auch mehrfach der Ausführung von unterläufigen Mahlgängen ſeine Aufmerkſamkeit zugewandt, bei denen der untere Stein die Umdrehung erhält, während der obere Stein feſtgelegt wird, doch ſcheint die Anwendung derſelben bisher nur eine vereinzelte geblieben zu ſein, trotz der Vortheile, die ſie in Betreff der leichteren Ausführung und eines beſſeren Einziehens des Mahlgutes gewähren. Ein unterläufiger Mahlgang von D. Uhlhorn[1]) iſt in Fig. 119 (a. f. S.) dargeſtellt. Der untere bewegte Stein *U* iſt hierbei mittelſt des gußeiſernen Tellers *T* auf dem Mühleiſen *M* befeſtigt, welches in dem Spurlager *S* ſeine Stütze findet, und oberhalb der Steine in dem Deckel des Steinrandes bei *H* in einem Halslager in ſolider Art geführt wird. Der ebenfalls aus Gußeiſen gefertigte Deckel *D* trägt mittelſt Schrauben den oberen Stein *O*, welcher einer Verſtellung nicht befähigt iſt. Die Steinſtellung wird vielmehr wie bei den oberläufigen Gängen durch Heben und Senken der Spur bewirkt, die zu dem Ende auf der Schraube *s* ruht, deren lothrechte Verſchiebung durch

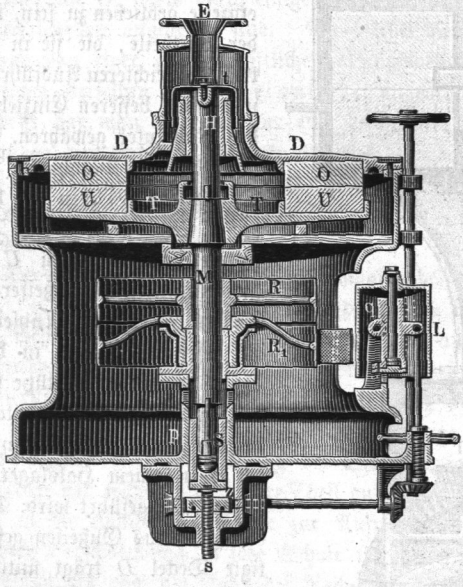
Fig. 118.



[1]) D. R.-P. Nr. 15816.

die Umdrehung des innerlich mit den Muttergewinden verſehenen Schneckenrades z geſchieht. Das aus dem Zuführungsrohre E auf den Streuteller t fallende Mahlgut wird durch den im Auge des Oberſteines angebrachten kegelförmigen Einſatz H gleichmäßig den Mahlflächen zugeführt. Zum Betriebe des ſtehenden Mühleiſens von einer liegenden Triebwelle dient ein halbverſchränkter Riemen, welcher durch die Leitrolle L auf die feſte Riemſcheibe R geführt wird. Um ein bequemes Ausrücken des Mahlganges zu ermöglichen, iſt unterhalb der feſten Scheibe R eine Leerſcheibe R_1 angebracht, welche loſe auf einem Anſatze des Lagerſtänders läuft, und auf welche man den Riemen dadurch leitet, daß man der Axe, um welche die Leitrolle L ſich dreht, eine Neigung giebt, wozu dieſe Axe um den Querbolzen q drehbar gemacht iſt. Dieſe Mahlgänge ſind in Cementfabriken mehrfach in Gebrauch gekommen und ſollen befriedigt haben. Man hatte bei den erſten unterläufigen Mahlgängen auch für eine Beweglichkeit des einen oder anderen Steines geſorgt, entweder durch Aufhängung des unteren Steines mittelſt einer Kugelhaue auf dem Mühleiſen, oder dadurch, daß man den oberen Stein mit Hülfe von vier Zapfen nach Art eines Schiffscompaſſes aufhing; in neuerer Zeit ſcheint man davon mehr und mehr zurückzukommen.

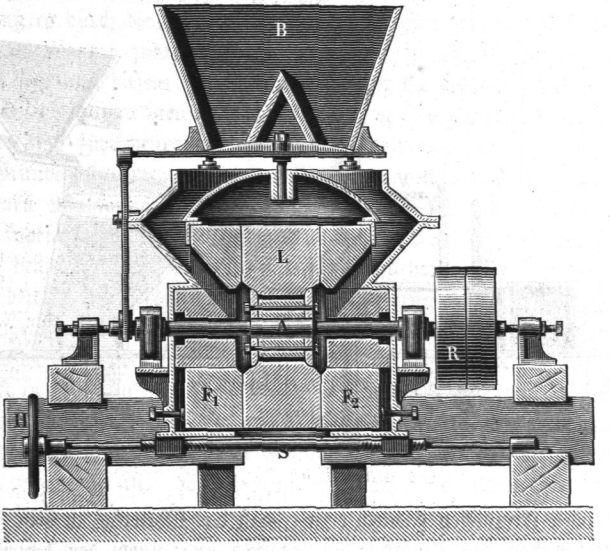
Fig. 119.



Diejenigen Mahlgänge, bei denen man ſowohl den unteren wie auch den oberen Stein, beide nach entgegengeſetzten Richtungen, umdreht, ſind nirgends zur praktiſchen Anwendung gekommen, daſſelbe gilt von denjenigen Anordnungen, welche einen Betrieb der Mahlgänge von oben bezwecken, nur etwa in Windmühlen hat dieſe Betriebsweiſe Anwendung gefunden. Dagegen mag hier noch einer Anordnung gedacht werden, welche neuerdings mehrfach Gebrauch gefunden hat, und bei welcher der Stein um

eine liegende Axe bewegt wird. Eine ſolche von Umfried[1]) angegebene Mühle iſt in Fig. 120 dargeſtellt. Der auf der wagerechten Axe A befeſtigte Läufer L iſt zwiſchen zwei zu beiden Seiten angebrachten feſten Steinen F_1 und F_2 befindlich, durch welche hindurch das Mahlgut aus dem darüber angebrachten Rumpfe B den beiderſeitigen Mahlflächen zugeführt wird. Die beiden feſten Steine ſind in gußeiſernen Schalen angebracht, welche als Schlitten ausgebildet ſind, denen durch die Schraube S mit rechtem und linkem Gewinde vermöge des Stellrades H eine Annäherung an den Läufer in dem durch die Abnutzung gebotenen Betrage ermöglicht iſt. Der Antrieb

Fig. 120.

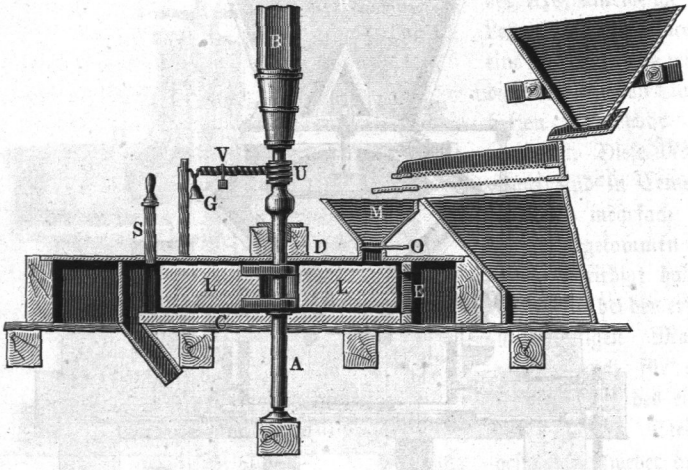


geſchieht auf die Riemſcheibe R, man hat aber auch die Anordnung ſo getroffen, daß der Läufer L ſelbſt direct als Riemſcheibe Verwendung findet, wodurch das Auseinandernehmen behufs Erneuerung der Schärfe weſentlich erleichtert wird. Als Vortheil dieſer Anordnung eines liegenden Mühleiſens wird die bequeme Lagerung und die erleichterte Bewegungsübertragung angeführt, auch ſoll das Mahlgut ſich ſchneller durch den Mahlgang hindurchbewegen; dagegen wird eine gleichmäßige Vertheilung des Mahlguts zwiſchen den Mahlflächen nicht zu erreichen ſein, ſo daß die Abnutzung der Steine jedenfalls eine einſeitige ſein wird. Eine größere Verbreitung haben auch dieſe Mahlgänge nicht gefunden.

[1]) Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre, Bd. 2.

§. 40. **Schälgänge.** Während bei allen bisher beſprochenen Mahlgängen die Bearbeitung des Mahlguts zwiſchen den ebenen Flächen der cylindriſchen Steine erfolgt, giebt es auch ſolche Mühlen, deren Steine mit ihren cylindriſchen Mantelflächen wirken. Hierzu ſind in erſter Reihe die ſogenannten Graupengänge und die Maſchinen zum Schälen von Hirſe, Reis und ähnlichen Früchten zu rechnen. Es handelt ſich bei dieſen Maſchinen nicht ſowohl um eine eigentliche Zerkleinerung von Stoffen, ſondern hauptſächlich um die Entfernung der die Oberfläche der Körner bildenden Hülſen, ſowie um die Herſtellung kugelförmiger Stücke aus den Getreidekörnern bei den Graupengängen. Dieſer Erfolg wird bei den in Frage

Fig. 121.



kommenden Maſchinen dadurch erzielt, daß das Material in dem Zwiſchenraume zwiſchen dem Umfange des Steines und einem den letzteren rings umgebenden Mantel einer reibenden Wirkung von Seiten der rauhen Steinfläche ſowohl, wie derjenigen des gedachten Mantels unterworfen wird. Zu dem letzteren Zwecke wird der Mantel in der Regel aus Eiſenblech hergeſtellt, welches nach Art der bekannten Reibeiſen aufgehauen iſt, ſo daß der hervorragende Grat der Durchbrechungen ein Angreifen der Oberfläche bewirkt. Auch iſt die Reibung der einzelnen Körner an einander weſentlich förderlich für die Erzeugung der kugelförmigen Geſtalt der Graupen.

Die Einrichtung eines gewöhnlichen Graupenganges älterer Bauart zeigt Fig. 121. Das lothrechte Mühleiſen trägt mittelſt der feſten Haue den aus einem nicht zu grobkörnigen Sandſteine gefertigten Läufer *L* und erhält ſeine Umdrehung direct von der ſtehenden Welle *B*. Der Bodenſtein fällt weg und es wird der untere Abſchluß durch einen mit Eiſenblech beſchlagenen

Holzboden *C* erſetzt, auf welchem der den Stein in einem Abſtande von etwa 2 cm umgebende Steinrand *E* befeſtigt iſt. Dieſer aus einem Holzgerüſt gebildete Steinrand oder Lauf iſt innerlich mit beſagtem Reibeblech ausgekleidet und oberhalb durch den hölzernen Deckel *D* abgeſchloſſen. Durch die Oeffnung *O* in dieſem Deckel tritt das zu vergraupende Getreide (Gerſte oder Weizen) ein, nachdem daſſelbe einer Vorbereitung in der Regel durch das ſogenannte Spitzen unterworfen wurde, d. h. das Abmahlen der Körnerſpitzen auf einem Mahlgange gewöhnlicher Einrichtung, deſſen Steine ſo weit aus einander geſtellt werden, daß nur die Körnerſpitzen angegriffen werden. Das aus dem Vorrathsbehälter kommende Getreide fällt hierbei nicht durch das Läuferauge, ſondern es tritt auf die obere Fläche des Steines, ſo daß es durch die Fliehkraft ſchnell nach außen befördert wird, um in dem Zwiſchenraume zwiſchen Stein und Lauf in ſpiralförmigen Wegen niederzugehen. In dieſem Zwiſchenraume findet die gedachte Wirkung ſtatt, und es iſt hierbei zu genügender Bearbeitung des Getreides erforderlich, daſſelbe in dem Zwiſchenraume eine gewiſſe Zeit über zu belaſſen. Aus dieſem Grunde kann man bei dieſen Maſchinen nicht, wie bei den bisher beſprochenen Mahlgängen, eine ununterbrochene Zu- und Abführung anordnen, indem bei einer ſolchen das Mahlgut zu ſchnell und daher nicht genügend bearbeitet durch die Maſchine hindurchgehen würde. Man richtet vielmehr den Betrieb ſo ein, daß jeweilig eine gewiſſe Menge Getreide in den Gang eingelaſſen wird, welche eine beſtimmte Zeit darin verbleibt, worauf ſie abgelaſſen und durch eine neue Menge Getreide erſetzt wird. Zu dieſem Zwecke iſt in dem von dem Behälter *M* nach unten abgehenden Fallrohre *O* ein Schieber angebracht, ebenſo wie in dem Steinrande oder auch wohl in dem Boden ein anderer Schieber *S* zum Ablaſſen der fertig bearbeiteten Graupen angeordnet iſt. Es iſt natürlich, daß dieſe beiden Schieber niemals zu gleicher Zeit geöffnet werden dürfen, und daß die Zeit, welche zwiſchen zwei Aufgaben verſtreicht, von dem zu erzielenden Producte abhängt, d. h. davon, ob das Mahlgut mehr oder minder ſtark angegriffen werden ſoll. Gewöhnlich ſchwankt dieſe Zeit zwiſchen 10 und 20 Minuten, und um nach Ablauf derſelben rechtzeitig das verarbeitete Material durch neues erſetzen zu können, hat man eine Vorrichtung angebracht, welche entweder durch ein Signal den Müller benachrichtigt, oder welche ſelbſtthätig die Abführung des fertigen und die Zuführung des neuen Materials bewirkt. Die erſtgedachte Signalvorrichtung, wie ſie unter dem Namen des Weckers bei allen älteren Maſchinen Anwendung findet, beſteht im Weſentlichen aus einem Zählwerk für die Anzahl der von dem Steine vollführten Umdrehungen, welches nach einer gewiſſen Umdrehungszahl eine Glocke anſchlägt. In der Figur iſt dieſes Zählwerk dadurch hergeſtellt, daß eine auf dem Mühleiſen befindliche Schraube ohne Ende *U* in ein auf der Spindel *V* befind-

liches Schneckenrad eingreift, auf dieſe Weiſe der Spindel V eine langſame Umdrehung mittheilend. Dieſe Spindel iſt ebenfalls mit Schraubengewinden verſehen, über welche als Mutter ein Ring gehängt iſt, der bei der Umdrehung der Spindel eine langſame Verſchiebung erfährt. Sobald derſelbe in Folge dieſer Verſchiebung am Ende der Spindel angekommen iſt, fällt er frei von dieſer herab und verſetzt die Glocke G ſo lange in Schwingungen, bis der Ring aufgehoben und an der betreffenden Stelle der Schraube wieder eingehängt wird. Bezeichnet man mit z die Zähnezahl des Schneckenrades und mit s die Anzahl der Schraubengänge, um welche der Ring von dem Ende der Spindel zurückſteht, ſo iſt die Zahl der von dem Steine gemachten Umdrehungen zwiſchen zwei Aufgaben durch $n = zs$ beſtimmt. Man hat es daher in ſeiner Hand, durch Einhängen des Ringes in größerer oder geringerer Entfernung von dem Ende der Schraubenſpindel die Zeit des Vergraupens veränderlich zu machen.

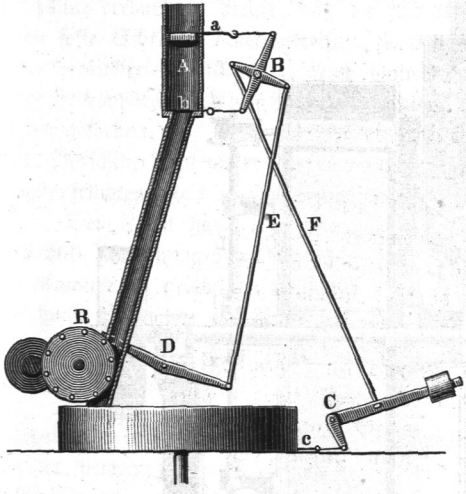
Damit die unter den Stein zwiſchen deſſen untere Fläche und den Boden gelangenden Körner in gehöriger Art nach der Austrittsöffnung hin befördert werden, erhält der Stein auf ſeiner Unterfläche vier bis ſechs bogenförmige Hauſchläge, welche an den Enden mit Schienen zum Herausjagen des Mahlgutes verſehen ſind, und welche durch die erzeugte Ventilation zugleich für eine Kühlung ſorgen. Ein von dem Deckel der Bütte aufwärts geführtes Rohr bewirkt die Entfernung des Dunſtes. Das gewonnene Mahlproduct wird nachträglich einer Sonderung in die einzelnen Theile unterworfen, die hierzu dienenden Maſchinen bilden den Gegenſtand eines folgenden Abſchnittes.

Anſtatt des Weckers hat man bei dieſen Gängen auch Vorrichtungen zur ſelbſtthätigen Beſchickung in Anwendung gebracht, deren Wirkungsweiſe mittelſt der Fig. 122 leicht verſtändlich wird. Das Getreide fällt hierbei zunächſt in einen Behälter A von einem ganz beſtimmten, durch eine verſchiebliche Wand leicht zu verändernden Faſſungsraume. Dieſer Behälter iſt oberhalb durch einen Schieber a von der Zuführungsrinne und unterhalb durch den Schieber b von dem Graupengange abſtellbar und außerdem iſt ein Ablaufſchieber c in dem Steinrande angebracht. Während des Vergraupens ſind die beiden Schieber b und c geſchloſſen und der Behälter A füllt ſich durch den geöffneten Schieber a mit Getreide aus dem darüber befindlichen Rumpfe an. Wenn nun nach einer beſtimmten Anzahl von Umgängen des Steines durch eine entſprechende ſelbſtthätige Vorrichtung zunächſt ein Oeffnen des Abfuhrſchiebers c erfolgt, und nach geſchehener Entleerung des Ganges dieſer Schieber ebenſo wie derjenige a geſchloſſen, dagegen b geöffnet wird, ſo gelangt die beſtimmte durch den Behälter A abgemeſſene Menge Getreide in den Mahlgang. Zur Erzielung dieſer Bewegungen dient eine Verbindung von Hebeln, deren Anordnung aus der

Figur erſichtlich iſt. Indem das langſam ſich umdrehende Rad *R* durch einen Stift den Hebel *D* anhebt, wird durch die Schubſtangen *E* und *F* den Winkelhebeln *B* und *C* die zum Spiel der Schieber erforderliche Bewegung ertheilt.

In neuerer Zeit hat man die Graupengänge vielfach mit wagerechter Steinaxe ausgeführt, ſo daß die Aufſtellung und Wirkungsweiſe eine gewiſſe Aehnlichkeit mit der von gewöhnlichen Schleifſteinen erhält. Der Stein iſt auch hier mit einem Steinrande oder einer Bütte umgeben, welche der Hauptſache nach aus einem aus Reibeblech gebildeten Mantel beſteht, der den Stein in geringem Abſtande umgiebt. Hierbei pflegt man aber dieſen Rand nicht unbeweglich zu machen, ſondern derſelbe wird ebenfalls in eine und zwar ſehr langſame Umdrehung verſetzt, ſo daß der Rand oder die Bütte ſich in der Minute etwa 10 mal umdreht, während der Stein in derſelben Zeit ungefähr 250 Umdrehungen erhält. Zur Vermeidung des bei den älteren Graupengängen ſehr läſtigen Stäubens iſt hier der Steinrand in der Regel noch mit einem dichten Mantel verſehen, aus deſſen Innerem der Staub durch einen Ventilator abgeſaugt wird. Einen derartigen, von Martin in Bitterfeld gebauten Graupengang [1]) mit ſelbſtthätiger Speiſung und Entleerung zeigt Fig. 123 (a. f. S.). Der auf der Welle *A* befeſtigte Stein, welcher durch die Riemſcheibe *B* ſeine Umdrehung erhält, iſt von dem Graupenringe oder Steinrande *C* umgeben, deſſen Seitenwände beiderſeits zu hohlen Zapfen *D* und *E* ausgebildet ſind, die ihre Unterſtützung in Lagern bei *F* und *G* finden. Während der rechtsſeitige Zapfen *D* die Axe *A* dicht umgiebt, dient die glockenförmige Erweiterung des linksſeitigen Zapfens *E* dazu, das aus dem Behälter *H* niederfallende Getreide in den Raum zwiſchen dem Steine und der Bütte einzu-

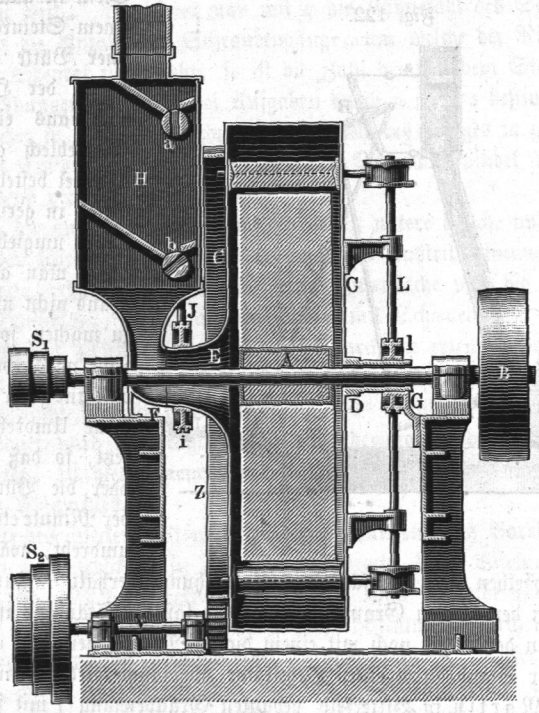
Fig. 122.



[1]) Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre, Bd. 2.

führen. Durch den mit der Bütte verbundenen Zahnring Z erhält die erſtere eine langſame Umdrehung vermittelſt der Vorgelegswelle V, deren Geſchwindigkeit mit Hülfe der Stufenſcheiben S_1 und S_2 innerhalb beſtimmter Grenzen geregelt werden kann. Der die Bütte umgebende Mantel ſteht ganz feſt, und iſt in Verbindung mit einem den Staub abſaugenden Flügelrade.

Fig. 123.



Eigenthümlich iſt hierbei der zur ſelbſtthätigen Beſchickung des Ganges dienende Apparat, welcher der Hauptſache nach folgende Einrichtung hat. Der Raum H dient als Maßbehälter für die bei jeder Speiſung einzuführende Menge, indem derſelbe oberhalb durch den Drehſchieber a von dem Zuführungsrumpfe und unterhalb durch einen gleichen Drehſchieber b von dem Eintrittshalſe der Bütte abgeſchloſſen werden kann. Zwei eben ſolche Schieber ſind auch an der Bütte angebracht, deren Entleerung durch das Oeffnen dieſer Schieber bewirkt wird. Die Bewegung aller vier Drehſchieber wird durch die beiden Axen J und L erzielt, welche zu dem Behufe

mit Curvenſcheiben von geeigneter Form auf Hebel wirken, die an den Axen der Drehſchieber feſtſitzen. Die Axen J und L erhalten ihre langſame Umdrehung durch Schrauben ohne Ende i und l, welche in entſprechende Schneckenräder auf J und L eingreifen. Von den gedachten Schrauben iſt diejenige i feſt mit der Bütte verbunden, an deren langſamer Drehung ſie alſo Theil nimmt, und die Axe J dreht ſich in Lagern, welche an dem feſten Behälter H angebracht ſind. Da die Axe L dagegen, ebenſo wie die von ihr zu bewegenden Drehſchieber, mit der Bütte verbunden iſt und an deren Bewegung Theil nimmt, ſo iſt die Schraube l undrehbar mit dem Geſtell der Maſchine verbunden, derart, daß die Axe L mit ihrem Schneckenrade um dieſe feſte Schraube l herumkreiſt. Das aus den geöffneten Auslaßſchiebern heraustretende Material wird dann durch Elevatoren oder ſonſt geeignete Hebeapparate aus dem Mantel heraus nach den betreffenden Sortirapparaten gefördert.

Dieſe Maſchine dient außer zur Graupendarſtellung auch zum Schälen von Hülſenfrüchten, Reis ꝛc., ſowie zum Reinigen des Getreides in Mühlenwerken. Der Stein hat 1,3 m Durchmeſſer und macht in der Minute 240 bis 260 Umdrehungen, während die Bütte ſich in derſelben Zeit je nach den in Anwendung gebrachten Läufen der Stufenſcheiben zwiſchen 4- und 20 mal dreht. Da von der Bütte aus die Ein- und Auslaßſchieber bewegt werden, ſo iſt in den Stufenſcheiben auch das Mittel gegeben, um die Zeitdauer zwiſchen zwei Aufgaben zu verändern.

Schleifmühlen für Holzſtoff. Schnell umlaufende Mühlſteine §. 41. ſind in der neueren Zeit auch vielfach dazu benutzt worden, aus Holz einen zur Papiererzeugung geeigneten Stoff herzuſtellen. Hierbei handelt es ſich nicht ſowohl um die Darſtellung eines feinen Mehles, ſondern es kommt vorzugsweiſe auf möglichſte Erhaltung der faſerigen Beſchaffenheit des erzeugten Stoffes an, damit das daraus gefertigte Papier genügende Feſtigkeit erlangt. Das Schleifen des Holzes zu dieſem Zwecke geſchieht immer in der Art, daß die einzelnen durch Schneiden und Zerſpalten hergeſtellten, von Aeſten möglichſt befreiten Holzſtücke mit beſtimmter Kraft gegen die rauhe Oberfläche des ſchnell umgedrehten Steines gepreßt werden, und daß durch zugeführtes Waſſer der abgeſchliffene Stoff ſofort weggeſpült wird, um denſelben nicht einer zu weit gehenden Zerkleinerung, dem ſogenannten Todtmahlen, auszuſetzen. Als die arbeitende Fläche wird dabei meiſtens die cylindriſche Fläche des Steines benutzt, obgleich es nicht an Verſuchen fehlt, das Schleifen auch auf den ebenen Stirnflächen vorzunehmen. Dabei hat man den Stein ebenſowohl auf einer lothrechten Axe nach Art der gewöhnlichen Mühlſteine, wie auch auf einer liegenden Welle in der Weiſe der üblichen Schleifſteine angebracht. Die letztere Anordnung mit

einer liegenden Welle iſt die urſprüngliche, von Völter angewandte und noch heute viel gebrauchte; eine ſtehende Aufſtellung, wie ſie zuerſt von Siebrecht benutzt worden iſt, wird insbeſondere von Bell in Anwendung gebracht.

Eine weſentliche Verſchiedenheit beſteht in der Hervorbringung des Druckes, mit welchem die einzelnen Holzſtücke gegen den Stein gepreßt werden, je nachdem man nämlich dieſen Druck fortdauernd in unveränderlicher Größe durch ein Gewicht, bezw. durch den Druck gepreßten Waſſers hervorbringt, oder ſtatt deſſen eine Verſchiebung der Holzſtücke mit gleichbleibender Geſchwindigkeit anordnet. Würde der Widerſtand, welchen das Holz dem Abreiben entgegenſetzt, in allen Theilen von gleicher Größe ſein, und wäre auch die Größe der dem Abrieb ausgeſetzten Fläche ſtets dieſelbe, ſo würden beide Anordnungen hinſichtlich ihrer Wirkung übereinſtimmen müſſen. Da aber jene Vorausſetzungen niemals auch nur annähernd erfüllt ſind, vielmehr die Widerſtandsfähigkeit des Holzes in den verſchiedenen Theilen ſehr verſchieden und ebenſo auch die Größe der Angriffsfläche einem fortwährenden Wechſel unterworfen iſt, ſo werden beide Mittel weſentlich verſchiedene Wirkungen äußern. Es iſt klar, daß bei der Anwendung einer gleichförmigen Vorſchiebegeſchwindigkeit des Holzes der dem Steine dargebotene Widerſtand und alſo der Andruck um ſo größer ausfallen muß, je härter das Holz an der gerade bearbeiteten Stelle, und je größer die Druckfläche iſt, ſo daß der Widerſtand, welcher von der Betriebsmaſchine zu überwinden iſt, einem ſteten Wechſel unterworfen ſein muß.

Wird dagegen die Einrichtung ſo getroffen, daß das zu zerkleinernde Holz ſtets mit gleichbleibendem Drucke gegen den Stein gepreßt wird, etwa durch Anwendung eines Gewichtes, ſo wird hierbei naturgemäß die Vorſchiebebewegung um ſo geringer ausfallen, je größer die Angriffsfläche und je härter das Holz iſt, und der Widerſtand der Maſchine wird hierbei nahezu unveränderlich ſein. Dagegen macht man dieſer Anordnung den Vorwurf, daß der Druck auf die Flächeneinheit der angegriffenen Fläche ein mit der Größe dieſer Fläche wechſelnder iſt, indem dieſer Druck um ſo größer ausfällt, je kleiner die Fläche iſt, auf welche ſich die geſammte Belaſtung vertheilt. Es wird daher bei keiner der beiden gedachten Anordnungen die Ueberwachung von Seiten des Arbeiters und die Regulirung der Vorſchiebung durch die Hand zu umgehen ſein, und dies iſt wohl der Grund, warum ſowohl die eine wie die andere Art der Vorſchiebung zur Anwendung kommt.

Von Wichtigkeit iſt ferner noch die Lage der Holzſtücke gegen die ſchleifende Fläche, da wegen der Verſchiedenheit des Holzes nach verſchiedenen Richtungen hiervon die Beſchaffenheit des geſchliffenen Stoffes abhängt. Würde man die Holzſtücke dem Steine in ſolcher Lage darbieten, daß die Faſernrichtung ſenkrecht zu der ſchleifenden Fläche ſtände, ſo würde der hier-

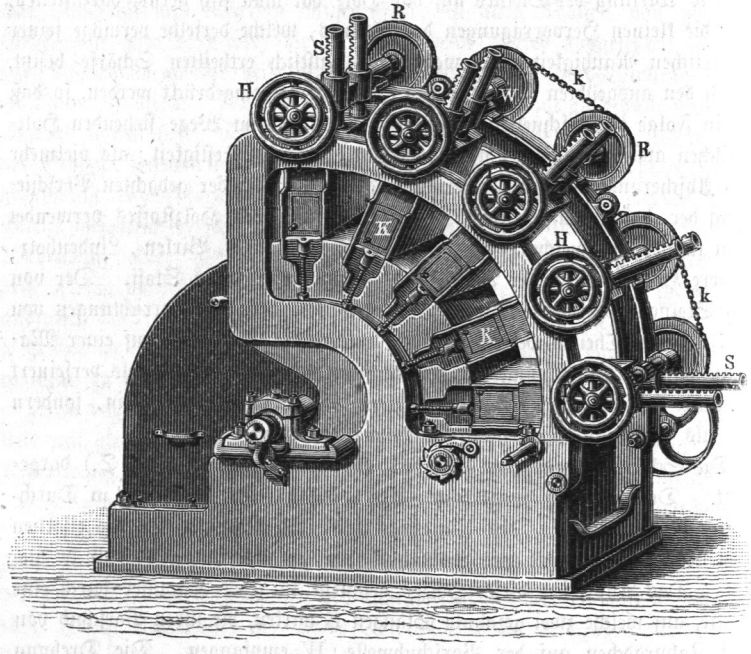
bei von dem Hirnholze abgeſchliffene Stoff ein aus ganz kurzen Theilchen beſtehendes mehlartiges Pulver ſein, welches ein genügend feſtes Papier nicht ergeben könnte. Daher legt man das Holz immer ſo ein, daß die Faſernrichtung in die ſchleifende Fläche, bezw. in deren Tangentialebene hineinfällt, und zwar pflegte man früher die Faſern allgemein quer gegen die Schleifrichtung zu legen, während neuerdings mehrfach eine ſolche Einführung des Holzes empfohlen worden iſt, bei welcher die Faſern mit der Richtung zuſammenfallen, in welcher die Mahlfläche ſich bewegt, um hierdurch einen aus längeren Faſern beſtehenden Stoff zu erhalten.

Die Wirkung des Steines auf das Holz hat man ſich derart vorzuſtellen, daß die kleinen Hervorragungen des Steines, welche derſelbe vermöge ſeiner natürlichen Rauhigkeit oder wegen der künſtlich ertheilten Schärfe beſitzt, durch den ausgeübten Druck in das Holzmaterial eingedrückt werden, ſo daß ſie in Folge ihrer ſchnellen Bewegung die ihnen im Wege ſtehenden Holztheilchen abſtoßen, hierbei nicht ſowohl die abſolute Feſtigkeit, als vielmehr den Abſcherungswiderſtand überwindend, welcher ſich der gedachten Verſchiebung der Faſern entgegenſetzt. Zur Bereitung des Holzſtoffes verwendet man immer nur weiche Hölzer, wie Fichten-, Tannen-, Birken-, Lindenholz; härtere Hölzer, wie z. B. Buchenholz, geben nur kürzeren Stoff. Der von den Steinen abgelieferte Stoff wird durch beſondere Siebvorrichtungen von den gröberen Theilen befreit, welche letzteren in der Regel auf einer Maſchine von der Einrichtung der gewöhnlichen Mahlgänge nochmals verfeinert werden. Die genügend fein gemahlene Maſſe wird nicht allein, ſondern nur als Zuſatz zu Lumpenſtoff zu Papier verarbeitet.

Die Schleifmaſchine von Völter iſt durch Fig. 124 (a. f. S.) dargeſtellt. Der auf einer wagerechten Axe befindliche Stein von 1,4 m Durchmeſſer iſt auf etwa $^1/_4$ des Umfanges mit fünf Kammern K des eiſernen Geſtelles umgeben, die zur Aufnahme der zu ſchleifenden Holzſtücke dienen. Das Anpreſſen dieſer Hölzer geſchieht in jeder Kammer durch eine Platte, auf welche zwei gezahnte Stangen S wirken, die ihren Vorſchub von zwei Zahnrädchen auf der Vorſchubwelle W empfangen. Die Drehung wird den Vorſchubwellen aller Kammern gemeinſam durch eine Kette k ertheilt, die über die Kettenräder R der Vorſchubwellen gelegt iſt und an welcher mittelſt einer loſen Rolle ein Gewicht hängt, deſſen Niederſinken die gleichmäßige Umdrehung aller Vorſchubwellen bewirkt. Vermöge dieſer Anordnung wird auf die Geſammtheit aller Preßplatten ſtets ein ganz beſtimmter durch das Gewicht geäußerter Druck ausgeübt, womit jedoch keineswegs geſagt iſt, daß die Größe des Druckes in einer Kammer ſo groß ſei wie in jeder anderen. Im Allgemeinen wird vielmehr die Preſſung in den verſchiedenen Kammern verſchieden ſein, entſprechend dem Widerſtande, welchen das Holz in jeder einzelnen Kammer ſeiner Abreibung entgegenſetzt.

Um eine leer gewordene Kammer neu mit Holz zu beſetzen, kann die betreffende Preßplatte mit Hülfe des Handrades H gehoben werden, und damit hierbei eine Einwirkung auf die Kette k nicht ſtattfindet, mit welcher die Nothwendigkeit einer Anhebung des Belaſtungsgewichtes verbunden ſein würde, iſt die zugehörige Kettenſcheibe R mit ihrer Vorſchiebewelle W durch eine Reibungskuppelung verbunden, welche man mittelſt einer durch das Rädchen T bewegten Schraube anziehen oder löſen kann. Bei angezogener Kuppelung wird durch das Gewicht die Vorſchiebung der Preßplatte bewirkt, wäh-

Fig. 124.



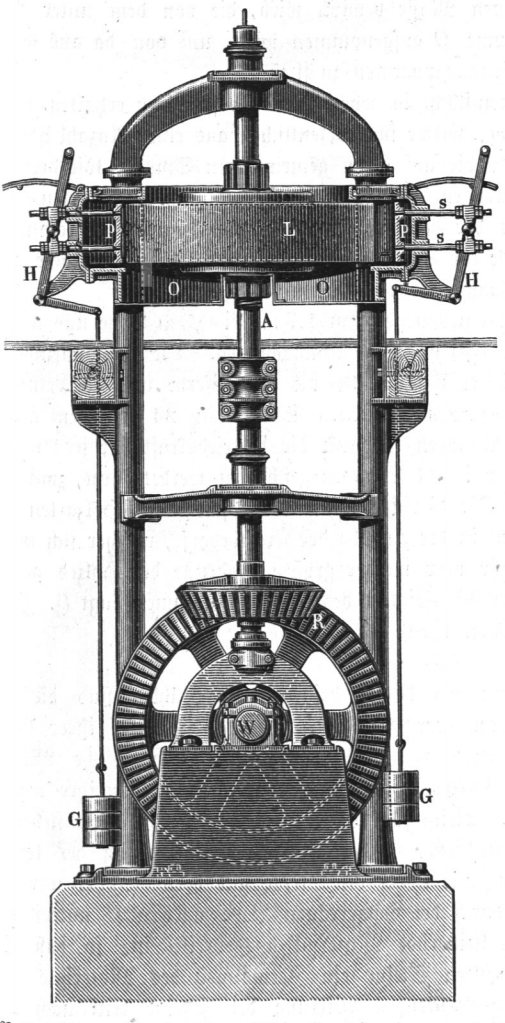
rend nach geſchehener Auslöſung der Kuppelung die Druckſtangen unbeeinflußt von dem Gewichte beweglich ſind, deſſen Wirkung ſich jetzt nur auf die übrigen Kammern und zwar in ungeändertem Geſammtbetrage erſtreckt.

Bei einer anderen ebenfalls von Völter gewählten Anordnung geſchieht der Vorſchub des Holzes mit gleichbleibender Geſchwindigkeit, indem der auf das Holz drückende Kolben durch eine darauf wirkende Schraube in Folge der gleichmäßigen Drehung von deren Mutter langſam vorangeſchoben wird.

Als ein Nachtheil der vorſtehend angeführten Bauart mit wagerechter Axe des Steines muß der einſeitige Druck angeſehen werden, welchem dieſe Axe ausgeſetzt iſt. Auch ſtellt ſich dabei der Uebelſtand ein, daß der in einer

Kammer abgeriebene Stoff nicht ſogleich beſeitigt wird, ſondern unter die folgende Kammer tritt, wo er einer zu weit gehenden Zerkleinerung ausgeſetzt iſt. Um dies zu verhindern, wendet man nicht nur Waſſerſtrahlen an, welche auf den Stein geleitet werden, um die geſchliffene Maſſe ſchnell fortzuſpülen, ſondern man verſieht auch wohl den Stein auf ſeiner ſchleifenden Oberfläche mit Furchen von etwa 6 mm Tiefe in Abſtänden von 60 bis 70 mm, welche nach beiden Seiten hin ſchräg eingearbeitet werden und ſich in der Mitte des Steines kreuzen. Um die Leiſtungsfähigkeit des Steines immer hoch zu erhalten, findet auch ein Aufrauhen der ſchleifenden Oberfläche ſtatt.

Fig. 125.



Ein Schleifgang der Bell'ſchen Bauart iſt durch Fig. 125 verſinnlicht. Auf der lothrechten Axe *A* iſt der wagerechte Stein *L* befeſtigt, welcher ſeine Umdrehung durch die Kegelräder *R* von der liegenden Welle *W* empfängt. Der Stein liegt in einem gußeiſernen Gehäuſe, welches, im Umfange gleichmäßig vertheilt, acht Preßkammern zur Aufnahme der zu ſchleifenden Holzſtücke enthält, ſo daß wegen des ringsum gleichen Anpreſſens die Axe *A* einem einſeitigen Drucke nicht ausgeſetzt iſt. Das An-

preſſen der von oben eingelegten Holzſtücke geſchieht mittelſt eiſerner Druckplatten *p*, gegen welche ſich die Druckſtangen *s* legen, deren Andruck durch die Gewichte *G* mittelſt geeigneter Hebel *H* erzielt wird. In jede der Kammern wird durch ein Spritzrohr ein Strahl Waſſer geleitet, wodurch ein Abſpülen der geſchliffenen Maſſe bewirkt wird, die von dem unter dem Steine befindlichen Raume *O* aufgenommen wird, um von da aus durch Rinnen nach den Sortirungsapparaten zu fließen.

Um die ſchleifende Steinfläche in gehöriger Weiſe ſcharf zu erhalten, dient eine einfache Vorrichtung, welche im Weſentlichen aus einer Anzahl gezackter Stahlſcheiben beſteht, die auf einer gemeinſamen Spindel loſe drehbar ſind und gegen den rotirenden Stein gedrückt werden. Hierbei wirken dieſe Scheiben etwa nach Art der bekannten Rändelrädchen der Mechaniker, indem die ſcharfen Zähne der Scheiben Eindrücke in der Steinoberfläche und damit die gewünſchte Rauhigkeit hervorrufen.

Der Stein hat einen Durchmeſſer von 1,7 m bei 0,5 m Höhe und macht in der Minute zwiſchen 150 und 190 Umdrehungen. Die dabei aufzuwendende Betriebskraft beziffert ſich auf 90 bis 100 Pferde und die Leiſtung wird zu 1000 bis 1500 kg lufttrockenen Stoffes in 24 Stunden angegeben. Nach anderen Angaben ſchwankt die Betriebskraft für je 100 kg trockenen Stoffes, welcher in 24 Stunden geſchliffen werden kann, zwiſchen 4 und 9 Pferdekraft. Die Verſchiedenheit der geſchliffenen Holzarten erklärt dieſe Verſchiedenheit in der Angabe des Kraftbedarfs, welcher ſich übrigens auch nach dem mehr oder minder großen Andrucke des Holzes gegen den Stein richtet, womit die Feinheit des Stoffes zuſammenhängt (ſ. Zeitſchrift d. Ver. deutſch. Ing. 1886, S. 403).

§. 42. **Kollergänge.** Von den bisher beſprochenen Mühlen ſind die ſogenannten Rollmühlen oder Kollergänge in Hinſicht ihrer Einrichtung wie Wirkungsweiſe weſentlich verſchieden. Eine ſolche Mühle enthält als arbeitende Werkzeuge zwei ſchwere cylindriſche, um ihre wagerechte Axe *B* drehbare Steine *L*, Fig. 126, deren Axe eine ſtehende Königswelle *A* quer durchſetzt, ſo daß durch die Umdrehung der letzteren die Queraxe *B* und mit ihnen die Steine mit herumgeführt werden. Die Läufer *L* ſind durch den wagerechten Bodenſtein *C* unterſtützt, auf welchem das zu zerkleinernde Material ausgebreitet iſt, ſo daß die über das letztere fortgerollten Steine ein Zermalmen des Materials bewirken. Neben dieſer zerdrückenden Wirkung der Steine tritt noch beſonders ihre zerreibende Arbeit in den Vordergrund, denn die Bewegung der Läufer iſt keineswegs eine rein fortrollende, wie die eines auf gerader Bahn bewegten Wagenrades iſt. Hiervon überzeugt man ſich leicht mittelſt der Fig. 127.

Denkt man ſich einen Läufer als eine Scheibe von ſehr geringer Breite in dem Abſtande $CA = a$ von der Axe C der Königswelle, und ſtellt man ſich vor, die Königswelle werde einmal herumgedreht, ſo wird die Scheibe

Fig. 126.

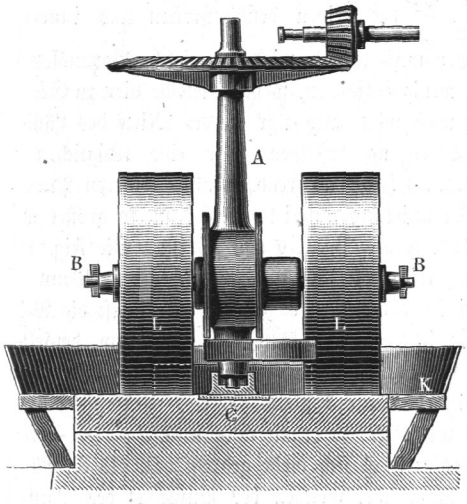
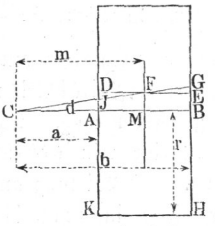
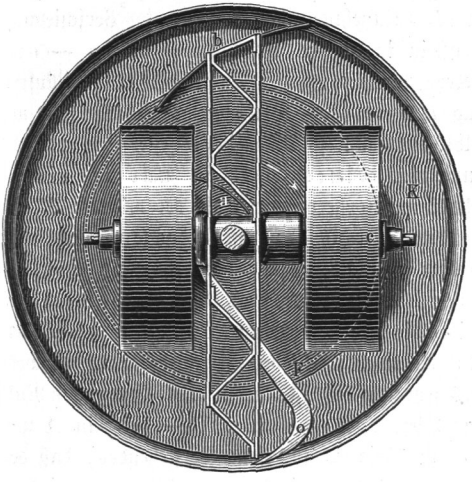


Fig. 127.



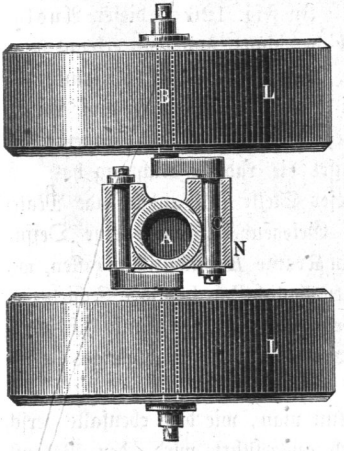


auf einem Wege gleich $2\pi a$ herumgeführt, und dieſelbe nimmt dabei eine Drehung um ihre eigene Axe in dem Winkelbetrage $2\pi \frac{a}{r} = \omega_1$ an, wenn $r = AK$ den Halbmeſſer der Scheibe bedeutet. Stellt man ſich jetzt vor, der Stein ſei eine ebenfalls ſehr dünne Scheibe im Abſtande $CB = b$ von der Mitte des Bodenſteines, ſo wird bei einer Umdrehung der Königswelle eine Umdrehung des Läufers in dem Betrage $2\pi \frac{b}{r} = \omega_2$ erzielt werden müſſen, vorausgeſetzt immer, daß ein Gleiten zwiſchen den Flächen der beiden Steine nicht eintrete, die Bewegung vielmehr eine rein rollende ſei. Die Umdrehungsgeſchwindigkeit eines Läufers um ſeine eigene Axe wird nun weder durch ω_1 noch durch ω_2 beſtimmt ſein, denn da man den Läufer als aus unendlich vielen ſehr dünnen Scheiben zuſammengeſetzt denken kann, deren Abſtände von der Mitte zwiſchen a und b

gelegen ſind, ſo wird die Umdrehungsgeſchwindigkeit des Steines als das Reſultat der Reibung in allen dieſen Abſtänden einen irgendwo zwiſchen ω_1 und ω_2 liegenden Werth annehmen. Es kann zwar von vornherein nicht behauptet werden, daß die Umdrehungsgeſchwindigkeit des Steines genau den mittleren Werth $\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$ der beiden den äußerſten und innerſten Punkten zugehörigen annehmen müſſe, doch wird eine ſolche Vorausſetzung ſich von der Wirklichkeit nur wenig entfernen, ſo daß dieſelbe hier zu Grunde gelegt werden mag. Demgemäß wird alſo nur in der Mitte des Läufers in M eine rein wälzende Bewegung deſſelben, alſo eine lediglich zerdrückende Wirkung anzunehmen ſein, während in allen anderen Punkten gleichzeitig eine zerreibende Wirkung auftritt, welche um ſo größer ausfallen muß, je größer der Abſtand des Punktes von M iſt. Die Fig. 127 giebt über die Größe dieſer reibenden Wirkung Aufſchluß. Wenn die Königswelle ſich um den Winkel $FCM = \alpha$ gedreht hat, ſo iſt die Mitte des Läufers um den Betrag $MF = m\alpha$ fortgerollt, und um denſelben Weg hat der Steinumfang ſich um ſeine Axe gedreht. Dieſe Drehung iſt für alle Punkte des cylindriſchen Läufers gleich groß. Zieht man daher durch F eine Parallele DE mit AB, ſo erhält man in $DJ = (m - a)\alpha$ den Weg, um welchen der Läufer in A ſich mehr gedreht hat, als die Länge $AJ = a\alpha$ des Bogens beträgt, über welchen der Punkt A des Läufers fortgerollt wurde; d. h. man hat anzunehmen, daß eine relative Verſchiebung des Läufers gegen den Bodenſtein in dieſem Betrage $DJ = (m - a)\alpha$ ſtattgefunden hat. In derſelben Weiſe folgt, daß der Punkt B des Läufers ſich um einen gleichen Betrag $EG = (b - m)\alpha$ weniger gedreht hat, als die wälzende Bewegung daſelbſt ausmacht, ſo daß alſo auch hier eine reibende Wirkung auftreten muß, und ein reines Wälzen nur in einem Punkte ſtattfindet, welcher im Vorhergehenden als der mittlere M angenommen wurde. Man erkennt hieraus, daß die gedachte reibende oder mahlende Wirkung um ſo größer ausfällt, je breiter die Läufer gemacht werden, und je kleiner der Halbmeſſer des Bodenſteines gewählt wird. Jedenfalls leidet die hier beſprochene Wirkung an dem Uebelſtande, daß die Größe der auf Abreiben wirkenden Verſchiebung an den verſchiedenen Stellen des Läufers ſehr ungleich iſt, indem dieſe Größe von Null in der Mitte M bis zu dem Werthe $(m - a)\alpha = (b - m)\alpha$ in A und B ſich verändert. Man erkennt übrigens aus dem Vorſtehenden, daß der Kollergang gleichzeitig eine mengende Wirkung ausüben muß, indem der Punkt A des Läufers das Mahlgut in der Richtung DA und derjenige B in der entgegengeſetzten Richtung EB zu verſchieben trachtet. Hieraus erklärt ſich die Anwendung des Kollerganges als Mörtelmiſchmaſchine.

Die Beſchickung des Kollerganges iſt immer eine abſatzweiſe, indem man eine beſtimmte Menge Material aufgiebt, welches bis zur genügenden Feinheit vermahlen wird, worauf die Entleerung erfolgt. Dieſe Art der Betreibung bietet große Nachtheile dar, indem ſie gegen die Hauptregel jeder Zerkleinerung verſtößt, wonach das hinreichend zerkleinerte Material möglichſt ſchnell der weiteren Wirkung der Maſchine entzogen werden ſoll. Die Aushülfe, welche man hiergegen durch Anwendung von Sieben in der Bahn des Bodenſteines vorgeſchlagen hat, durch welche Siebe das bereits hinreichend zerkleinerte Material entfernt werden ſollte, hat ſich nicht als eine empfehlenswerthe herausgeſtellt, da dieſe Siebe ſehr dem Verſtopftwerden und der ſchnellen Zerſtörung ausgeſetzt ſind.

Fig. 128.

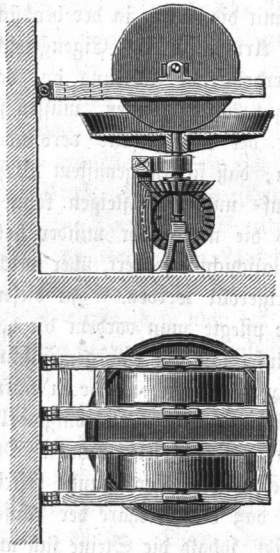


Damit die Läufer in der beabſichtigten Art durch ihr Eigengewicht eine zerdrückende Wirkung auf das Mahlgut äußern können, müſſen ſie ſo mit der Königswelle verbunden werden, daß ſie in gewiſſem Maße frei auf- und niederſteigen können, wie es die mehr oder minder hohe Materialſchicht erfordert, über welche ſie fortgerollt werden. Zu dieſem Behufe pflegte man vordem die beiden Läufer loſe auf eine gemeinſame Queraxe zu ſtecken, welche in einem lothrechten Schlitze der Königswelle frei auf- und abſpielen konnte. Der Mangel dieſer Anordnung beſteht darin, daß die Drehaxe der Läufer hierbei nicht mehr zur Bahnfläche parallel bleibt, ſobald die Steine ſich ungleich viel heben, was im Allgemeinen der Fall iſt. Eine Verbeſſerung iſt daher die durch Fig. 128 dargeſtellte Anordnung, vermöge deren jeder Läufer mit Hülfe einer Kröpfung ſeiner Axe derart drehbar an ein beſonderes Nabenſtück *N* der Königswelle *A* angeſchloſſen iſt, daß die Hebung des Läufers durch Drehung um die zu ſeiner Axe *B* parallele Drehaxe *C* erfolgt, ſo daß alſo die Berührung des Läufers mit dem Bodenſteine immer in der ganzen Breite des Läufers ſtattfindet. Den beiden Läufern pflegt man in der Regel etwas verſchiedene Abſtände von der Königswelle zu geben, damit das Bereich ihrer Wirkſamkeit hierdurch erweitert werde. Weil aber das Material ſich im Innern des innerſten und außerhalb des äußerſten Bahnkreiſes anhäufen und dadurch der Wirkung der Läufer entzogen ſein würde, ſo hat man für ein regelmäßiges Unterbringen des Mahlgutes unter die

Läufer zu ſorgen. Hierzu wendet man ſelbſtthätige Schaufeln an, welche, von der Königswelle mitgeſchleppt, vermöge ihrer Form das Material ſtetig in den Raum zwiſchen den beiden gedachten äußerſten Bahnen ſchieben. Es iſt erſichtlich, daß von dieſen beiden Schaufeln oder Scharren die innere *a*, Fig. 126, bei der durch den Pfeil angedeuteten Richtung das Material nach außen befördert, während die äußere Scharre *b* alles außen befindliche Material in das Innere des durch *c* gelegten Kreiſes hereinzieht.

Auch zur Entleerung des Kollerganges wendet man eine Schaufel an, welche, für gewöhnlich oberhalb des Mahlgutes hängend, eine Einwirkung auf daſſelbe nicht zu äußern vermag, und welche durch Ausklinken des Hebels, an welchem ſie hängt, niedergelaſſen wird, ſo daß ſie auf dem Mahlgute herumgeſchleppt wird. In Fig. 126 iſt dieſer Auslader mit *F* bezeichnet, und man erkennt aus der Figur, daß dieſe Schaufel vermöge ihrer Form das Material nach dem Punkte *o* hin befördert, woſelbſt die Tangente an die Schaufel die radiale Richtung hat. Das an dieſer Stelle ſich anhäufende Material findet Gelegenheit, durch eine Oeffnung in dem Kranze *K* hindurch zu fallen, welche für gewöhnlich durch einen Schieber verſchloſſen gehalten wird, und die nur für das Entleeren des Mahlganges geöffnet wird.

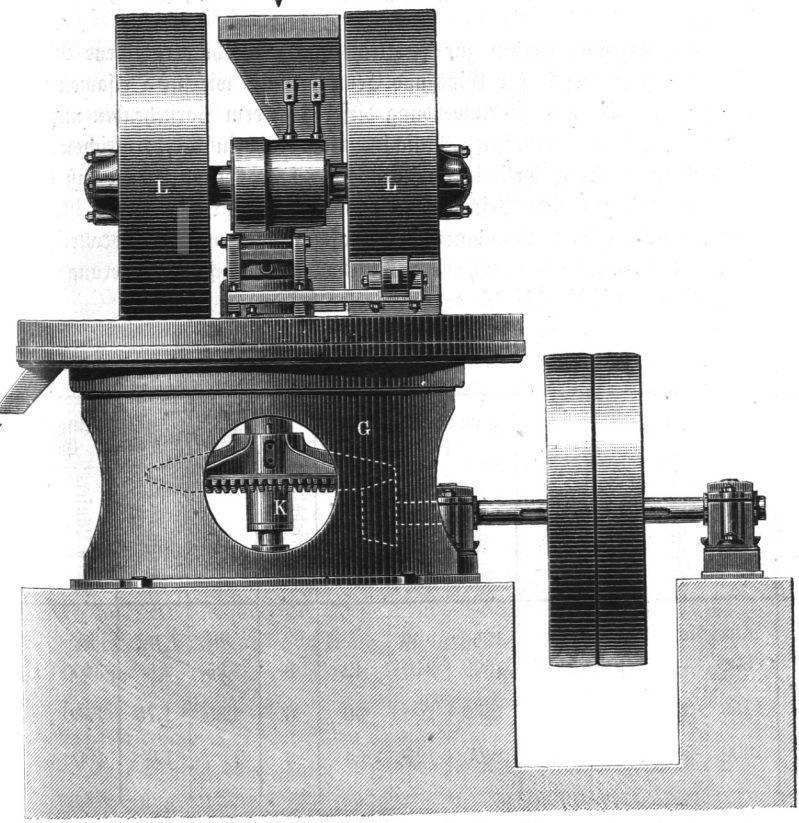
Fig. 129.



Wenn man, wie dies ebenfalls verſchiedentlich ausgeführt wird, den Bodenſtein anſtatt der Königswelle umdreht, ſo werden die Axen der Läufer auf Rahmen befeſtigt, welche an eine feſte Wand mit Hülſe von Scharnieren drehbar angeſchloſſen werden, ſo daß den Steinen die erforderliche Beweglichkeit behufs des Hebens oder Senkens belaſſen iſt. In dieſem Falle ſtehen natürlich die Scharren ganz feſt, und man kann das Entleeren des Ganges durch eine rinnenförmige Schaufel bewirken, welche mit ihrer Mündung ſo tief gegen den Bodenſtein herabgeſenkt wird, daß durch die Bewegung des letzteren das zerkleinerte Material in dieſe geneigte Rinne hineingeſchoben wird. Die letztgedachte Anordnung eines drehbaren Bodenſteines gewährt den Vortheil, daß die Fliehkräfte wegfallen, welche bei der gewöhnlichen Ausführung mit feſtem Bodenſteine in Folge des Umſchwunges der ſchweren Läufer auftreten, und welche die ſtehende Welle erheblich beanſpruchen. Aus dieſem Grunde kann man dieſe

Welle auch nur verhältnißmäßig langsam umdrehen, man giebt ihr in der Regel nicht mehr als 10 bis höchstens 12 Umdrehungen in der Minute, die Läufer erhalten zwischen 1 und 1,6 m Durchmesser bei etwa 0,4 bis 0,5 m Breite, und dem Bodensteine giebt man einen Durchmesser von 1,6 bis 2 m;

Fig. 130.



es wurde schon bemerkt, daß ein kleiner Durchmesser des Bodensteines für die mahlende Wirkung von Vortheil ist.

Bei der Anwendung einer drehbaren Sohle wird die letztere in der Regel nicht durch einen Stein, sondern durch eine eiserne Platte gebildet, welche nach Fig. 129 mittelst ihrer Nabe nach Art eines Rades auf der Königswelle befestigt wird, und auch die Läufer pflegt man zuweilen, wenn auch nicht ganz aus Eisen, so doch mit starken Kränzen aus Hartguß auszuführen. Bei der Anwendung einer drehbaren Bodenplatte kann man wegen

des schon erwähnten Wegfalles der Fliehkräfte der Königswelle eine größere Geschwindigkeit geben, die man bei Mörtelmischmaschinen bis zu 30 Umdrehungen in der Minute und darüber gesteigert hat. Trotz der gedachten Vorzüge der Ausführung mit drehbarer Bodenplatte wird diese Anordnung doch weniger häufig gefunden, insbesondere scheint bei großem Durchmesser des Bodensteines der festen Lagerung desselben der Vorzug eingeräumt zu werden.

Die Kollergänge werden zur Zerkleinerung für sehr verschiedene Materialien angewendet; so für Gips und Cement ebenso wie für Oelsamen und Farbstoffe. Die häufige Anwendung dieser nach dem Vorstehenden mit gewichtigen Mängeln behafteten Maschine mag wohl in der vergleichsweisen Einfachheit derselben, sowie in dem Umstande ihren Grund haben, daß diese Maschine weniger leicht Beschädigungen und Reparaturen ausgesetzt ist, als andere zarter gebaute Maschinen. Jedenfalls wird man den Kollergang nur in den Fällen anwenden, wo es überhaupt nur auf Zerkleinerung ohne Rücksicht auf Gleichmäßigkeit des Productes ankommt.

Kollergänge zum Feinmahlen von Mineralien aller Art.

Nr.	Läufer			Stündl. Leistung	Antriebsriemscheibe			Betriebskraft in Pferdestärken	Raumbedarf		Ungefähres Gewicht	
	Durchmesser	Breite	Umlaufszahl pro Min.		Durchmesser	Breite	Umlaufszahl pro Min.		Länge	Breite	jedes Läufers	der complett. Maschine
	mm	mm		kg	mm	mm			m	m	kg	kg
1	1500	400	10	1500	1500	210	42	8	3,25	2,5	3400	1150
2	1250	320	12	1000	1250	160	50	6	2,25	1,75	1750	750
3	1000	260	15	500	1000	125	64	3	2	1,6	1000	460

Die Kollergänge sind auf freistehendem gußeisernem Untersatz sehr sol montirt. Die kräftige Königswelle treibt vermittelst zweier Schleppkurbeln Läufer, welche sich in Folge dessen unabhängig von einander parallel zur Horizontalen heb können. Es wird dadurch erhöhte Leistungsfähigkeit und gleichmäßiger Ve schleiß erzielt. Ringe und Läuferbahn sind von Hartguß und können leicht ausg wechselt werden.

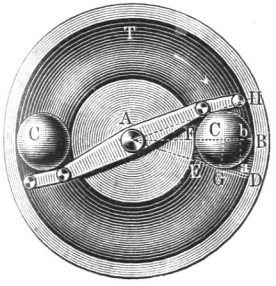
Außer den vorstehenden Kollergängen werden auch solche mit fester Läufera und rotirendem Tisch, welcher dann direct mit einer Siebeinrichtu verbunden wird, gebaut.

In Fig. 130 (a. S. 201) ist ein Kollergang von C. Mehler in Aachen dargestellt, bei welchem die aus Hartguß hergestellte Läuferbahn durch das eiserne Untergestell G getragen wird. Die gleichfalls mit Hartgußringen bekleideten Läufer L sind durch Kurbeln mit der Königswelle K derart verbunden, daß jedem Läufer selbständig eine gewisse Hebung und Senkung ermöglicht ist. Der Betrieb durch Kegelräder und Riemen ist aus der Zeichnung ersichtlich, über die sonstigen Verhältnisse giebt die nebenstehende Tabelle Aufschluß.

Kugelmühlen. Für gewisse Farbstoffe, wie z. B. Indigo, wendet man zuweilen Mühlen von der in Fig. 131 angedeuteten Form an, in welchen schwere eiserne Kugeln C in einem kreisförmigen Troge T durch einen mit der stehenden Welle A fest verbundenen Arm herumgetrieben werden. Hierbei nehmen die Kugeln eine rollende Bewegung an, doch ist ihre Wirkung nicht allein eine zerdrückende, wie sie einer rein wälzenden Bewegung entspricht, denn zu einer solchen müßten die wälzenden Körper die Form von Kegeln AHD haben, deren Spitze in A gelegen ist. Wegen der hiervon abweichenden Gestalt der Walzkörper findet in verschiedenen Abständen von der Mitte A eine reibende Wirkung in verschiedenem Betrage statt, über welche die Figur selbst Aufschluß giebt. Nimmt man nämlich eine Drehung der Kugeln um den durch die Mitte A der Mühle gerichteten Durchmesser AB an, so verhalten sich die bei einer solchen Drehung von einzelnen Punkten des Kugelumfanges wie a zurückgelegten Wege wie die Abstände dieser Punkte von der Drehaxe, also wie die zu dieser Drehaxe AB senkrechten Ordinaten ab des Kugelkreises. Der Halbkreis BGF giebt daher durch diese Ordinaten ein Bild von der Größe der Drehbewegung, während die fortschreitende Bewegung jedes Punktes durch die zu AB senkrechten Ordinaten des Trapezes $FBDE$ gemessen wird. Nimmt man an, daß die Bewegung der Kugeln einem reinen Rollen auf dem mittleren Kreise durch C entspricht, so läßt die in der Figur radial schraffirte Fläche ein Urtheil über die an jeder Stelle stattfindende Verschiebung oder reibende Wirkung zu. Da hierbei die Kugelumfänge auch an den Treibarmen sich reiben, so wird hierdurch ein nicht unbedeutender Arbeitsverlust und eine entsprechende Abnutzung der Treibarme herbeigeführt, so daß diese Zerkleinerungsmaschinen nicht empfehlenswerth erscheinen können.

§. 43.

Fig. 131.



Man hat denselben Zweck unter Vermeidung der Treibarme dadurch zu

erreichen gesucht, daß man die zu zerkleinernde Masse mit den Kugeln zusammen in ein Gefäß G, Fig. 132, gebracht hat, welchem eine Drehung um eine unter dem Winkel $ECF = \alpha$ von etwa 30^0 gegen das Loth FC geneigte Axe ertheilt wird. Der hierbei auftretende Vorgang ist folgender. Wenn im Zustande der Ruhe die eingebrachte Masse den Raum ABG mit ungefähr wagerechter Oberfläche einnimmt, so wird sie bei eintretender Drehung des Gefäßes zunächst mitgenommen und wegen der Neigung der Drehaxe in gewissem Maße erhoben. Dies dauert so lange, bis die Oberfläche der Masse eine Neigung gegen die Horizontale angenommen hat, welche mit dem Böschungswinkel ϱ der Masse übereinstimmt. Von diesem Augenblicke an findet ein stetes Herabschurren der Masse nach dem tiefsten Punkte statt, so daß durch die hierbei stattfindende vielfache Reibung der Massentheilchen an einander und an den herabrollenden Kugeln die beabsichtigte Zerkleinerung bewirkt wird. Derartige Maschinen werden auch ohne Anwendung von eisernen Kugeln, z. B. zum Poliren von Conditorwaaren, lediglich durch die Reibung der Theile an einander, benutzt, in welchem Falle dieselben eigentlich den Maschinen zur Oberflächenbearbeitung zugerechnet werden müssen.

Die der Axe zu gebende Neigung hängt zum Theil von der Beschaffenheit der Masse, d. h. von deren Böschungswinkel ϱ ab, und man kann bemerken, daß die größte Neigung, welche die Oberfläche derselben gegen den Horizont annehmen kann, sich zu $DCB = 2\alpha$ ergiebt, was der Fall sein würde, wenn die Masse aus der wagerechten Lage AB im Zustande der Ruhe durch Drehung des Kübels um 180 Grad bis in die Lage DG gelangen könnte, ohne daß dabei ein Herabgleiten eintreten würde. In diesem Falle wäre die beabsichtigte zerkleinernde Wirkung überhaupt gar nicht zu erreichen und man hat daher jedenfalls α größer als den halben Böschungswinkel zu wählen. Wegen des fortwährenden Herabschurrens der Masse findet bei diesen Maschinen auch ein stetiges selbständiges Unterschüren der Masse statt, während bei der vorhergehenden Maschine hierzu ein besonderes Mittel in Anwendung gebracht werden muß.

Anstatt des vorgedachten oben offenen Troges, der um eine geneigte Axe gedreht wird, wendet man bei den Kugelmühlen häufiger ein geschlossenes auf einer wagerechten Axe befestigtes Gefäß an, welches die zu zerkleinernde Masse nebst einer Anzahl eiserner Kugeln enthält. Die einfachste Ausführung dieser Art von Maschinen ist durch Fig. 133 versinnlicht. Das Gefäß G hat hier die Form eines hohlen Ringes aus Gußeisen erhalten, welcher sich aus zwei Theilen zusammengesetzt, die in der Aequatorebene mit einander durch Schrauben verbunden sind. Der eine Theil A ist mit der Nabe zur Befestigung auf der Axe und mit der Riemscheibe zum directen Antrieb versehen, während der Theil B als Verschlußdeckel dient, dessen Ent-

fernung ein Füllen und Entleeren geſtattet. Hiernach iſt die Beſchickung dieſer Maſchine eine periodiſche, indem die eingebrachte Maſſe während der zur hinreichenden Zerkleinerung erforderlichen Zeit in der Maſchine verbleibt, bis nach ihrer Entfernung eine neue Materialmenge eingebracht werden kann. Hierin liegt ein großer Uebelſtand dieſer Maſchine, welcher nicht nur in der Unbequemlichkeit des Betriebes, ſondern vornehmlich auch darin zu erkennen iſt, daß die bereits genügend zerkleinerten Materialtheilchen nicht rechtzeitig aus der Maſchine entfernt werden, womit nach dem früher Angeführten eine unvortheilhafte Wirkung verbunden iſt.

Um dieſen Uebelſtand zu beſeitigen, hat man daher dieſe Art von Maſchinen entſprechend zu verbeſſern geſucht, indem man den Behälter ſolchergeſtalt mit ſiebartigen Durchbrechungen verſehen hat, daß die hinreichend zerkleinerte

Fig. 132.

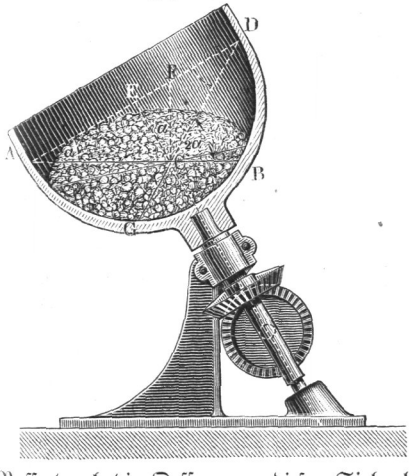
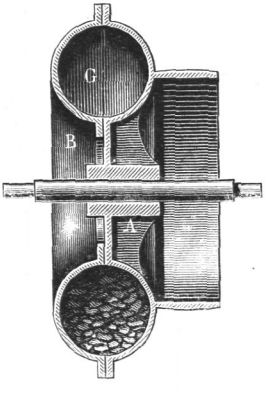


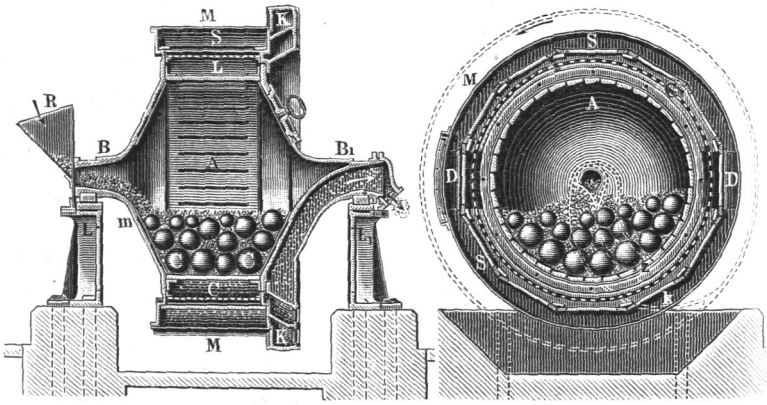
Fig. 133.



Maſſe durch die Oeffnungen dieſer Siebe beſtändig und in dem Maße entweichen kann, in welchem die Zerkleinerung fortſchreitet, und indem man gleichzeitig auch für eine dementſprechende ununterbrochene Zuführung neuen Mahlgutes ſorgt, erhält man Maſchinen mit einem ſtetigen Betrieb. Wollte man hierbei die Siebe, welche naturgemäß aus dünnen, der Feinheit des zu erzeugenden Pulvers entſprechenden Drähten oder Blechen hergeſtellt ſind, unmittelbar in dem Umfange des Behälters anordnen, ſo würden dieſelben durch die Einwirkung der fortwährend darüber gerollten Kugeln und gröberen Materialſtücke einer ſehr ſchnellen Zerſtörung ausgeſetzt ſein. Um dies zu vermeiden, hat die Maſchine der Gebrüder Sachſenberg die durch Fig. 134 (a. f. S.) dargeſtellte Einrichtung erhalten. Der zur Aufnahme der Maſſe und der eiſernen Kugeln dienende Behälter hat hier die Form einer in der Mitte cylindriſchen, an den Stirnſeiten mit kegelförmigen

Deckeln verſchloſſenen Trommel A, welche mittelſt hohler Zapfen B und B_1 in feſten Lagern L und L_1 ruht. Von dieſen Zapfen dient der eine B zur ununterbrochenen Einführung des in den Rumpf R gegebenen Materials, während die Abführung des zerkleinerten Gutes durch den anderen Zapfen B_1 hindurch erfolgt. Zu dem Zwecke iſt der Mantel der Trommel mit Schlitzen nach der Richtung der Axe verſehen, durch welche das Material hindurchfallen kann, ſobald es eine entſprechende Zerkleinerung erfahren hat. Dieſes durch die Schlitze hindurch gefallene Material wird hierauf einer Sonderung in das genügend zerkleinerte Mehl und die gröberen Stücke unterworfen, zu welchem Zwecke die Trommel mit zehn Sieben S umgeben iſt, welche zuſammen mit zwei Deckeln D ein regelmäßiges Zwölfeck bilden. Zur Schonung der feinen Siebe S befindet ſich zwiſchen dieſen und der

Fig. 134.



Trommel A ein gröberes Schutzſieb C, welches ebenſo wie die Siebe S an der Umdrehung der Trommel Theil nimmt. Ein außerhalb der Siebe mit der Trommel ebenfalls feſt verbundener Blechmantel M nimmt den durch die Siebmaſchen gegangenen Durchfall auf, und läßt denſelben in einen Ringcanal K gelangen, welcher äußerlich zu der den Antrieb vermittelnden Riemſcheibe ausgebildet iſt. Der von dieſem ringförmigen Raume K abgehende Canal k leitet das durchgeſiebte Mahlgut nach dem Zapfen B_1 und durch dieſen hindurch aus der Maſchine heraus, während der durch die Siebe zurückgehaltene Stoff durch einen ähnlichen Canal z in die Trommel zurückgeführt wird, um einer nochmaligen Zerkleinerung unterworfen zu werden. Der vollſtändige Abſchluß, welcher vermöge dieſer Anordnung erzielt iſt, geſtattet die Verarbeitung ganz trockenen Materials, ohne Verluſte durch Verſtäuben deſſelben herbeizuführen.

Diese Maschinen haben sich in der Praxis gut bewährt und sind für sehr verschiedene Stoffe, insbesondere für Erze, Kohlen, Thon und Ziegelwaaren, vortheilhaft in Anwendung gekommen. Ueber die Verhältnisse und Leistung dieser Maschinen giebt die folgende Tabelle, welche der mehrerwähnten Ar-

Ergebnisse der Sachsenberg'schen Kugelmühlen.

Trommel-Durchm. m	Besitzer der Kugelmühle	Mahlgut	Siebmaschen auf 1 qcm	Stündl. Leistung kg
1,40	Mansfelder Gewerkschaft . . .	Kupferstein	180	420
1,40	Mechernicher Bergwerksverein .	Bleiglanz	2 mm weit	570 — 800
0,60	Ultramarinfabrik Sophienau .	Holzkohle und Asphalt	900	20 — 25
0,60	Knochenkohlefabrik Salzwedel .	Knochenkohlenabfälle	146—1460	50 — 100
0,60	Zuckerfabrik Minsleben	Aetzkalk	442	90
0,60	Kohlenstaubfabrik	Steinkohle bezw. Holzkohle	staubfein	50 — 60
0,60	Keiser u. Schmidt, Berlin .	Koks	367	100
0,60	K. Feuerw.-Laborator. Spandau	Glas und Schwefelantimon	900—1300	6 — 15
0,80	Chamottewaarenfabrik	Harte Ziegelbrocken	21	266
0,80	Thonwaarenfabrik Blankenberg .	„ „	21	210
0,80	K. Porcellanfabr. Charlottenburg	Lufttrockener Thon	180	1000
0,80	Chem. Fabrik Billwärder . . .	Borax	235	75
0,80	Zuckerfabrik Gröningen	Gebrannter Kalk	400	150
1,20	Greppiner Werke	Harte Ziegelbrocken	24	1000
1,20	Papst, Saarbrücken	Chamotte und Feldspath	106	250
1,20	Geschoßfabrik Siegburg	Steinkohle	130	75
1,20	Hartmann u. Hauers, Hannover	Schwerspath	530	600
1,20	Godulla-Hütte	Zinkblende	21	750
1,20	Oppelner Cementfabrik	Portl.-Cement, vorgemahlen	716	285

beit von H. Fischer entnommen wurde, Aufschluß. Die Geschwindigkeit der Trommel scheint nach dieser Quelle durch die Formel $n = \frac{23}{\sqrt{D}}$ bis $\frac{28}{\sqrt{D}}$ bestimmt zu sein, in welcher n die Umdrehungszahl in der Minute und D den Trommeldurchmesser in Metern bedeutet. Für die Umdrehungsgeschwindigkeit läßt sich eine obere Grenze mit Rücksicht darauf angeben,

daß bei einer zu großen Geschwindigkeit das Material durch die Fliehkraft verhindert werden würde, in der beabsichtigten Art auf der geneigten Fläche des Trommelinneren herabzugleiten. Die Centrifugalkraft eines Massentheilchens vom Gewichte G ist bekanntlich durch $C = G\,\frac{\omega^2 D}{2g}$ ausgedrückt, wenn ω die Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{n\,2\pi}{60}$ und $g = 9{,}81$ m die Beschleunigung der Schwere bedeutet. Diese Centrifugalkraft nimmt einen Werth gleich dem Eigengewichte G des Massentheilchens an, wenn die Gleichung erfüllt ist:

$$G = G\,\frac{\omega^2 D}{2g} = G\,\frac{2n^2\pi^2 D}{3600\,g}, \text{ oder } 2n^2\pi^2 D = 3600\,g,$$

woraus die zugehörige Umdrehungszahl n zu

$$n = \frac{60}{\pi}\sqrt{\frac{g}{2D}} = \frac{42{,}3}{\sqrt{D}}$$

sich ergiebt. Bei einer solchen Geschwindigkeit würde das Material durch die Fliehkraft fest gegen den Trommelumfang gepreßt werden, und die Wirkung der Schwere wäre aufgehoben, so daß die Maschine hierbei nicht mehr arbeiten könnte. Wie die oben angeführte Formel $n = \frac{23 \text{ bis } 28}{\sqrt{D}}$ zeigt, ist die Umdrehungsgeschwindigkeit beträchtlich kleiner und zwar nur etwa zu $^2/_3$ des berechneten Grenzwerthes angenommen.

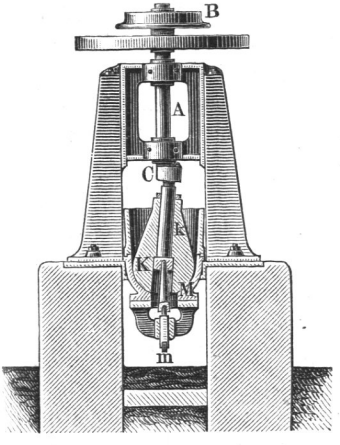
§. 44. **Mörsermühlen.** Mit diesem Namen belegt man eine Gattung von Zerkleinerungsmaschinen, bei welchen das zur Wirkung kommende Werkzeug seiner Gestalt und Wirkungsweise nach eine gewisse Aehnlichkeit mit der bekannten Reibkeule der Mörser hat. Diese Keule, deren Mittellinie unter einer geringen Neigung gegen die Axe des Behälters oder Mörsers, in welchem sie sich bewegt, angeordnet ist, erhält eine Umdrehung um die Axe des Mörsers, so daß sie sich in dem Mantel eines zu dieser Axe gehörigen Kegels bewegt, dessen halber Spitzenwinkel gleich dem gedachten Neigungswinkel der beiden Axen ist.

In Fig. 135 ist die Anordnung einer solchen Mörsermühle nach der Bauart F. Motte's[1]) angegeben. Die unterhalb zu einer Halbkugel ausgebildete kegelförmige Keule K bewegt sich in dem unten gleichfalls halbkugelig ausgeführten Mörser M, welcher oberhalb behufs bequemer Zuführung des Materials kegelförmig erweitert ist. Die unterhalb in einem Kugelzapfen gestützte Keule erhält ihre Bewegung durch eine Kurbel auf dem unteren Ende

[1]) D. R.-P. Nr. 575.

der Axe A, welche ihren Antrieb durch die Riemscheibe B bekommt. Es ist ersichtlich, wie vermöge dieser Anordnung die Axe k der Keule um die Axe m des Mörsers den oben gedachten Kegelmantel beschreibt, wobei der Punkt des geringsten Abstandes zwischen Mörser und Keule während jeder Kurbeldrehung rings herum wandert. Das in den Mörser gebrachte Material wird demnach zunächst in dem oberen Theile des Mörsers einer Wirkung ausgesetzt sein, welche mit derjenigen der Maulbrecher viele Aehnlichkeit hat, indem ebenso wie bei jenen auch hier eine abwechselnde Näherung und Entfernung der arbeitenden Flächen hervorgerufen wird. Ein wesentlicher Unterschied besteht nur darin, daß hierbei fortwährend ein Druck ausgeübt wird, welcher, da er sich stets nur auf eine verhältnißmäßig kleine Fläche erstreckt, für die Zerdrückung des Materials günstig sein muß. Da die durch die Wirkung dieses Druckes gebildeten Bruchstücke bei der darauf folgenden Vergrößerung des Abstandes zwischen Mörser und Keule in dem Zwischenraume zwischen diesen Theilen abwärts gleiten können, so findet so lange eine wiederholte Bearbeitung statt, bis die Theilchen die zum Durchgange durch die unten befindliche Austrittsöffnung erforderliche Feinheit erlangt haben. Bei dieser Zerkleinerung tritt hauptsächlich eine abreibende Wirkung auf, welche von der Keule vermöge ihrer eigenthümlichen Bewegung ausgeübt wird. Die Keule nimmt nämlich neben der schon gedachten Umdrehung um die Axe Am des Mörsers gleichzeitig eine Drehung um die eigene Axe k an, so daß in gewissem Maße ein Rollen der Keule im Innern des Mörsers stattfindet. Diese Drehung der Keule wird dadurch ermöglicht, daß die Axe der Keule mit der Kurbel C nicht unwandelbar fest, sondern mittelst eines Drehzapfens in Verbindung gebracht ist.

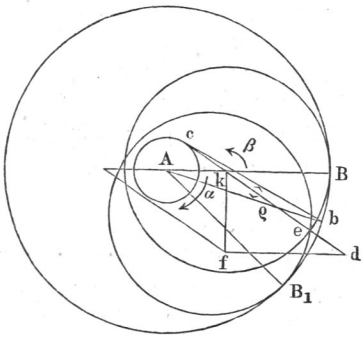
Fig. 135.



Von dieser eigenthümlichen Bewegung kann man sich ein ungefähres Bild mittelst der Fig. 136 (a. f. S.) machen, welche einen wagerechten Durchschnitt durch die Maschine vorstellt. Denkt man sich die Stellung der Keule so, daß sie den Mörser in dem Punkte B berührt, bezw. ihm in diesem Punkte am nächsten kommt, und ertheilt man dem Kurbelarme, der unter dieser Voraussetzung die Stellung Ak hat, eine Drehung um die Mörseraxe A in dem Betrage $BAB_1 = \alpha$, im Sinne des Pfeiles α also

rechtsum, ſo rückt der Berührungspunkt zwiſchen Mörſer und Keule von B nach B_1, um die Größe $R\alpha = BB_1$ fort, unter R den Halbmeſſer AB verſtanden. Wäre dabei die Keule undrehbar mit dem Kurbelarme verbunden, etwa durch einen vierkantigen Zapfen, ſo würde die Keule lediglich um die Axe A herumgeführt, und es würde ſtets derſelbe Punkt der Keule mit dem Mörſer in Berührung bleiben, d. h. die Keule würde auf dem inneren Umfange des Mörſers ſchleifen und dabei alles vor ihr befindliche Material vor ſich herſchieben; die beabſichtigte Wirkung würde damit alſo nicht erreicht. Da nun aber die Keule drehbar mit dem Kurbelarme verbunden iſt, ſo nimmt ſie bei der Umdrehung des letzteren eine Drehung um die eigene Axe an, wie man ſich durch folgende Betrachtung überzeugt. Denkt man ſich in b irgend ein zwiſchen den beiden Flächen befindliches Materialſtück, ſo muß daſſelbe, wenn es durch die Umdrehung der Kurbel von der Keule vor ſich hergeſchoben wird, einen Druck gegen die Mörſerfläche nach der Richtung cb äußern, welche von der Normalen daſelbſt, alſo von dem Halbmeſſer Ab um den Reibungswinkel $cbA = \varrho$ abweicht. Zeichnet man um A den dieſe Richtung berührenden Kreis, ſo giebt derſelbe nach Art des Reibungskreiſes in ſeinen Tangenten die Richtungen der Reactionswirkungen an, in welchen die Mörſerfläche wirkſam ſein kann. Zieht man auch noch die durch die Mitte k der Keule gehende Tangente kd an dieſen Reibungskreis, ſo iſt erſichtlich, daß die Reactionen aller zwiſchen dieſer Tangente kd und dem Berührungspunkte B gelegenen Punkte des Mörſers eine Linksdrehung der Keule im Sinne des Pfeiles β anſtreben. In Folge hiervon wird die Wirkung der Maſchine in gewiſſem Sinne nach der Art von Walzwerken erfolgen, und ein Gegenſtand wird mit Sicherheit zerdrückt werden, ſo lange derſelbe zwiſchen B und kd gelegen iſt; nur größere Gegenſtände, welche jenſeits der Grenzlage kd befindlich ſind, werden bei der Bewegung der Keule von dieſer vor ihr hergeſchoben.

Fig. 136.

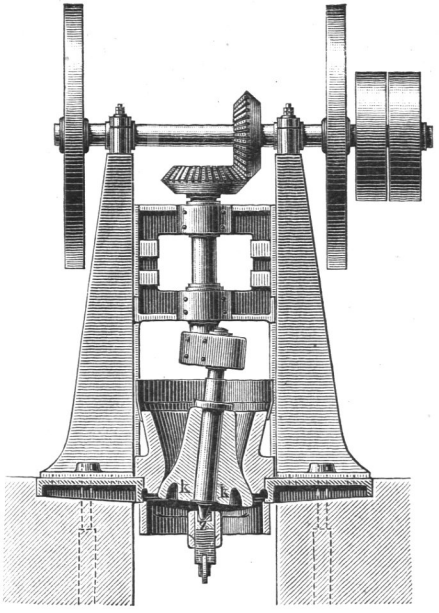


Hierbei iſt auf den Reibungswiderſtand keine Rückſicht genommen, welcher ſich einer Umdrehung der Keule um ihre eigene Axe, alſo an dem Spurzapfen und an dem Kurbelzapfen entgegenſetzt. Wollte man auch dieſen Widerſtand berückſichtigen, ſo würde man den Reibungskreis für die Axe der Keule um k zu zeichnen haben, und als die beſagte Grenzlage wäre dann anſtatt der Linie kd die gemeinſame Tangente an die beiden Reibungskreiſe

des Mörsers und der Keulenzapfen anzusehen. Die hierdurch bedingte Aenderung ist nur unbedeutend.

Um für einen etwa in e gelegenen Gegenstand die zum Zerdrücken desselben an dem Kurbelarme anzubringende Kraft zu bestimmen, hat man einfach die an dem Kurbelzapfen wirkende Kraft kf nach den Richtungen kd und kA zu zerlegen, die dabei sich ergebende Seitenkraft nach der Richtung kd muß dann die rückwirkende Festigkeit des Gegenstandes übertreffen.

Fig. 137.



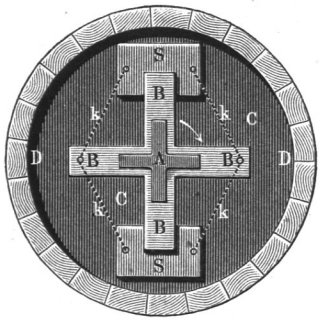
Nimmt man an, daß in Folge der vorstehend besprochenen Wirkung bei der Umdrehung der Kurbel die Keule um ihre eigene Axe mit solcher Geschwindigkeit gedreht wird, daß an der betrachteten Stelle des Mörsers ein reines Wälzen der Keule in dem Mörser stattfindet, so wird an dieser Stelle eine reibende Wirkung nicht eintreten; dagegen wird an allen denjenigen anderen Stellen eine reibende Wirkung sich einstellen müssen, wo das Verhältniß der Halbmesser der in Berührung kommenden Theile ein anderes ist als an der hier betrachteten Stelle. Es geht hieraus hervor, daß die Größe der Verschiebung und damit die Größe dieser reibenden Wirkung an verschiedenen Stellen sehr verschieden sein muß, ebenso wie es bei dem Kollergange der Fall ist.

Anstatt dem Mörser eine unterhalb geschlossene Form nach der Art der in Fig. 135 gezeichneten zu geben, wobei nur ein Schlitz zur Abführung des zerkleinerten Materials angewendet zu werden pflegt, hat man auch den Mörser nach Fig. 137 unterhalb mit einer weiten Oeffnung versehen, in welche die Keule mit einem daselbst angeordneten Kragen k hineinpaßt, der nach einer zum Spurzapfen concentrischen Kugel geformt ist. Die eigenthümliche reibende Wirkung, welche hierbei vorzugsweise in diesem unteren Theile auftritt, ist aus der Figur ersichtlich, der obere Theil der Maschine

hat hier nur die Wirkung eines Vorbrechers. Auch ſonſt hat man die Mörſermühlen noch in mannigfach anderer Art ausgeführt, ſo z. B. mit Antrieb von unten; in dieſer Hinſicht möge der Hinweis auf die unten angegebenen Quellen genügen [1]).

§. 45. **Schleifmühlen.** Dieſe Bezeichnung iſt hier für einige Zerkleinerungsmaſchinen gewählt, welche ein Zerreiben der Stoffe etwa in der Art bewirken, wie daſſelbe durch das Schleifen derſelben zwiſchen zwei Steinen geſchehen kann, von denen der eine bewegliche über dem anderen feſtliegenden verſchoben wird. Hierhin ſind zunächſt die ſogenannten Schleppmühlen zu rechnen, wie dieſelben zum Mahlen der Glaſurmaſſe in Porcellanfabriken ſowie auch zum Feinmahlen von Erzen Verwendung finden. Der Hauptſache nach beſteht eine ſolche Schleppmühle aus einem feſtliegenden cylindriſchen Bodenſteine, in deſſen Mitte eine ſtehende Welle aufgeſtellt iſt, welche eine langſame Drehung erhält, vermöge deren ſie mittelſt entſprechend auf ihr angebrachter Arme mehrere auf dem Bodenſteine liegende Steine mit ſich fortſchleppt. In Fig. 138 iſt der Grundriß einer ſolchen Maſchine [2]) angedeutet, deren Wirkungsweiſe an ſich klar iſt. Die Steine S werden durch die Ketten k von dem auf der Welle A befeſtigten Kreuze B auf der Platte C bewegt, welche in dem hölzernen Behälter D feſtliegt. Die Maſſe wird hierin mit Waſſer in Geſtalt eines Breies bis zur genügenden Feinheit vermahlen, worauf die Entleerung erfolgt. Dieſe abſetzende Wirkungsweiſe, mit welcher der Nachtheil verbunden iſt, daß die feingemahlenen Theile nicht in dem Maße ihrer Entſtehung aus der Maſchine rechtzeitig entfernt werden, dürfte einer der Hauptgründe ſein, weswegen dieſe Maſchinen heute nur noch ſelten angewendet werden.

Fig. 138.



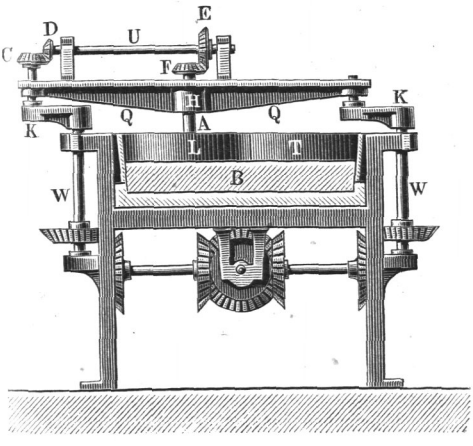
Als eine Verbeſſerung der Schleppmühlen kann die von Pollard herrührende Maſchine, Fig. 139, angeſehen werden. Hier iſt über dem in dem Troge T feſtliegenden Bodenſteine B ein cylindriſcher Läuferſtein L befindlich, welcher eine doppelte Drehbewegung erhält, indem er nämlich zu gleicher Zeit um ſeine eigene Axe A und um die Axe des Bodenſteines B gedreht wird. Zu dieſem Ende iſt das Halslager H der Läuferaxe in einem

[1]) Dingl. Journ. 1880, Bd. 235, S. 260. D. R.-P. Nr. 14450.

[2]) Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre.

Querträger Q angebracht, deſſen Enden die Warzen von zwei Kurbeln K loſe drehbar umſchließen, die auf zwei ſtehenden Wellen W feſtſitzen. Wenn dieſe beiden Kurbeln, die genau gleiche Länge und Richtung haben, durch das aus der Figur erſichtliche Räderwerk mit gleicher Geſchwindigkeit in einerlei Richtung umgedreht werden, ſo bewegt ſich jeder Punkt des Querträgers Q und alſo auch die Läuferaxe in einem Kreiſe, deſſen Halbmeſſer gleich dem Kurbelarme iſt, und deſſen Mittelpunkt mit der Mitte des Bodenſteines zuſammenfällt. Das auf der Warze der einen Kurbel K undrehbar befeſtigte coniſche Getriebe C veranlaßt bei dieſer Bewegung, bei welcher der Querträger ſeine Richtung im Raume unveränderlich beibehält, eine Umdrehung der wagerechten Uebertragungswelle U, welche durch die Kegelräder D, E und F die Umdrehung auf den Läufer L überträgt, und zwar macht derſelbe während jeder Kurbelumdrehung eine Anzahl gleich $\frac{C}{D} \cdot \frac{E}{F}$ Umdrehungen, wenn unter C, D, E und F die Durchmeſſer oder die Zähnezahlen der gleich bezeichneten Kegelräder verſtanden werden. In Folge dieſer doppelten Drehbewegung des Läufers beſchreiben deſſen einzelne Punkte gewiſſe cycloidenförmige Linien, wobei die Oberfläche des Läufers ſowohl wie des Bodenſteines einer ſo gleichmäßigen Beanſpruchung ausgeſetzt ſind, daß dieſe Flächen ihre ebene Form dauernd beibehalten. Aus dieſem Grunde pflegt man den zum Geradeſchleifen der Glastafeln in Spiegelfabriken dienenden Maſchinen gewöhnlich eine Einrichtung zu geben, welche eine ganz ähnliche Wirkung bezweckt.

Fig. 139.

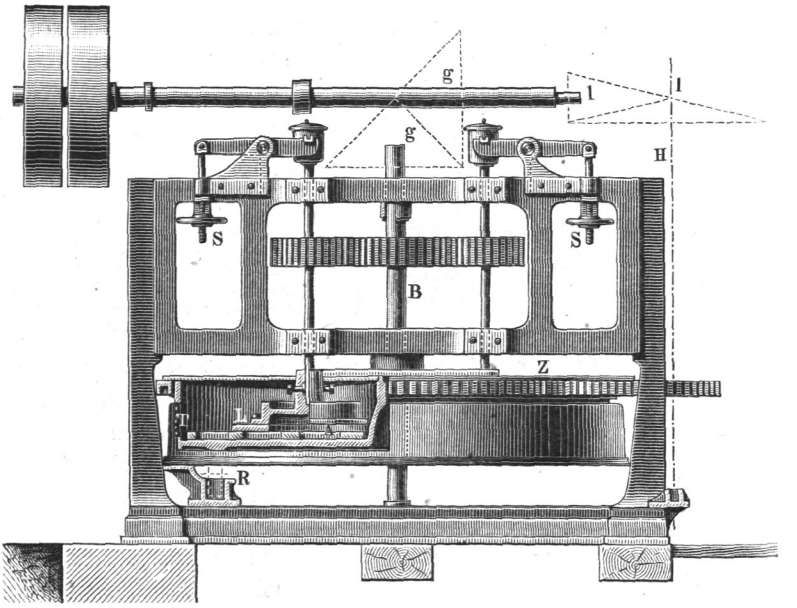


Eine hierhergehörige Maſchine iſt die Naßmühle von Dingey [1]), Fig. 140 (a. f. S.), welche zum Feinmahlen von Erzen dient. Auch hier iſt eine kreisförmige, dem Bodenſteine der vorigen Maſchine entſprechende Platte A wagerecht angeordnet, doch ſteht dieſe Platte nicht feſt, ſondern ſie erhält eine ſehr langſame Umdrehung durch einen Zahnkranz Z, in welchen ein

[1]) Engineering. Novbr. 1874, p. 379. Oeſterr. Zeitſchr. f. Berg- u. Hüttenweſen, 1878, S. 233, 436; 1879, S. 623.

Getriebe der ſtehenden Hülfswelle *H* eingreift. Von der Königswelle *B* erfolgt der Betrieb der vier Läuferſcheiben *L*, welche auf der Bodenplatte *A* mit einer durch die Schrauben *S* zu regelnden Preſſung laſten. Dieſe Läufer ſind, ebenſo wie die Bodenplatte, aus Gußeiſen hergeſtellt, und man hat die arbeitenden Flächen mit hervorragenden Kanten verſehen, welche eine mehr abſcherende Wirkung hervorrufen ſollen, und worüber im nächſten Paragraphen näher geſprochen werden ſoll. Die Maſchine arbeitet ununter-

Fig. 140.



brochen, indem die Zuführung des breiartigen Materials aus einem feſtſtehenden Rumpfe durch Rinnen in das Innere der Läufer bewirkt wird, während die hinreichend zerkleinerte Maſſe durch die Maſchen eines am Umfange der Bodenplatte angebrachten Siebes *T* entweichen kann. Die Bodenplatte, durch welche die ſtehende Welle *B* loſe hindurchtritt, ruht auf Unterſtützungsrollen *R*, und erhält eine langſame Drehung von zwei bis drei Umdrehungen in der Minute, welche nur dazu dient, alle Punkte der Platte möglichſt gleichmäßig zur Wirkung zu bringen. Die Läufer dagegen werden mit der großen Geſchwindigkeit von 200 Umdrehungen in der Minute umgedreht, was deswegen unbedenklich iſt, weil die Läuferaxen hierbei ihren Ort beibehalten, alſo ein Herumſchwenken derſelben um die Axe *B* nicht ſtattfindet.

Glockenmühlen. Bei dieſen Zerkleinerungsmaſchinen verwendet man §. 46.
einen kegelförmigen oder conoidiſchen Läufer, welcher in einem paſſenden Hohlkegel von glockenförmiger Geſtalt ſich dreht und wobei die Zerkleinerung in der Regel nicht durch die Rauhigkeit der Flächen, wie bei den bisher betrachteten Steinmühlen, ſondern durch hervorſtehende Rippen oder Schneiden bewirkt wird, die ſowohl auf der Außenfläche des Läufers, wie auch in dem Innern des Hohlkegels angebracht ſind. Demgemäß dienen dieſe Maſchinen nicht ſowohl zur Erzielung eines eigentlichen Mehles von ſtaubförmiger Beſchaffenheit, ſondern ſie erzeugen mehr oder minder große Stückchen, deren Größe natürlich von der Feinheit der angewandten Riffelung abhängig iſt. Die gedachten Riffeln wirken, ſo lange ſie genügend ſcharf ſind, und dicht an einander vorübergehen, wie in Fig. 141 I, rein abſcherend, indem ein zwiſchen die mit einander arbeitenden Kanten *a* und *b* gelangendes Materialſtück *S* in zwei Theile zerlegt wird, wobei die Schubfeſtigkeit des Stoffes zu überwinden iſt. Da jedoch die Kanten nach kurzer

Fig. 141.

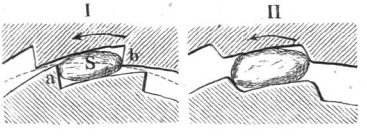
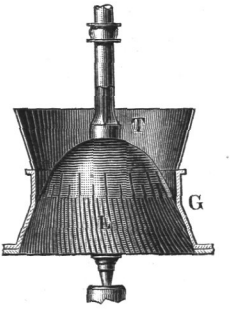


Fig. 142.



Arbeitszeit ſich in gewiſſem Grade abſtumpfen und auch ein beſtimmter Zwiſchenraum ſich einſtellt, ſo wird dieſe rein ſcherende Wirkung nur vorübergehend nach erneuerter Schärfung und Zuſammenſtellung ſtattfinden können, und die Zerkleinerung wird hauptſächlich durch eine mehr quetſchende Wirkung der Rippen veranlaßt werden, wie ſie durch die Betrachtung der Fig. 141 II deutlich wird.

Der kegelförmige Läufer *L* wird bei dieſen Mühlen, Fig. 142, mit dem dünneren Ende nach oben gekehrt, ſo daß das aus dem Trichter *T* herabfallende Material vermöge ſeines Gewichtes durch die Maſchine geführt wird. Zur gleichmäßigen Vertheilung rundet man den Läufer oberhalb in entſprechender Weiſe ab und ordnet in dem oberen Theile deſſelben größere Zwiſchenweiten zwiſchen den Riffeln, ſowie zwiſchen ihm und der Glocke *G* an, um größere Stücke bequem einführen zu können und vermöge der nach unten hin feiner werdenden Riffelung eine allmälig fortſchreitende Zerkleinerung zu erzielen. Da hierbei das zerkleinerte Material ſich vermöge ſeines Eigengewichtes in einfachſter Art von der Stelle ſeiner Zerkleinerung entfernt, um nach anderen Stellen zu gelangen, welche eine

weitergehende Zertheilung bewirken, ſo muß man hierin einen beſonderen Vortheil für die Wirkſamkeit dieſer Maſchinen erkennen.

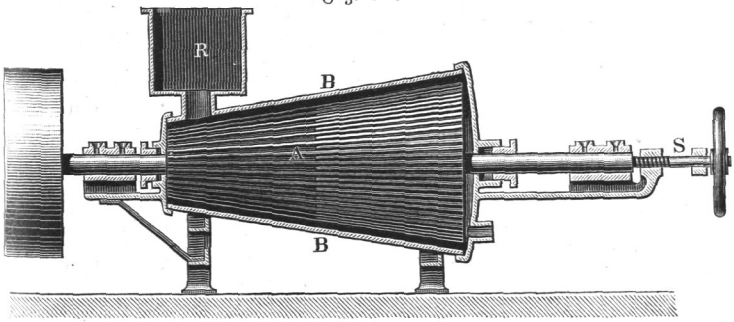
Der Läufer wie die Glocke ſind meiſtens aus Gußeiſen gefertigt; zuweilen, und beſonders bei kleinen Maſchinen dieſer Art, wie z. B. bei den bekannten Kaffeemühlen, macht man dieſe Theile auch wohl ganz aus Stahl oder verſieht ſie mit Stahlringen, welche nach dem Schärfen gehärtet werden. Der mit allmäliger Abnutzung der Riffeln zwiſchen den Mahlflächen entſtehende Zwiſchenraum kann wegen der Kegelform immer durch eine geringe Verſchiebung des Läufers in ſeiner Axenrichtung beſeitigt werden, zu welchem Zwecke bei allen dieſen Maſchinen eine Vorrichtung, meiſtens eine Stellſchraube, vorhanden iſt, welche die Verſtellung erreichen läßt. Wenn dabei die Anordnung ſo getroffen iſt, daß der Läufer unterhalb um einen gewiſſen Betrag aus der Glocke hervorragt, ſo bildet ſich durch die Abnutzung an den Riffeln leicht ein Anſatz, welcher die Verſchiebung verhindert, indem die hervorragenden Theile an der Abnutzung nicht betheiligt werden; aus dieſem Grunde iſt es zweckmäßig, den Läufer nach unten hin nicht aus der Glocke hervorragen zu laſſen, da ein ſolcher Anſatz weniger nachtheilig iſt, wenn er ſich an den Riffeln der Glocke bildet. Die Riffeln pflegt man meiſtens gegen den Axenſchnitt etwas geneigt in Geſtalt ſteiler Schraubenlinien auszuführen, wodurch man erreicht, daß eine Schneide des Läufers mit einer ſolchen der Glocke immer nur in einem Punkte zur Wirkung kommt, ſo zwar, daß dieſer Angriffspunkt allmälig entlang der Schneide fortſchreitet, und man hat die Umdrehung des Läufers in ſolcher Richtung vorzunehmen, daß dieſes Fortſchreiten von oben nach unten erfolgt, um den Durchgang des Mahlgutes durch die Maſchine zu befördern.

Derartige Mühlen finden Verwendung zum Zerkleinern ſehr verſchiedener Stoffe, wie Gips, Farbſtoffe, Lohe, Kaffee, Gewürze u. ſ. w. Auch wendet man ſie für die Graupenfabrikation zum Zerbrechen der Gerſtenkörner an, für welche Verwendung auch wohl der Kegel mit dem dünnen Ende nach unten gelegt wird. Die Geſchwindigkeit des Läufers richtet ſich nach den zu zerkleinernden Stoffen und nach der Größe des Läufers; eine Reißmaſchine für die Graupenfabrikation, wie ſie in Wiebe's Mahlmühlen beſchrieben iſt, macht in der Minute 80 Umdrehungen bei einem Läufer, deſſen Durchmeſſer oben 0,275 und unten 0,145 m beträgt.

Man hat auch wohl die Axe des Kegels wagerecht angeordnet, doch kann dieſe Einrichtung im Allgemeinen eine vortheilhafte nicht genannt werden, denn wenn auch die Lagerung der Axe eine bequemere ſein mag, ſo geht doch der Vortheil der ſtehenden Anordnung ganz verloren, welcher darin beſteht, daß die Materialien durch ihr Eigengewicht zwiſchen den Mahlflächen hindurch bewegt werden. Auch dürfte die Abnutzung der Mahlflächen bei der liegenden Ausführung weniger gleichmäßig ausfallen als bei

der ſtehenden. Es ſollen daher die liegenden Glockenmühlen nicht näher beſprochen werden; doch möge hier einer verwandten Einrichtung gedacht werden, wie ſie als ſogenannte Stoffmühle in Papierfabriken zur Verarbeitung des Papierzeuges in Anwendung gebracht iſt. Dieſe von Jordan und Euſtice[1]) in Connecticut herrührende Stoffmühle enthält als arbeitendes Werkzeug ebenfalls einen abgeſtumpften Kegel, welcher wagerecht in einem gleichfalls kegelförmigen Gehäuſe gelagert iſt, und mit 200 bis 300 Umdrehungen in der Minute bewegt wird. Die Trommel *A*, Fig. 143, iſt äußerlich mit einer Anzahl hervorſtehender Stahlſchienen beſetzt, welche in Nuthen eingeſchoben ſind, die in den gußeiſernen Kegel nach der Richtung von Kegelſeiten eingehobelt wurden. Ebenſo iſt das Innere des Gehäuſes *B* mit Stahlſchienen ausgekleidet, welche jedoch geringe Nei-

Fig. 143.

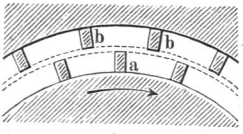


gung gegen die Richtung der Seiten erhalten haben. Zwiſchen dieſen Schienen wird der zuvor ſchon auf Halbzeugholländern (ſ. §. 48) vorgemahlene Stoff zu derjenigen Feinheit weiter verarbeitet, die das zur Papierbereitung dienende Ganzzeug haben muß. Das Material tritt als breiartiges Halbzeug durch den Rumpf *R* in das Gehäuſe am engeren Ende deſſelben ein, und wird durch die Wirkung der Fliehkraft nach dem weiten Ende befördert, woſelbſt es nach gehöriger Verfeinerung durch in dem Deckel des Gehäuſes angebrachte Abzugsöffnungen aus der Maſchine heraustritt. Auf dem Wege durch das Gehäuſe iſt der Stoff der vielfachen Wirkung der beſagten Stahlſchienen ausgeſetzt, welche den Zweck haben, zwar eine Verfeinerung der zugeführten Lumpenmaſſe zu bewirken, ſo jedoch, daß dabei die Faſern möglichſt in ihrer Länge erhalten bleiben, um eine genügende Feſtigkeit des daraus zu erzeugenden Papiers zu erzielen. Den Vorgang, durch welchen dies erreicht wird, kann man ſich mit Hülfe der Fig. 144 (a. f. S.) verdeutlichen. Hierin ſtellt *a* eine Schiene der Trommel und *b*, *b* ſtellen

[1]) Karl Hofmann, Papierfabrikation.

Schienen des Gehäuſes vor. Würden dieſe Schienen dicht an einander vorübergehen, ſo würde ein zwiſchen dieſelben gelangender Garnfaden *zerſchnitten* werden, und der Stoff würde zu einem feingemahlenen Gemenge von ſtaubförmigen Faſerſtückchen zerkleinert werden, er würde, wie man ſich ausdrückt, *todtgemahlen* werden. Wenn dagegen zwiſchen den Schienen der Trommel und des Gehäuſes ein ſehr kleiner Zwiſchenraum vorhanden iſt, welcher nicht weit genug iſt, um dem Faden den freien Durchgang zu geſtatten, ſo wird die bewegte Schiene über den durch die feſten Schienen zurückgehaltenen Faden hinwegſtreifen und dabei die einzelnen Faſern abſchaben, ſobald die Richtung des Fadenſtückchens in die Bewegungsrichtung hineinfällt. Wenn dagegen der Faden quer, d. h. in der Richtung der Schienen, eingeht, ſo wird die Bewegung der Schiene eine Zertheilung des Fadens durch Spaltung deſſelben anſtreben. Es wird zwar in dem einen wie in dem anderen Falle ein theilweiſes Zerreißen der Faſern nicht zu vermeiden ſein, jedenfalls aber wird das erzeugte Material aus längeren Faſertheilen beſtehen, als wenn ein dichtes Anſtreifen der Schienen an einander ſtattfände. Man erkennt hieraus, wie die genaue Innehaltung eines beſtimmten Abſtandes zwiſchen den Schienen für die Beſchaffenheit des gemahlenen Stoffes von der größten Bedeutung iſt. Bei der Maſchine, Fig. 143, wird dieſer Abſtand durch die Verſchieblichkeit der Trommel in ihrer Axenrichtung erzielt, zu welchem Zwecke gegen das freie Ende der Trommel eine Schraube *S* drückt, welche eine ſehr genaue Einſtellung ermöglicht. Dieſe Schraube iſt mit der Axe der Trommel nicht feſt verbunden, ſondern dient nur dazu, die Trommel bis zu gewiſſem Maße in das Gehäuſe hineinzudrücken, während der den Schienen dargebotene Widerſtand wegen der Kegelform der Trommel die letztere nach dem weiten Ende des Gehäuſes, alſo gegen die Schraube preßt.

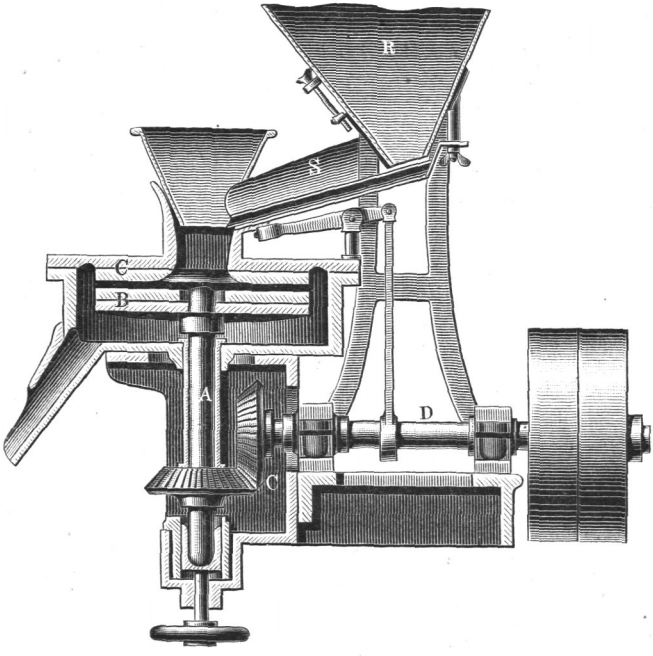
Fig. 144.



In Folge der ſchnellen Umdrehung und wegen der kegelförmigen Geſtalt der Trommel wird der am engen Ende eingeführte Stoff in lebhafter Strömung dem weiten Ende zugeführt und kann durch eine Oeffnung in dem Deckel des Gehäuſes entweichen. Solcher Oeffnungen ſind in dem Deckel drei angebracht, und zwar eine unten, eine oben und eine dritte in der Höhe der Axe. Hierdurch hat man in gewiſſem Grade eine Regelung der Ausflußmenge in der Hand, indem die Ausflußgeſchwindigkeit um ſo geringer ausfällt, der Stoff alſo um ſo länger in der Maſchine verbleibt und um ſo feiner vermahlen wird, je höher die zum Austritt benutzte Oeffnung gelegen iſt. Die Trommel einer ſolchen Stoffmühle hat 1,24 m Länge, bei Durchmeſſern von 0,30 und 0,65 m und erfordert bei 200 bis 300 Umdrehungen in der Minute zum Betriebe 15 bis 30 Pferdekraft.

Scheibenmühlen. Mühlen mit eiſernen ebenen Mahlſcheiben §. 47.
anſtatt der Steine hat man vielfach angewendet, ohne daß durch dieſelben der gleiche Zweck wie durch Mühlſteine erreicht werden konnte. Indem nämlich die auf dieſen Scheiben in etwa derſelben Art wie die Hauſchläge der Steine angeordneten ſcharfen Rippen oder Kanten nur die bei den Glockenmühlen erläuterte mehr oder minder vollkommen ſcherende Wirkung zu äußern vermögen, ſo werden dieſe Mühlen aus Getreide niemals eigentliches Mehl erzeugen können, da nach dem darüber Angeführten hierzu eine abrei-

Fig. 145.



bende Wirkung erfordert wird, durch welche nur die Oberfläche der Körner angegriffen wird. Für Getreide haben daher alle dieſe Mühlen immer nur als ſogenannte Schrotmühlen Anwendung finden können, bei denen es ſich nur um die Zerkleinerung der Körner überhaupt handelt, ohne daß dabei eine Trennung der verſchiedenen Korntheile, insbeſondere der Schalen von den inneren Stärketheilchen, beabſichtigt wird. Auch für Farbſtoffe haben ſolche Scheibenmühlen Anwendung gefunden, eben ſo wie man ſie vielfach als ſogenannte Stoffmühlen in Papierfabriken in Gebrauch genommen hat. Hier wirken die Mahlflächen in ähnlicher Art, wie dies bei Gelegen-

heit der im vorigen Paragraph beſprochenen Stoffmühle von Jordan und Euſtice angegeben worden iſt.

Eine Schrotmühle mit eiſernen Mahlſcheiben[1]) zeigt Fig. 145 (a. v. S.). Man erkennt daraus, daß dieſe Maſchine eine gewiſſe Aehnlichkeit mit einem unterläufigen Mahlgange hat, bei welchem der bewegte Unterſtein durch die auf der ſtehenden Welle *A* befeſtigte eiſerne Mahlſcheibe *B* erſetzt iſt, während der obere feſte Stein durch den Deckel des gußeiſernen Behälters *C* gebildet wird, der nach Art des Steinrandes die Mahlſcheiben umſchließt. Auch die Zuführung des Getreides durch den Rüttelſchuh *S* aus dem darüber angebrachten Rumpfe *R* iſt in der bei den gewöhnlichen Mahlgängen üblichen Weiſe bewirkt; die Bewegungsübertragung durch die Kegelräder *C* von der Vorgelegswelle *D* aus bedarf einer Erklärung nicht.

Fig. 146.

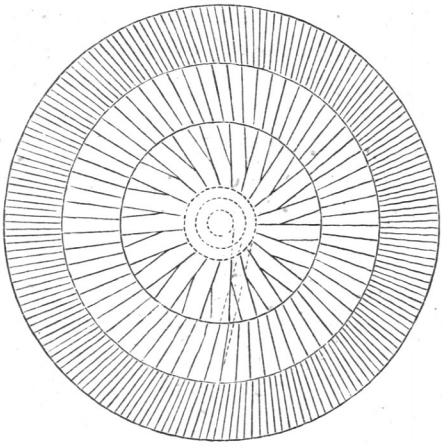
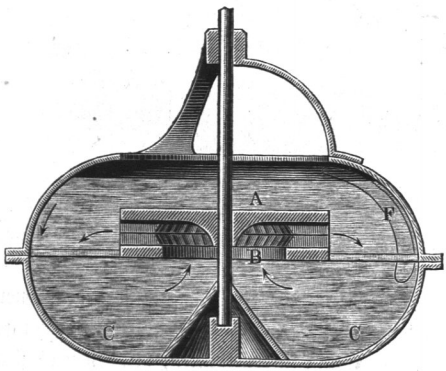


Fig. 147.



Jede der beiden gußeiſernen Mahlſcheiben iſt auf der arbeitenden Mahlfläche mit drei ſtählernen Ringen verſehen, die durch Schrauben mit verſenkten Köpfen befeſtigt ſind und eingehobelte Furchen erhalten haben, um die ſchneidenden Kanten zu bilden. In Fig. 146 iſt eine ſolche Scheibe in der Anſicht gezeichnet, woraus erſichtlich, daß die Furchen gegen den Halbmeſſer geneigt ſind, und daß die Neigung in dem äußeren Ringe am kleinſten iſt,

[1]) Wiebe, Mahlmühlen.

ebenſo wie die Entfernung der Furchen nach außen hin abnimmt, entſprechend der Wirkungsweiſe, wonach die Furchen im Innern mehr das Einſtreifen des Gutes zu beſorgen haben und das eigentliche Feinſchroten in dem äußeren Theile erfolgt. Nach den Angaben von Wiebe ſoll eine derartige Maſchine mit Scheiben von 12″ Durchmeſſer mit einer Betriebskraft von zwei Pferden ſtündlich 5 bis 5,5 Scheffel = 275 bis 300 Liter Hafer, Gerſte oder Bohnen ſchroten. Das baldige Abſtumpfen und umſtändliche Schärfen ſind Nachtheile dieſer Art von Maſchinen.

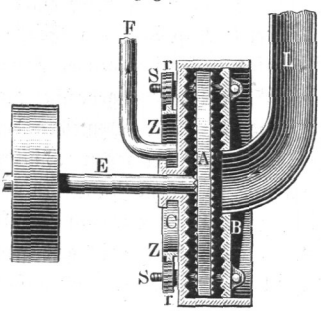
Ebene Mahlſcheiben mit Schneiden wendet man auch zum Stoffmahlen in Papierfabriken vielfach an. Die Fig. 147 zeigt die Stoffmühle von Hitchings und Gould[1]). Hier dreht ſich die obere der beiden Mahlſcheiben *A*, welche mit der ſtehenden Axe feſt verbunden iſt, während die untere Scheibe *B* in dem Behälter *C* feſt liegt. Durch die Umdrehung der Scheibe wird der Stoff nach außen befördert, und neuer Stoff ſteigt fortwährend ſelbſtändig durch die mittlere Oeffnung der unteren Scheibe empor, um zwiſchen die Mahlflächen zu gelangen. Dieſes Anſteigen des Stoffes zu befördern, iſt der Boden des runden Gehäuſes in entſprechender Form hergeſtellt, auch ſind die Leiſten *F* im oberen Gehäuſetheile angebracht, um den Stoff an einer kreiſenden Bewegung zu hindern. Die Schneiden der oberen Scheibe ſind radial geſtellt, dagegen diejenigen der feſten Scheibe excentriſch gerichtet ſind, um eine Scherenwirkung in einem Punkte zu erzielen, ſo zwar, daß der Kreuzungspunkt bei der Drehung der oberen Mahlſcheibe von außen nach innen fortſchreitet. Hierdurch wird in gewiſſem Maße dem durch die Fliehkraft erzeugten Beſtreben der Maſſe, nach außen ſich zu bewegen, entgegengewirkt, ſo daß ein zu ſchneller Stoffumlauf hierdurch verhindert wird, wie er ſich bei den erſten Anordnungen von Gould zeigte, bei denen die Meſſer von innen nach außen ausſtreiften wie die Hauſchläge der Mühlſteine. Die bewegte Mahlſcheibe hat bei einem Durchmeſſer von etwa 1,5 m 36 ſtarke Stahlmeſſer, während in der unteren feſten Scheibe 360 Stahlſchienen angebracht ſind. Die Welle erhält in der Minute 75 Umdrehungen und es werden dabei nach den Angaben von Hofmann in 24 Stunden 2000 bis 3000 kg Ganzzeug vermahlen, wozu mindeſtens 50 Pferdekraft erfordert werden.

Die Stoffmühlen von Kingsland und von Thode ſind ebenfalls mit ebenen Stahlſcheiben verſehen, doch iſt hierbei die Axe wagerecht gelagert. Aus der Fig. 148 (a. f. S.), welche eine ſolche Stoffmühle in dem ſenkrechten Durchſchnitte darſtellt, iſt erſichtlich, daß hierbei die bewegte Scheibe *A*, welche auf beiden Seiten mit Stahlſchienen verſehen iſt, zwiſchen zwei feſten Scheiben *B* und *C* befindlich iſt, die ebenfalls Stahlſchienen tragen.

[1]) Karl Hofmann, Papierfabrikation.

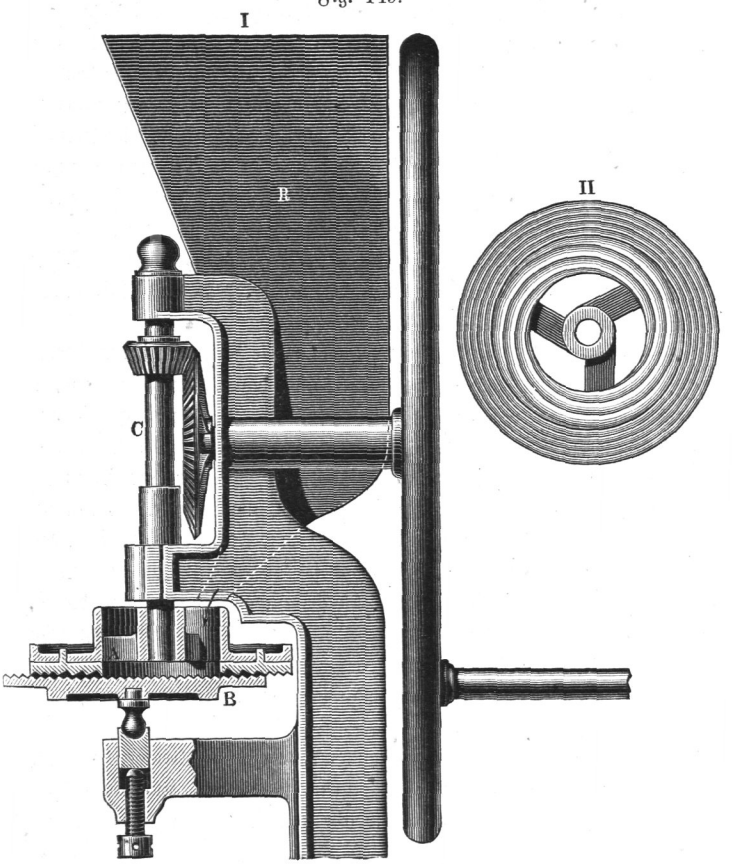
Von dieſen beiden Scheiben iſt diejenige *C* ganz feſt mit dem Gehäuſe der Maſchine verbunden, während die andere *B* einer Verſtellung in der Richtung der Axe befähigt iſt, um hierdurch den Zwiſchenraum im Innern des Gehäuſes verändern zu können, wie es für ein mehr oder minder ſtarkes Angreifen des Materials erforderlich iſt. Zu dieſer Verſtellung von *B* dienen vier Schraubenſpindeln *S*, welche mit der Scheibe *B* undrehbar verbunden ſind und ihre Muttern in vier Zahnrädchen *r* finden, deren gemeinſame Umdrehung durch das in ſie eingreifende größere Zahnrad *Z* bewirkt wird. Die Stahlſchienen ſind auf allen Flächen in der Art angeordnet, wie die Hauſchläge bei der geradlinigen Felderſchärfe der gewöhnlichen Mühlſteine. Die Zuführung des auf den ſogenannten Halbzeugholländern (ſ. den folgenden Paragraph) vorgearbeiteten Stoffes erfolgt aus einem höher ſtehenden Behälter durch die Zuführungsröhre *L* in der Mitte der Maſchine, ſo daß der Stoff durch die Fliehkraft nach dem äußeren Umfange getrieben wird und eine weitere Zerkleinerung zwiſchen den Scheiben *A* und *B* ſtattfindet. Der Abfluß des genügend zerkleinerten Materials dagegen geſchieht durch das auf der anderen Seite angebrachte Rohr *F*. Da daſſelbe nicht am äußeren Umfange, ſondern näher der Mitte angebracht iſt, ſo muß die Fliehkraft dem Austritte hinderlich ſein, und man erhält die beabſichtigte Hindurchführung der Maſſe dadurch, daß die Einmündung des Stoffes in *L* etwas höher gelegen iſt, als die Ausmündung des Rohres *F*, ſo daß ein beſtimmter Ueberdruck der Maſſe deren Bewegung durch die Maſchine in der gewünſchten Weiſe veranlaßt. In eigenthümlicher und zweckmäßiger Weiſe iſt bei dieſer Maſchine für eine möglichſt gleichmäßige Zerkleinerung dadurch geſorgt, daß die Axe *E* ſich in ihren Lagern ein wenig verſchieben läßt. In Folge hiervon wird dieſe Axe mit der auf ihr befeſtigten Scheibe *A* ſich der feſten Scheibe *C* ſelbſtändig nähern, ſobald auf der anderen Seite zwiſchen *A* und *B* durch daſelbſt etwa eintretende gröbere Theile ein größerer Widerſtand ſich einſtellt. Durch dieſe Verſchiebung wird der Austritt durch *F* erſchwert, der Durchgang des Stoffes alſo verlangſamt, während gleichzeitig zwiſchen *A* und *B* wegen der daſelbſt ſtattfindenden größeren Preſſung ein kräftigerer Angriff der Maſſe erfolgt. Ebenſo bewirkt in dieſer Maſchine die Fliehkraft eine ſchnelle Fortführung des hinreichend zerkleinerten, alſo leicht beweglichen Stoffes, während dicke und ſchwere Faſerbündel kräftiger nach außen gedrängt werden, ſo daß dieſelben

Fig. 148.



länger in der Maſchine verbleiben, bis auch ſie hinreichend fein gemahlen ſind. Dieſe Eigenſchaften zeichnen dieſe Maſchine vortheilhaft vor denjenigen aus, in denen eine beſtimmte Menge Stoff während einer gewiſſen Zeit bearbeitet wird, ohne daß den ſchon genügend zerkleinerten Materialien die Gelegenheit zum Entweichen geboten wird, und es erklärt ſich hieraus die

Fig. 149.



größere Gleichmäßigkeit des auf dieſer Maſchine erzeugten Stoffes gegenüber dem in Holländern erzielten. Die Scheiben haben gewöhnlich 75 cm Durchmeſſer, die Axe macht 200 bis 250 Umdrehungen in der Minute und die Maſchine beanſprucht zu ihrem Betriebe 15 bis 25 Pferde.

Zu den hier betrachteten Zerkleinerungsmaſchinen, welche mit geriffelten eiſernen Mahlſcheiben arbeiten, gehört auch die nach ihrem Erfinder

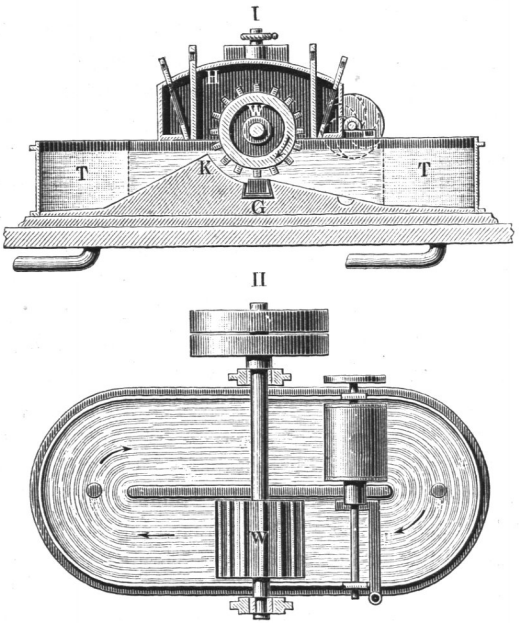
Bogardus benannte Mühle, Fig. 149 (a. v. S.). Hier sind zwei horizontale Scheiben über einander gelagert, von denen die obere *A* von der stehenden Welle *C*, auf welcher sie befestigt ist, ihre Umdrehung erhält, während die untere *B* durch die zwischen beiden Scheiben auftretenden Widerstände mitgenommen wird. Die einander zugekehrten Flächen der beiden Scheiben sind mit Stahlplatten versehen, die durch geeignete Riffelung die erforderlichen Schneiden erhalten haben. Diese Riffeln sind bei beiden Scheiben nach concentrischen Kreisen ausgeführt, und nur der innere Theil der oberen Scheibe trägt die aus Fig. II ersichtlichen spiralförmigen Furchen, welche zur Einführung und Vorarbeitung des Mahlgutes zu dienen haben. Da die untere Scheibe excentrisch zu der oberen gelagert ist, so durchkreuzen sich die Furchen der beiden Scheiben in einer großen Zahl von Punkten. Die Zuführung des Mahlgutes erfolgt aus dem Rumpfe *R* durch die mittlere Durchbrechung der oberen Scheibe, während die Abfuhr außen nach einem die Scheiben umgebenden Blechgefäße stattfindet. Die untere Scheibe ist auf einem Kugelzapfen gelagert, um ihr ein entsprechendes Anschmiegen an die obere zu ermöglichen.

Für die eigentliche Mehlbereitung haben diese Maschinen den Erwartungen nicht entsprochen, welche man anfänglich von ihnen gehegt hat, insbesondere ergaben die von Bogardus für diese Verwendung angewandten Scheiben mit eingesetzten Stahlmessern nicht eigentliches Mehl, sondern, wie zu erwarten war, nur ein zerstückeltes Getreide, welches eine Trennung der Schalen von den inneren Stärketheilchen nicht ermöglichte. Man hat daher diese Maschinen nur zum Zerkleinern von Farbstoffen, Gips, Kohlen, Salzen und ähnlichen Stoffen verwenden können. Auch zum Verreiben flüssiger Farben sind sie in Anwendung gekommen, indem hier die Zuführung durch die zu dem Ende hohl gebildete Axe geschieht, in deren Höhlung man zur besseren Abwärtsbewegung der Farbe wohl eine an der Drehung nicht Theil nehmende Schnecke anzubringen pflegt.

§. 48. **Holländer.** Zu den Maschinen, welche eine Zerkleinerung durch einzelne an einander vorübergeführte Schienen bewirken, sind auch die sogenannten Holländer zu rechnen, welche zur Darstellung des zur Papierbereitung dienenden Stoffes aus den Lumpen gebraucht werden. Diese Maschinen unterscheidet man gewöhnlich in die Halbzeug- und in die Ganzzeug-Holländer, und zwar dienen die ersteren zur Vorarbeitung, d. h. zur Auflösung der Zeugfetzen in die Fäden, während die Ganzzeug-Holländer zum Feinmahlen, d. h. zur weiteren Zertheilung der Fäden in die Fasern, gebraucht werden. Gleichzeitig mit dieser Zertheilung wird auch eine Reinigung der Masse durch ein Waschen derselben vorgenommen, welches in dem von der Sonderung handelnden Abschnitte besprochen wird, so daß es

ſich hier nur um die für die Zerkleinerung geltenden Beziehungen handelt. Bei dieſer Zerkleinerung hat man, wie bereits früher angegeben wurde, darauf beſonders zu achten, daß die Faſern thunlichſt ihre Länge beibehalten, um ein Papier von möglichſt großer Feſtigkeit zu erzielen. Aus dieſem Grunde iſt ſo viel als thunlich eine ſchneidende Wirkung der Schienen zu vermeiden, und mehr eine ſchabende Wirkung derſelben anzuſtreben, wie ebenfalls vorſtehend mit Bezug auf die Fig. 144 angeführt worden iſt. Zur Erzeugung des Ganzzeuges aus dem Halbzeuge hat man in unſerer

Fig. 150.



Zeit vielfach die in den vorhergehenden Paragraphen beſprochenen Stoffmühlen in Verwendung genommen, während für die Halbzeugbereitung aus den Hadern die Holländer noch allgemein in Anwendung ſind.

Das arbeitende Werkzeug eines Holländers iſt eine wagerecht liegende Walze *W*, Fig. 150, welche auf ihrem ganzen Umfange mit hervorragenden Stahlſchienen nach der Richtung der Axe verſehen iſt, und welche bei ihrer ſchnellen Umdrehung dieſe Schienen an den gleichartigen feſten Schienen des ſogenannten Grundwerkes *G* vorüberführt. Dieſes Grundwerk iſt in dem Boden eines Troges *T* angebracht, welcher zur Aufnahme der zu zerkleinernden Hadern dient, die mit ſo viel Waſſer eingetragen werden, daß die ganze Maſſe als ein mehr oder minder dickflüſſiger Brei betrachtet wer-

den kann. Die Schienen des Grundwerkes erſtrecken ſich immer nur über einen kleinen Theil des Walzenumfanges, und es findet auch keine eigentliche Berührung der beiderſeitigen Schienen ſtatt, weil mit einer ſolchen die zu vermeidende ſchneidende Wirkung verbunden ſein würde. Es iſt vielmehr zwiſchen den Schienen des Grundwerkes und der Trommel immer ein kleiner Zwiſchenraum vorhanden, welcher mehr oder minder weit bemeſſen werden kann, je nachdem eine mehr oder minder kräftige Zerfaſerung beabſichtigt wird. Zu dieſem Zwecke iſt die Trommel mit einer Hebevorrichtung verſehen, welche jederzeit den gewünſchten Abſtand zwiſchen den Schienen erreichen läßt und insbeſondere ein Niederlaſſen der Trommel geſtattet, wie es nach Maßgabe der allmälig eintretenden Abnutzung der Schienen erfordert wird. Neuerdings ſind auch ſolche Anordnungen angegeben worden, welche anſtatt der Walze das Grundwerk zu heben geſtatten, doch iſt deren Anwendung bisher nur eine vereinzelte geblieben.

Die zwiſchen den Schienen der Walze und des Grundwerkes befindliche Maſſe wird von den hervorſtehenden Walzenſchienen erfaßt und hinterhalb bei *K* über den Kropf, d. h. eine daſelbſt angebrachte Erhöhung des Trogbodens, geſchleudert, indem die Schienen der Walze hierbei vermöge ihrer großen Geſchwindigkeit wie die Schaufeln einer Kreiſelpumpe wirken. Hinterhalb des Kropfes fällt die durch die über die Trommel geſtülpte Haube *H* am Verſpritzen verhinderte Maſſe in den Trog zurück, während vor der Trommel neue Maſſe zwiſchen die Schienen tritt. Dieſe Wirkung geht ununterbrochen vor ſich, indem zu dieſem Behufe der Trog die aus dem Grundriſſe II erſichtliche Geſtalt eines längeren, in der Mitte durch eine Scheidewand getheilten Behälters erhalten hat, welcher eine ſtetige Bewegung der Maſſe in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung ermöglicht. Das Auftreten dieſer Bewegung der Maſſe ſetzt voraus, daß die letztere unmittelbar hinter dem Kropfe ſich um eine gewiſſe Höhe über die Oberfläche der ruhenden Maſſe erhebt, welche um ſo beträchtlicher ausfällt, je dicker die Maſſe iſt und je größere Widerſtände ſich ihrer Bewegung entgegenſetzen. Demgemäß pflegt man wohl die Wand des Troges am Kropfe am höchſten zu halten und nach dem anderen Ende hin allmälig abfallen zu laſſen.

Aus dieſer hier erläuterten Wirkungsweiſe geht zunächſt hervor, daß der von der Trommel zu überwindende Widerſtand nicht nur durch die zum Zerfaſern der Maſſe erforderliche Arbeit, ſondern in erheblichem Maße auch durch die dieſer Maſſe fortdauernd zu ertheilende Beſchleunigung hervorgerufen wird. Die zu dieſer Beſchleunigung aufzuwendende Arbeit läßt ſich etwa wie folgt beurtheilen. Iſt v die Umfangsgeſchwindigkeit der Trommel, deren äußerer Durchmeſſer d und deren Breite b ſein mag, ſo wird bei einem Hervorragen der Schienen um a und bei einer Geſammtſtärke aller im Umfange angebrachten Schienen gleich s in jeder Secunde

eine Masse von dem Volumen $V = vab\,\frac{\pi d - s}{\pi d}$ von der Trommel befördert. Da diese Masse, für welche man die gleiche Dichte γ wie für Wasser annehmen kann, die Geschwindigkeit v entsprechend einer Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ erhält, so bestimmt sich die erwähnte Arbeit in jeder Secunde zu $A = \frac{v^3}{2g}\,ab\,\frac{\pi d - s}{\pi d}\,\gamma$. Nimmt man z. B. für einen mäßig großen Holländer $d = 0{,}6\,\mathrm{m}$, $b = 0{,}6\,\mathrm{m}$, $a = 0{,}03\,\mathrm{m}$; $s = 48 . 10 = 480\,\mathrm{mm} = 0{,}48\,\mathrm{m}$ und entsprechend einer Umdrehungszahl von 200 in der Minute $v = 0{,}6 . 3{,}14\,\frac{200}{60} = 6{,}283\,\mathrm{m}$, so ergiebt sich für denselben die zur Beschleunigung der Masse allein und ohne Rücksicht auf die Zerkleinerungsarbeit und die schädlichen Widerstände erforderliche Arbeit in jeder Secunde:

$$U = \frac{6{,}283^3}{2 . 9{,}81}\,0{,}03 . 0{,}6\,\frac{3{,}14 . 0{,}6 - 0{,}48}{3{,}14 . 0{,}6}\,1000 = 169{,}5\,\mathrm{mkg}$$
$$= 2{,}26\ \text{Pferdekraft.}$$

Diese verhältnißmäßig große Arbeit wird nur zum kleinsten Theile für den Umlauf der Masse verwendet, denn da der Querschnitt des Troges überall viel größer ist, als derjenige zwischen der Trommel und dem Grundwerke, so findet auch unmittelbar hinter dem Kropfe eine entsprechende Geschwindigkeitsverminderung statt, in Folge deren nur ein kleiner Theil der aufgewendeten Arbeit zur Bewegung der Masse verfügbar bleibt. Hieraus erklären sich die hin und wieder aufgetauchten Bestrebungen, die gedachte Bewegung der Masse nicht durch die Trommel selbst, sondern durch ein besonderes langsam bewegtes Schöpfrädchen zu erzeugen, und das Grundwerk nebst der Trommel möglichst hoch zu legen.

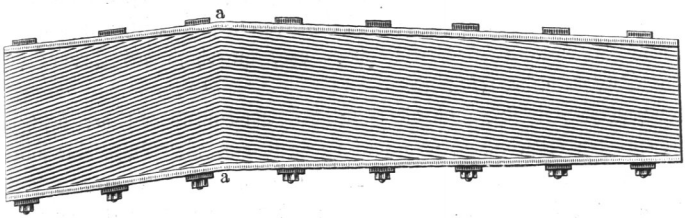
Bei der gedachten Bewegung der Masse durch den Zwischenraum zwischen Grundwerk und Walze wird es unvermeidlich sein, daß viele Fasern sich der Wirkung der Schienen gänzlich entziehen, indem sie in den Hohlräumen zwischen den Schienen der Trommel Aufnahme finden, und es ist daher ein oftmaliges Angreifen erforderlich, zu welchem Zwecke die eingetragene Masse während längerer Zeit, meistens während einiger Stunden, in dem Bottich kreisen muß. Um eine kräftigere Wirkung zu erzielen, pflegt man wohl die Schienen des Grundwerkes in geringem Grade schräg gegen die der Walze anzuordnen, um hierdurch eine bessere Schnittwirkung zu erreichen und die Arbeit zu beschleunigen, doch muß in demselben Maße das erhaltene Zeug auch kürzer ausfallen, so daß man immer nur eine geringe Neigung der der Schienen gegen die Axe anwenden darf.

Die hier gedachte poſtenweiſe Verarbeitung einer beſtimmten Stoffmenge während längerer Zeit leidet an dem grundſätzlichen Mangel einer jeden ſolchen poſtenweiſen Verarbeitung, daß die bereits genügend zerkleinerten Theile nicht rechtzeitig aus der Maſchine entfernt werden und daher leicht einem übermäßig ſtarken wiederholten Angriffe ausgeſetzt ſind, während andere Theile nicht gehörig der Zerkleinerung unterworfen werden. Schon aus dieſem Grunde muß eine merkliche Ungleichförmigkeit des erzeugten Stoffes folgen, außerdem treten bei den Holländern noch verſchiedene Umſtände der Erzielung eines gleichmäßigen Stoffes hindernd entgegen. Nimmt man an, daß die einzelnen in dem Behälter ſchwimmenden Maſſentheilchen ſich im Allgemeinen in mit den Seitenwänden parallelen Linien bewegen, wie in der Figur durch die Schraffirung angedeutet iſt, ſo erkennt man, daß die einem vollen Umlaufe entſprechenden Wege für die einzelnen Theilchen verſchieden lang ausfallen, und daß dieſelben um ſo größer ſind, je mehr das betreffende Theilchen von der Mitte des Troges entfernt bleibt. Es werden daher unter der Vorausſetzung einer überall gleichen Umlaufsgeſchwindigkeit die einzelnen Stofftheilchen um ſo häufiger zwiſchen den Schienen hindurchtreten, je näher ſie der Mitte des Troges ſich bewegen. Andererſeits iſt auch die Arbeit der Schienen nicht an allen Stellen derſelben die gleiche, die Erfahrung lehrt, daß die Wirkung von innen nach außen zunimmt, wie man an der nach außen hin größeren Abnutzung der Schienen erkennt. Insbeſondere muß dies der Fall bei allen denjenigen Holländern ſein, bei denen zum Heben und Senken der Walze nur das eine der Walze zunächſt gelegene Lager mit einer Heblade verſehen iſt, während das andere Lager feſt liegt. Bei dieſer Anordnung, welche allerdings bei allen beſſeren Ausführungen durch die Anbringung von Hebladen auf beiden Seiten behufs paralleler Hebung und Senkung erſetzt iſt, wird der Stoff in den nach außen gelegenen Theilen kräftiger bearbeitet als in den nach innen gelegenen. Da nun, wie bemerkt wurde, der Stoff um ſo häufiger der Bearbeitung unterworfen iſt, je mehr derſelbe der Mitte genähert iſt, ſo findet hiernach die Zerkleinerung im Holländer in der Weiſe ſtatt, daß die mehr nach innen befindlichen Theile einer häufigeren aber weniger kräftigen Bearbeitung unterworfen werden, während umgekehrt die Bearbeitung um ſo ſeltener, aber dafür um ſo kräftiger ſtattfindet, je weiter die Theilchen nach außen befindlich ſind. Wenn auch in Folge dieſes Verhaltens eine gewiſſe Ausgleichung in Betreff der Mahlarbeit erzielt wird, ſo muß doch der erzeugte Stoff in Hinſicht ſeiner Faſerlänge ſehr verſchieden ausfallen, indem das Material in den inneren Theilen des Holländers vermöge der ſchonenderen Behandlung eine größere Faſerlänge behalten wird, als in den nach außen gelegenen Theilen, wo die kräftigere Einwirkung die Erzeugung eines kurzen Stoffes

zur Folge haben muß. Man erkennt hieraus, von welcher Wichtigkeit ein fleißiges Umrühren der Masse für die Gleichförmigkeit des erzeugten Stoffes ist.

Wenn man, wie oben angegeben, die Schienen des Grundwerkes nicht parallel der Trommelaxe, sondern gegen dieselbe unter einer gewissen Neigung anordnet, so pflegt man dieselben so zu legen, daß vermöge ihrer schrägen Richtung der Stoff von innen nach außen gedrängt wird, um hierdurch ebenfalls eine gewisse Ausgleichung in der Häufigkeit des Durchganges zwischen den Schienen innen und außen zu erlangen. Auch hat man den Schienen des Grundwerkes vielfach die geknickte Gestalt gegeben, wodurch die sogenannten Ellbogengrundwerke entstehen. Die Schienen sind hierbei nach einem stumpfen Winkel geknickt und so eingesetzt, daß der in der Mitte befindliche Scheitel der ankommenden Masse entgegensteht, so daß hierdurch die Masse von der Mitte des Grundwerkes nach beiden Seiten hingetrieben wird. Ein eigenthümliches Grundwerk ist das von

Fig. 151.



Nugent und Coghlan[1]) gebrauchte, in Fig. 151 zur Darstellung gebrachte. Hier sind die Schienen ebenfalls wie bei den vorgedachten Ellbogengrundwerken nach einem stumpfen Winkel ausgeführt, dessen Scheitel in der Bewegungsrichtung vorsteht, jedoch liegt dieser Scheitel *a* hier näher dem äußeren Ende der Schienen. Außerdem nimmt die Anzahl der Schienen oder die Breite der wirkenden Fläche von innen nach außen hin zu, um so eine gewisse Ausgleichung der außen weniger häufig auftretenden Wirkung zu erhalten. Auch hat man die Schienen des Grundwerkes zickzackförmig mit abwechselnd ein- und ausspringenden Winkeln ausgeführt, wodurch zwar eine sehr lebhafte Schneidwirkung und daher eine große Leistungsfähigkeit erzielt wird, doch wird darunter die Güte des Zeuges leiden müssen. Bei solchen Schienen hat sich gezeigt, daß die der Bewegung der Walzenschienen entgegengerichteten Ecken dieser Zickzackschienen Rillen in die Walzenschienen einschleifen, so daß man, um diesem Uebelstande zu begegnen, genöthigt gewesen ist, der Walze durch ein zu diesem Zwecke an-

[1]) C. Hofmann, Handbuch der Papierfabrikation.

geordnetes kleines Kurbelgetriebe eine langſam hin- und hergehende Bewegung zu ertheilen.

Das Heben und Senken der Walze geſchah bei den älteren und geſchieht auch jetzt noch vielfach bei den in Gebrauch befindlichen Holländern durch die einſeitige Bewegung nur des einen Axenlagers, das zu dem Zwecke auf einen einarmigen Hebel gelegt iſt, deſſen freies Ende durch eine Schraube bewegt werden kann. Wegen der Neigung, welche hierbei die Axe der Walze gegen den Horizont annimmt, ſind die Schalen des anderen von der Walze abgewandten Lagers in geringem Maße drehbar zu machen. Dieſe Einrichtung einer einſeitigen Hebung und Senkung der Axe leidet an dem großen Uebelſtande, daß die verſchiedenen Punkte der Walze in dem Verhältniſſe ihrer Entfernung von dem feſten Lager verſchieden verſtellt werden, was nicht nur eine einſeitige Abnutzung der Schienen, ſondern auch einen ungleichen Abſtand der Walze von den Schienen des Grundwerkes und damit eine ungleiche Zerkleinerung des Stoffes zur Folge hat. Aus dieſem Grunde hat man daher die Hebevorrichtung meiſtens dahin verbeſſert, daß man beide Lager der Axe um gleiche Beträge hebt und ſenkt, zu welchem Ende beiderſeits Schraubenſpindeln angeordnet werden, deren gleichzeitige und übereinſtimmende Bewegung durch eine ober- oder unterhalb des Troges angebrachte Querwelle bewirkt wird.

In neuerer Zeit ſind auch die Holländer, abweichend von der beſchriebenen bisherigen Anordnung, ſo gebaut worden, daß die Walze eine aufrecht ſtehende Lage erhalten hat, und um dieſelbe herum eine größere Anzahl (ſechs bis acht) Grundwerke geſtellt ſind; die praktiſche Brauchbarkeit dieſer Anordnungen muß aber noch bewieſen werden [1]).

Die Größe der Holländer iſt ſehr verſchieden. Während man in Amerika den größeren Holländern von 200 bis 500 kg Inhalt des trocken gedachten Stoffes den Vorzug giebt, ſind in Deutſchland vielfach kleinere Holländer in Gebrauch, deren Faſſung in der Regel zwiſchen 50 und 150 kg gelegen iſt. Demgemäß ſind auch die Durchmeſſer der Walzen verſchieden, etwa zwiſchen 0,6 und 1,2 m, und es ſchwanken die Umdrehungszahlen zwiſchen 120 und 200 in der Minute, ſo daß die größeren Umdrehungszahlen den kleineren Durchmeſſern angehören und umgekehrt. Der Kraftverbrauch ſchwankt dem entſprechend ſehr bedeutend; die folgende Tabelle [2]) kann als ungefährer Anhalt dienen:

---

[1]) D. R.-P. Nr. 3538; D. R.-P. Nr. 4772.

[2]) Fiſcher in Zeitſchr. d. Ver. deutſch. Ing. 1886.

Stoffgehalt des Holländers	Arbeitsbedarf	Durchmesser der Walze
kg	Pfdkr.	m
115	16,25	0,75
180	21,30	0,85
225	24,35	0,90
360	30,45	1,05
455	34,50	1,15

In Betreff des Stoffinhaltes giebt Fischer nach der Papierzeitung 1884, S. 773 an, daß man für 1 cbm Raum des Ganzzeugholländers 48 kg trockenes Papier rechnen solle und daß die folgende Tabelle einen ungefähren Anhalt bieten könne:

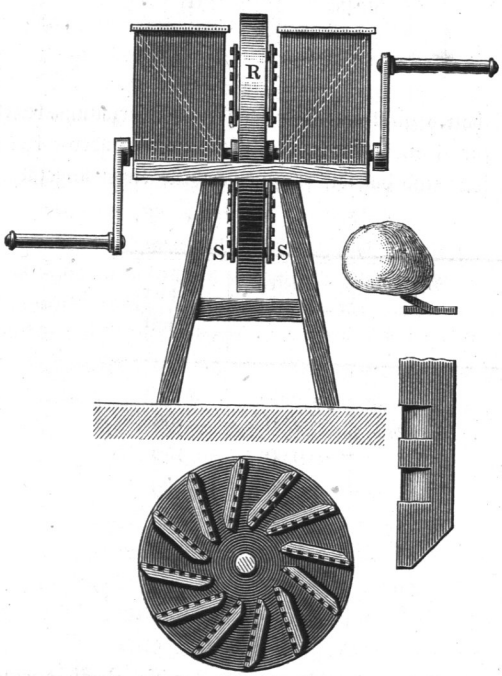
Länge	Breite	Tiefe	Papier-inhalt
des Holländers			
m	m	m	kg
3,0	1,5	0,60	100
3,6	1,8	0,60	150
4,2	2,1	0,60	200
4,8	2,4	0,60	250
5,4	2,7	0,75	375
6,0	3,0	0,75	475

Reiben. Mit diesem Namen bezeichnet man gewisse Zerkleinerungs- §. 49.
maschinen, welche aus Wurzelfrüchten, insbesondere aus Kartoffeln und Rüben, eine breiartige Masse erzeugen. Der Name rührt daher, daß die Wirkungsweise dieser Maschinen an diejenige der einfachen, als Reibeisen bekannten Küchengeräthe erinnert, obwohl die betreffende Zerkleinerung nicht eigentlich durch ein Zerreiben erfolgt, vielmehr sich besser mit der Wirkung der bekannten Raspeln vergleichen läßt, wie sie zur Bearbeitung von Holz und Horn gebraucht werden. Daher dürften diese Maschinen nach H. Fischer eher den Namen Raspelmühlen verdienen.

Die Zerkleinerung erfolgt nämlich in diesen Maschinen durch die schnelle Umdrehung gewisser Flächen, die mit vielen scharfen Zähnen nach Art der

Raſpeln beſetzt ſind, und gegen welche die zu zerkleinernden Früchte gepreßt werden. Dieſe hervorſtehenden Zähne dringen in Folge des Druckes in den zu zerkleinernden Stoff ein und ſchieben bei ihrer Bewegung entſprechende kleine Späne von dem feſtgehaltenen Körper ab, etwa in derſelben Art, wie bei dem Schleifen des Holzes zu Papierzeug die Körnchen des Schleifſteines die Holztheilchen abſchieben. Die Wirkung der Zähne iſt alſo nicht eine *ſchneidende* wie bei den Meſſern, ſondern eine *ſchabende*, durch welche die Schubfeſtigkeit des Stoffes zu überwinden iſt. Die beſagten Zähne ſelbſt können in verſchiedener Weiſe hergeſtellt ſein, entweder durch Aufhauen der in Anwendung kommenden Stahlſchienen oder Stahlſcheiben, wie dies bei den erwähnten Raſpeln geſchieht, oder durch Verbindung vieler Sägeblätter. Die letztgedachte Anordnung war insbeſondere bei den *Rübenreiben* allgemein in Gebrauch, welche man früher in den Zuckerfabriken anwandte, während man aufgehauene Reibebleche zur Zerkleinerung der Kartoffeln behufs Herſtellung von Stärke und zur Bereitung des Viehfutters gebraucht. Ein Unterſchied iſt ferner zu bemerken in Hinſicht der Form der arbeitenden Flächen. Für die Landwirthſchaft ordnet man wohl die Zähne auf ebenen Scheiben an, wie die Fig. 152 erkennen läßt, welche eine Wurzelreibe von *Buſhe* und *Barter*[1]) vergegenwärtigt. Das durch Handkurbeln von Arbeitern gedrehte Schwungrad *R* trägt auf jeder Seite eine eiſerne Scheibe *S*, welche mit 12 Stahlſchienen beſetzt iſt, die durch Aufhauen mit den erfor-

Fig. 152.



[1]) *Hamm*, Die landw. Ger. u. Maſch. Englands.

derlichen Zähnen verſehen wurden. Demgemäß findet die Arbeit auch auf beiden Seiten ſtatt, und es erfolgt die Zuführung der Wurzeln auf jeder Seite aus einem Rumpfe, auf deſſen geneigter Bodenfläche das Herabgleiten ſtattfindet. Selbſtredend kann dieſe Maſchine wegen der mäßigen Geſchwindigkeit der Scheiben nur eine geringe Menge zerkleinern.

Für größere Leiſtungen bringt man die arbeitenden Zähne in der Regel auf dem Umfange einer Walze an, welche auf einer liegenden Welle befeſtigt, ſehr ſchnell, und zwar mit 800 bis 1000 Umdrehungen in der Minute bewegt wird. Bei den Kartoffelreiben der Stärkefabriken ſind dieſe Walzen mit aufgehauenen Stahlſchienen dicht beſetzt, und die Kartoffeln, welche aus einem Rumpfe herabfallen, werden durch ihr Eigengewicht gegen die Walze gepreßt. Die in Zuckerfabriken gebräuchlichen Reiben dagegen erhalten auf der ebenfalls liegend angeordneten Trommel eine größere Anzahl von Sägeblättern, welche in der Axenrichtung angebracht und von einander durch Zwiſchenlagen von Holz getrennt ſind, ſo daß nur die Zähne aus dem Walzenumfange herausragen. Bei dieſen Maſchinen geſchieht das Andrücken der Rüben durch Stößer oder Kolben, welche vermöge der ihnen durch Kurbeln oder Daumen ertheilten hin- und hergehenden Bewegung die aus einem Rumpfe niederfallenden Wurzeln gegen die Reibwalze preſſen.

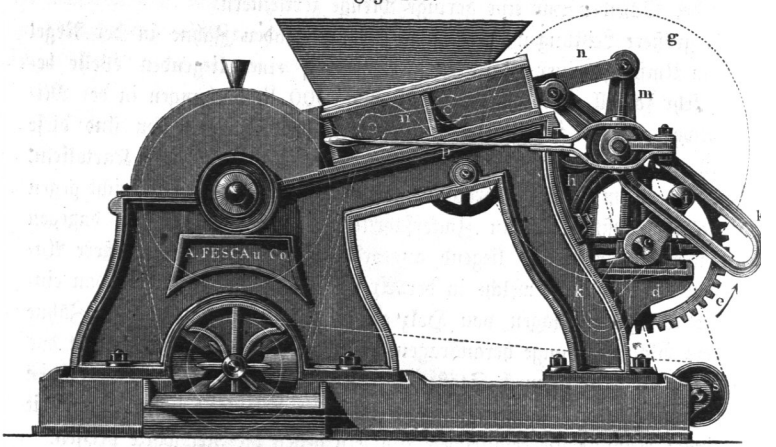
In Fig. 153 und 154 (a. f. S.) iſt eine ſolche, dem Werke von Otto[1]) entnommene Reibe für Zuckerrüben aus der Fabrik von Fesca dargeſtellt. Gegen die mit zwei Beſätzen von Sägeblättern aa verſehene Walze A werden die aus dem Rumpfe zufallenden Rüben durch die beiden Stößer n angepreßt, welche ihre Bewegung von den beiden entgegengeſetzt geſtellten Kurbeln einer Welle c durch Vermittelung der Hebel mk erhalten. Da hierbei die Reibtrommel nur während des Vorganges der Stößer zur Wirkung kommt, ſo hat man zur Vergrößerung der Leiſtung und beſſeren Ausnutzung der Maſchine die Anordnung ſo getroffen, daß der Rückgang der Stößer mit größerer Geſchwindigkeit erfolgt, als der Vorwärtsgang. Das hierzu unter Verwendung der geſchlitzten Hebel k angewandte Getriebe iſt aus Th. III, 1 als das der oscillirenden Kurbelſchleife bekannt. Der Betrieb der Kurbelwelle c erfogt von der Axe der Riemſcheibe g aus durch ein in das auf c ſitzende größere Zahnrad e eingreifendes Getriebe, von derſelben Axe erhält die Vorgelegswelle s durch einen Riemen ihre Bewegung, um durch einen zweiten auf die Scheibe r gehenden Riemen die Rührwelle q in Umdrehung zu ſetzen, deren Rührarme in Folge ihrer Schneckenſtellung den gelieferten Brei ſeitlich aus der Maſchine herausbefördern.

Dieſer Art des Anpreſſens durch abwechſelnd wirkende Stößer haftet der

[1]) Lehrbuch der rationellen Praxis der landwirthſchaftlichen Gewerbe von Dr. Fr. Jul. Otto. 1860 bis 1862.

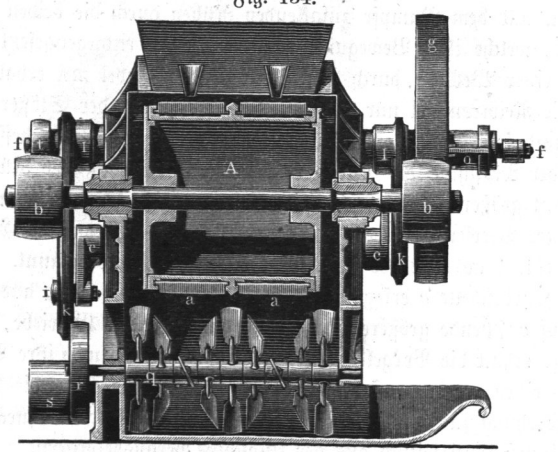
Uebelſtand an, daß die Trommel zeitweiſe, nämlich während des Rückganges der Stößer, außer Wirkſamkeit kommt. Um dieſen Mangel zu beſeitigen, hat man daher einen ſtetigen Andruck der Rüben in verſchiedener Weiſe zu

Fig. 153.



erreichen geſucht. Am einfachſten iſt dies von Robert dadurch erzielt, daß die Rüben durch einen hohen Rumpf zur Trommel geführt werden, ſo

Fig. 154.

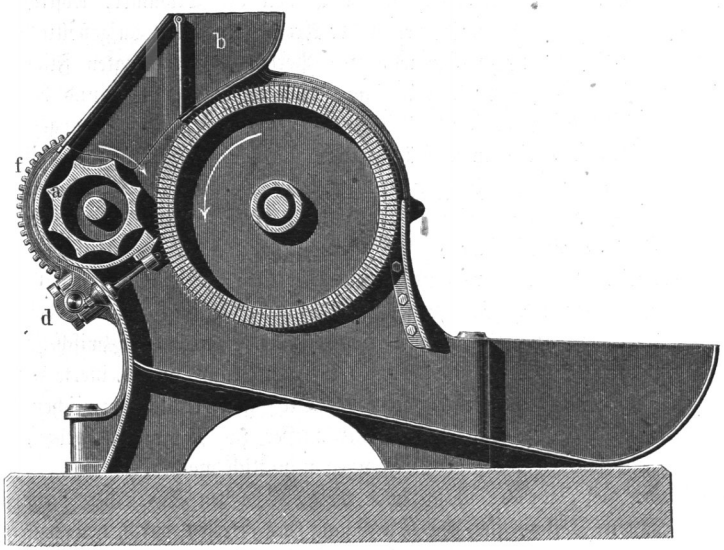


daß ihr Eigengewicht den erforderlichen Druck erzeugt. Dagegen wendet Kluſemann eine mit Riffeln oder Aushöhlungen verſehene Speiſewalze *a*, Fig. 155, an, durch deren langſame Drehung die aus dem Rumpfe herniederfallenden Rüben ununterbrochen gegen die Reibtrommel gedrückt wer-

den. Man erſieht aus der Figur, wie die unter der Speiſewalze befindliche Schiene durch Schrauben genau gegen die Reibtrommel geſtellt werden kann, damit der Zwiſchenraum zwiſchen ihr und der Reibtrommel möglichſt klein und in der ganzen Breite von gleicher Größe ſei, wie es zur guten Arbeit der Reibe unbedingt erforderlich iſt. Daß zur Erreichung deſſelben Zweckes nicht nur eine genaue Cylinderform der Reibtrommel, ſondern auch eine ſehr ſichere Lagerung der ſchnell umlaufenden Axe unerläßlich iſt, ergiebt ſich von ſelbſt.

Die erzeugte Maſſe, welche wegen der in ihr enthaltenen Flüſſigkeit, ſowie wegen des meiſtens noch zugeführten Waſſers als ein leicht beweglicher

Fig. 155.



Brei auftritt, ſammelt ſich in dem die Reibtrommel umgebenden Kaſten an, wobei die durch die ſchnelle Umdrehung hervorgerufene Fliehkraft weſentlich dahin wirkt, die von den Zähnen mitgeriſſenen Maſſentheilchen nach außen zu treiben. Der Durchmeſſer einer ſolchen Sägeblattwalze beträgt etwa 0,6 m und ihre Länge 0,36 bis 0,42 m. Man läßt die Walze 800 bis 1000 Umdrehungen in der Minute machen und pflegt auf eine Pferdekraft täglich 10000 bis 12500 kg Rüben zu rechnen.

Da die Sägezähne ſich durch den Gebrauch ein wenig zurückzubiegen pflegen, wodurch ihre Wirkungsfähigkeit weſentlich beeinträchtigt wird, ſo hat man wohl die Anordnung ſo getroffen, daß die Axe der Trommel auf beiden Seiten mit Riemſcheiben verſehen iſt, um eine Wendung derſelben

vornehmen zu können, ſo daß die nun nach vorn gebogenen Zähne eine vortheilhaftere Wirkung ausüben. Wenn man andererſeits vorgeſchlagen hat, die Sägeblätter in gegen die Axe geneigter Lage auf der Trommel zu befeſtigen, um die Zähne möglichſt mit einer Kante anſtatt mit der vollen Breite zur Wirkung zu bringen, ſo dürfte der hiermit erlangte Vortheil bei der geringen Widerſtandsfähigkeit des verarbeiteten Stoffes wohl kaum die Nachtheile der erſchwerten Herſtellung der Trommel aufwiegen.

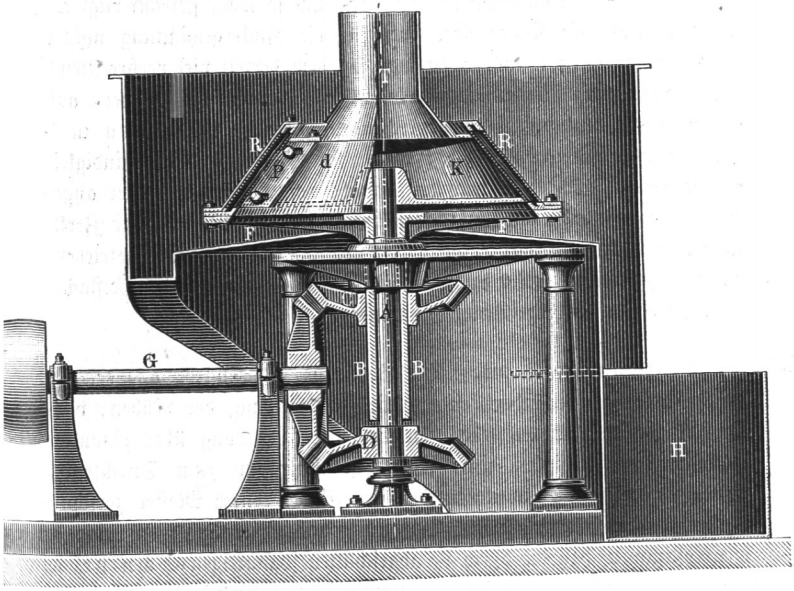
Von den vorſtehend beſprochenen Reiben iſt die von Kelbe[1]) angegebene weſentlich verſchieden. Bei dieſer Anordnung iſt die hohle Reibwalze aufrecht ſtehend und undrehbar befeſtigt; die Sägezähne ſtehen nach innen vor, die aus einem Rumpfe niederfallenden Rüben gelangen durch eine Oeffnung in der Mitte der oberen Stirn in das Innere der Trommel, woſelbſt ſie durch eine mit Flügeln verſehene, in der Axe der Trommel aufgeſtellte Welle in ſchnelle Umdrehung verſetzt werden. Vermöge der erzeugten Fliehkraft werden die Rüben gegen den Umfang der Trommel gepreßt und bei der ſchnellen Bewegung an den nach innen vorſtehenden Sägezähnen abgeſchabt. Die zwiſchen den einzelnen Sägeblättern im Trommelumfange belaſſenen ſchlitzförmigen Durchbrechungen geſtatten dabei dem Brei den Durchgang nach außen, wo er durch ein Rohr abgeführt werden kann. Als ein beſonderer Vortheil dieſer Bauart wird hervorgehoben, daß die Leiſtung eine größere ſein ſoll, weil der ganze Umfang der Trommel wirkſam gemacht iſt, und daß der erzeugte Brei von gleichmäßigerer Feinheit iſt, als bei den Reiben der vorſtehend beſprochenen Art, bei denen durch den Zwiſchenraum zwiſchen den Sägezähnen und der feſten Platte leicht unzerkleinerte Stückchen der Wurzeln mitgeriſſen werden. Die Zwiſchenräume zwiſchen den Sägen werden bei 26 cm Trommeldurchmeſſer zu 1,5 mm angegeben, die Flügelwelle ſoll dabei 800 Umdrehungen minutlich machen.

Da bei dieſer Kelbe'ſchen Reibe die zwiſchen den Sägen der Trommel angebrachten Schlitze für den Durchgang des Breies durch den letzteren leicht verſtopft werden, ſo hat Thieme[2]) die Reibe dahin abgeändert, daß auch der Reibetrommel eine Drehung ertheilt wird, und zwar in der zu der Drehung der Rüben entgegengeſetzten Richtung, um durch die ſolchergeſtalt auf den Brei wirkſame Fliehkraft ein beſſeres Entfernen deſſelben herbeizuführen. Die Schlitze fallen hierbei ganz fort, indem die Reibetrommel die Form eines oben und unten offenen Kegelmantels R, Fig. 156, erhalten hat, durch deſſen obere Oeffnung die Rüben zugeführt werden, während die abgeſchabten Theilchen durch die Wirkung der Fliehkraft an der inneren Kegelfläche entlang nach unten aus der Trommel heraus in den Sammel-

[1]) Dingler, März 1867, S. 351. [2]) Polytechn. Centralbl. 1870, S. 147; Zeitſchr. d. Ver. deutſch. Ing. 1871, S. 263.

kaſten getrieben werden. Die kegelförmige Reibetrommel *R* iſt mittelſt einiger Arme auf der Röhre *B* befeſtigt, welche durch das Kegelrad *C* von der Betriebswelle *G* in Umdrehung geſetzt wird. Ein anderes Kegelrad *D* vermittelt die entgegengeſetzte Umdrehung der dieſe Röhre durchſetzenden ſtehenden Welle *A*, deren oberes Ende den Zuführtrichter *T* trägt, welcher ſonach an der Umdrehung der Welle *A* theilnimmt. Dieſer Zuführtrichter geht im Innern der Reibetrommel in einen trapezförmigen Kaſten *K* über, welcher unten und in der ganzen Breite geſchloſſen, dagegen an den Stirnenden, wo er an die Reibetrommel herantritt, offen iſt, um die von oben durch den

Fig. 156.



Trichter zugeführten Wurzeln der Einwirkung der Sägezähne auszuſetzen. An jeder dieſer beiden Durchgangsöffnungen des beſagten Kaſtens iſt die rückwärts gelegene Kante mit einer verſtellbaren Schiebeplatte *P* verſehen, welche möglichſt dicht an die Reibetrommel herangeſtellt werden kann, um das Hindurchtreten noch unzerkleinerter Wurzelſtückchen zu verhindern. Das Entweichen des gebildeten Breies geſchieht, wie ſchon bemerkt, entlang der inneren Kegelfläche nach dem nach außen abfallenden Boden *F* und in den Sammelbehälter *H*.

Für die Wirkung der Zähne iſt hier natürlich die gegenſätzliche Bewegung, d. h. die Summe der Bewegungen der Trommel und der Kaſtenmündungen maßgebend, ſo daß man jeden dieſer Theile nur halb ſo ſchnell

zu drehen braucht, als die Trommel der Kelbe'ſchen Reibe. Dagegen muß die weniger einfache Einrichtung dieſer Maſchine als ein Nachtheil erſcheinen, insbeſondere wird die Nothwendigkeit, die beiden Axen *A* und *B* nach entgegengeſetzten Richtungen umdrehen zu müſſen, mancherlei Uebelſtände im Gefolge haben, denn, wenn man auch die für den vorliegenden Zweck unvortheilhaften Kegelräder durch Riemen wird erſetzen können, ſo bleibt doch der Nachtheil beſtehen, daß die hohle Welle *B* des Reibkegels in einer großen Ringfläche unterſtützt werden muß, womit eine bei ſchneller Umdrehung erhebliche Reibung verbunden iſt.

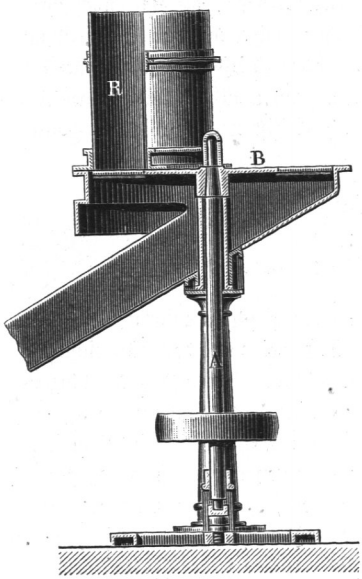
Die ſonſt noch an derartigen Maſchinen vorgenommenen Abänderungen ſollen nicht näher beſprochen werden, was um ſo mehr gerechtfertigt erſcheinen dürfte, als die Rübenreibe heute für die Zuckergewinnung nicht mehr die Bedeutung hat wie früher, da man bei dem derzeit viel verbreiteten Auslaugeverfahren die Rüben nicht mehr in Brei verwandelt, ſondern auf den im nächſten Paragraphen zu beſprechenden Schnitzelmaſchinen in kleine Stücke von beſtimmter Form ſchneidet. In Betreff der Geſchwindigkeit der Reibmaſchinen möge nur noch die Angabe von H. Fiſcher hier angeführt werden, wonach man die Umfangsgeſchwindigkeit der Raſpeln zur Zerkleinerung von Kartoffeln oder dergl. bis zu 55 m in der Secunde getrieben hat, und zum Zerreiben von 1 kg Kartoffeln an denſelben eine Raſpelfläche von 17 bis 38 qm vorbeigeführt werden muß.

§. 50. **Schnitzelmaſchinen.** Die Bereitung des Zuckers aus den Rüben durch Auslaugen erfordert eine ſolche Zerkleinerung der Rüben, vermöge deren kleinere Stücke entſtehen, die bei ihrer Lagerung über einander der auslaugenden Flüſſigkeit hinreichende Zwiſchenräume zum Durchtritte geſtatten. Zu dieſem Zwecke werden die Rüben durch Meſſer zerſchnitten, welche zwar von verſchiedener Anordnung und Bewegung ſind, aber darin übereinſtimmen, daß die durch ſie abgeſchälten ſpanartigen Schnitzel durch Oeffnungen hindurchtreten, welche unmittelbar hinterhalb der Meſſer angebracht ſind, etwa ſo wie dies bei dem bekannten Gurkenhobel der Küchen der Fall iſt. Die Zerkleinerung iſt thatſächlich ein Hobeln, inſofern es ſich hierbei um die Erzeugung von Stücken einer ganz beſtimmten Geſtalt und nicht um eine Zerkleinerung überhaupt in Bruchſtücke von ganz beliebiger Form handelt. Demnach würden dieſe Maſchinen eigentlich der im folgenden Capitel zu behandelnden Gruppe von Maſchinen zur Zertheilung beizuzählen ſein, doch mögen ſie hier im Anſchluſſe an die Reiben wegen des verwandten Zweckes beſprochen werden.

Bei allen dieſen Maſchinen wird die Wirkung des Meſſers durch drehende Bewegung erzielt, doch kann man dabei einen Unterſchied machen, je nachdem dieſe Drehung den Meſſern oder den Rüben ertheilt wird. Die erſtere

Anordnung bewegter Meſſer iſt die gebräuchlichere; dabei müſſen die Rüben ſelbſt möglichſt feſtgehalten werden, wenn man auf die Erzielung von Schnitzeln einer beſtimmten Form rechnen will. Es genügt zu dieſem Zwecke nicht, wie bei den vorgedachten Reiben, daß man die Rüben nur mit einem beſtimmten Drucke gegen die Meſſer preſſe, ſondern man muß für eine thunlichſt ſichere Lage ſorgen und namentlich jedes Tanzen der Rüben zu vermeiden ſuchen, wie ein ſolches vermöge der Geſtalt der Rüben ſich leicht einſtellt und beſonders beobachtet wird, wenn das Meſſer an verſchiedenen Punkten der Rübe mit verſchiedener Geſchwindigkeit ſich vorüber bewegt. Dies iſt namentlich der Fall bei denjenigen Maſchinen, bei denen die Meſſer auf einer ebenen Scheibe angebracht ſind, weniger findet es ſtatt, wenn die Meſſer in einem Kegelmantel angeordnet werden, während Maſchinen mit cylindriſchen Meſſertrommeln in allen Punkten gleiche Geſchwindigkeit der Meſſer zeigen. Zum Feſthalten der Rüben wird ein feſtes Gegenmeſſer verwendet, welches möglichſt nahe an die vorbeiſtreifenden Meſſer geſtellt wird, um auch den kleinſten Rübenſtücken noch eine Stütze zu bieten. In Betreff der Ausführung ſind die Maſchinen ſehr verſchieden, je nachdem die Meſſer an einer ebenen Scheibe, einem Kegelmantel oder an einer cylindriſchen Walze angebracht werden, und je nachdem die Axe der Meſſer liegend oder ſtehend aufgeſtellt wird.

Fig. 157.



Eine Schnitzelmaſchine mit wagerecht geſtellter Meſſerſcheibe iſt die durch Fig. 157 angedeutete Maſchine von Wannieck in Brünn[1]). Die auf der ſtehenden Welle *A* befeſtigte Scheibe *B* trägt eine Anzahl von radial geſtellten Meſſern mit den hinter denſelben befindlichen Schlitzen, durch welche die Schnitzel hindurchtreten, ſo wie ſie bei der Umdrehung der Scheibe durch die Meſſer von den Rüben abgeſchält werden, die in den über der Scheibe feſten Rumpf *R* eingebracht werden. Der Andruck erfolgt hier durch das

[1]) D. R.-P. Nr. 8958.

Eigengewicht der Rüben, und man muß, um die feſte Lage derſelben möglichſt zu ſichern, den Rumpf immer voll halten.

Aehnlich der in Fig. 152 dargeſtellten Wurzelreibe iſt die Maſchine von Beyer[1]) zur Erzeugung von Seifenſpänen eingerichtet. Dieſelbe iſt mit zwei ebenen Meſſerſcheiben auf derſelben liegenden Welle verſehen, ſo daß auf jeder Seite das Abtrennen von Spänen von den Seifenriegeln erfolgen kann, die auf die geneigten Zuführrinnen gelegt werden. Jede Meſſerſcheibe trägt hierbei ſechs Meſſer, von denen die Schneiden abwechſelnd gerade und zickzackförmig geſtaltet ſind. In Folge dieſer Meſſeranordnung ſchneidet immer ein gezahntes Meſſer eine Anzahl von Streifchen aus dem Seifenriegel heraus, ſo daß an dem Ende des letzteren hervorragende Rippen entſtehen, welche durch das hierauf folgende gerade Meſſer abgeſchält werden. Eine derartige Anordnung von zweierlei Meſſern, die ſich durch ihre Form oder Stellung von einander unterſcheiden, wird bei den Schnitzelmaſchinen häufig gefunden, und man bezeichnet dieſe Meſſer als ſolche mit halbem Schnitt. Von der Wirkung derſelben kann man ſich mittelſt der Fig. 158 eine deutliche Anſchauung verſchaffen. Es iſt nämlich vielfach gebräuchlich,

Fig. 158.

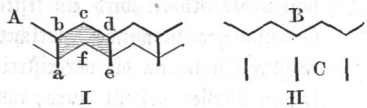
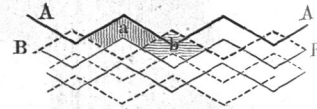


Fig. 159.



den Schneiden der Schnitzelmaſchinen die Dachrippenform, *A* Fig. I, zu geben, um durch dieſe Schneiden Schnitzel von der Querſchnittsgeſtalt *abcdef* zu erhalten, wie eine ſolche für den Zweck des Auslaugens vortheilhaft iſt. Da nun die Darſtellung nicht nur, ſondern vorzugsweiſe die dauernd gute Erhaltung ſolcher gerippten Schneiden mit Schwierigkeiten verbunden iſt, ſo kann man jedes dieſer Meſſer erſetzen durch zwei andere *B* und *C*, und es iſt klar, daß das Meſſer *C* zum Vorarbeiten dienen wird, indem daſſelbe nur ein Einſchneiden der Rüben durch die ſcharfen Rippen bewirkt, worauf das folgende Meſſer *B* vermöge ſeiner Zickzackform ein Abſchälen der Schnitzel vornimmt. Die beiden Meſſer *B* und *C* in Fig. II wirken daher zuſammen nur ſo viel wie das einzige Meſſer *A* in Fig. I.

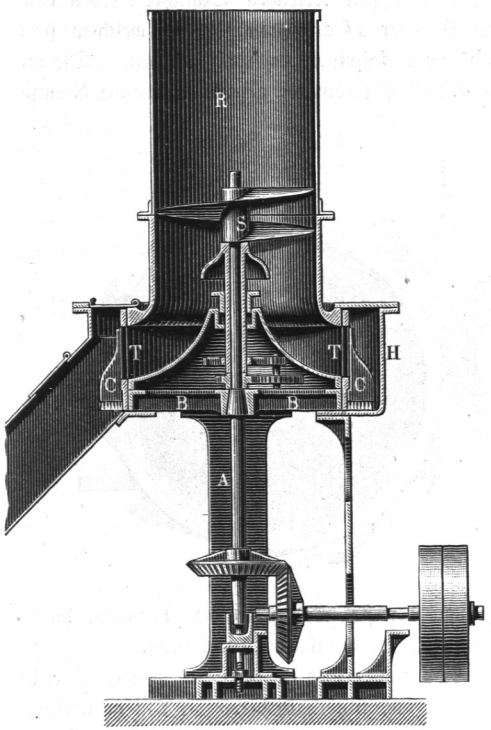
Daß man auch bei übereinſtimmender Form der Schneiden durch entſprechende Stellung derſelben gegen einander daſſelbe erreichen kann, wird aus Fig. 159 deutlich. Hier ſind zwei zickzackförmige Meſſer *A* und *B* von gleicher Form verwendet, welche gegen einander um die halbe Theilung verſetzt ſind. Es iſt klar, wie durch die auf einander folgenden Wirkungen dieſer Meſſer Schnitzel von der durch die Schraffirung erſichtlich gemachten

[1]) Dingler 1881, Bd. 239, S. 463.

Form erzeugt werden, und zwar werden die Schnitzel *a* durch das Meſſer *A* und die Schnitzel *b* durch dasjenige *B* abgeſchält.

Wie ſchon oben bemerkt wurde, haben die Scheibenmaſchinen den Uebelſtand, daß die verſchiedenen Punkte des Meſſers verſchiedene Geſchwindigkeit haben. Dies zu vermeiden, hat man die Meſſer in dem Umfange einer geraden Trommel angebracht. Wenn hierbei die Schneiden an dem äußeren Umfange der Trommel befindlich ſind, die gebildeten Schnitzel alſo nach dem Inneren der Trommel abgeführt werden müſſen, ſo ſetzt ſich dieſer Abführung die Fliehkraft hindernd entgegen, welche in dem Schnitzel rege gemacht wird, ſobald daſſelbe nach geſchehener Abtrennung in den hinter dem Meſſer befindlichen Schlitz getreten iſt und an der Umdrehung der Trommel theilnimmt. Aus dieſem Grunde müſſen diejenigen Maſchinen beſſer erſcheinen, welche die Meſſer in dem Innern der Trommel enthalten, weil bei ihnen die erwähnte Fliehkraft eine Beförderung der Abführung bewirkt. Bei einer Maſchine von Wannieck[1]) iſt die Axe der Meſſertrommel liegend angeordnet und die Rüben gelangen aus einem ſeitlich angebrachten Rumpfe in das Innere der Trommel, woſelbſt ſie in dem unteren Theile derſelben der Wirkung der Meſſer ausgeſetzt ſind.

Fig. 160.

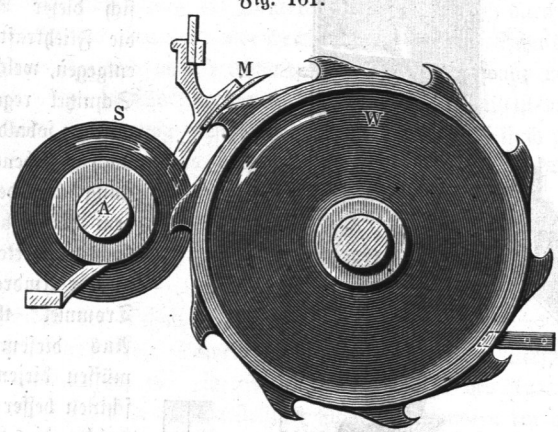


Dagegen findet bei der Maſchine von Rasmus[2]), Fig. 160, das Schneiden auf dem ganzen Umfange der Meſſertrommel ſtatt, welche hier auf der ſtehenden Welle *A* durch das Armkreuz *B* befeſtigt iſt. Die aus

[1]) D. R.-P. Nr. 8393. [2]) D. R.-P. Nr. 21784.

dem feſtſtehenden Rumpfe *R* herabfallenden Rüben werden durch den kegelförmigen Boden nach außen gegen die Meſſer der Trommel *T* geführt, und zwar dient die Schraube *S* zur Vergrößerung des durch das Eigengewicht der Rüben ausgeübten Druckes. Damit hierbei die im Inneren befindlichen Rüben an der Umdrehung verhindert ſind, iſt der Boden mit vier radialen feſten Rippen verſehen, an denen verſtellbare Gegenmeſſer angebracht ſind, die bis nahe an die Meſſertrommel herangerückt werden können. Die durch die Schlitze der Trommel nach außen tretenden Schnitzel werden von dem die Trommel umgebenden Behälter *H* aufgenommen, in welchem ſie durch kreiſende Bürſten *C* nach der Abfallrinne befördert werden. Die mittelſt einer Röhre auf die Axe der Meſſertrommel geſetzte Schraube *S* empfängt

Fig. 161.



ihre langſame Bewegung von der ſtehenden Axe der Trommel durch ein doppeltes Rädervorgelege von leicht erkennbarer Anordnung.

Gegenüber dieſer Maſchine mit bewegten Meſſern wendet Barbet[1]) eine feſtſtehende Meſſertrommel an, innerhalb deren die von oben einfallenden Rüben durch einen mit entſprechenden Flügeln verſehenen Boden in ſchnelle kreiſende Bewegung geſetzt werden. Die gebildeten Schnitzel ſchieben ſich durch die hinter den Meſſern im Trommelumfange enthaltenen Schlitze nach außen, um nach dem Abfallrohre zu gelangen. Die tägliche Leiſtungsfähigkeit dieſer Maſchine wird in der angeführten Quelle zu 360 000 bis 400 000 kg Rüben angegeben. Dieſe Bauart iſt mit demſelben Uebelſtande behaftet, wie die ähnlich arbeitende Reibe, Fig. 156, daß die an der Drehung betheiligten Rüben im Allgemeinen nicht ſo vertheilt ſein werden,

[1]) Dingl. pol. Journ. 1885, 255, 473.

daß ihr Schwerpunkt in der Axe gelegen iſt, und es müſſen daher die Nachtheile ſich einſtellen, welche mit der ſchnellen Umdrehung einer einſeitig beſchwerten Trommel verbunden ſind. Andererſeits gewährt die Anordnung feſter Meſſer den Vortheil, daß die Wirkung jedes einzelnen Meſſers ſich jederzeit beobachten und ein etwaiger Mangel ſich leicht beſeitigen läßt.

In einer von der bisher beſprochenen abweichenden Art wirkt die zum Zerkleinern der Cichorienwurzeln beſtimmte Maſchine von Wickert[1]), in welcher zwei verſchiedene Schneidvorrichtungen zur Wirkung gebracht werden. Die von oben niederfallenden Wurzeln werden hierbei von den Haken einer ſich langſam drehenden Walze *W*, Fig. 161, erfaßt und an dem feſtſtehenden Meſſer *M* vorbeibewegt, und die ſolcherart abgeſchälten Stücke alsdann von den ſchneller kreiſenden Schneidſcheiben *S* auf einer Welle *A* in würfelförmige Stücke zerſchnitten.

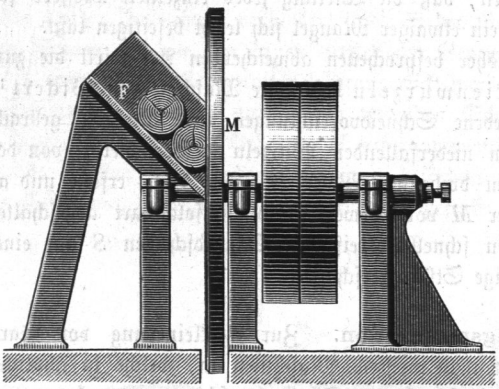
Holzzerkleinerungsmaſchinen. Zur Zerkleinerung von Farb- und Gerbhölzern wendet man meiſtens Maſchinen an, welche in ähnlicher Art wirken, wie die vorbeſprochenen Schnitzelmaſchinen, nur kommt es hierbei im Allgemeinen nicht ſowohl auf eine beſtimmte Form der erzeugten Späne, als vielmehr nur auf eine hinreichend weit gehende Zerkleinerung des Holzes an. Die Wirkung iſt auch hier weſentlich die des gewöhnlichen Tiſchlerhobels, alſo eine eigentlich ſchneidende, bei welcher das zwiſchen die Holztheile ſich eindrängende ſcharfe Meſſer eine Trennung erzielt, indem die Feſtigkeit des Holzes in der zur Trennungsfuge ſenkrechten Richtung überwunden wird. Es iſt alſo hier die Spaltfeſtigkeit, d. h. die Zugfeſtigkeit, in der angegebenen Richtung zu überwinden. Dieſer Wirkung entſprechend iſt der Schneidwinkel der Meſſer ähnlich wie bei den beſagten Hobeleiſen der Tiſchler im Allgemeinen ein ſpitzer von 40 bis 50 Grad, und die eine Fläche des die Schneide bildenden Keiles weicht nur ſehr wenig von der Bewegungsrichtung des Meſſers ab. Nur bei ſehr harten Hölzern iſt die Wirkung hiervon abweichend eine ſchabende, indem hier die Schneidwinkel der Meſſer viel größer, zuweilen bis nahe an 90 Grad groß gemacht werden. Die Spanbildung erfolgt daher in dieſem Falle durch die Ueberwindung der Schubfeſtigkeit des Holzes in der Richtung der Trennungsfläche. §. 51.

Auch bei dieſen Maſchinen erhalten die Meſſer, wie bei den vorſtehend beſprochenen Schnitzelmaſchinen, zur eigentlichen Zerkleinerung immer eine kreiſende Bewegung, und nur ausnahmsweiſe wendet man auch die hin- und hergehende Bewegung eines Meſſers zur Abtrennung von Spänen an, die dann weiter durch kreiſende Meſſer zerkleinert werden. Feſte Gegenmeſſer,

[1]) D. R.-P. Nr. 27 653.

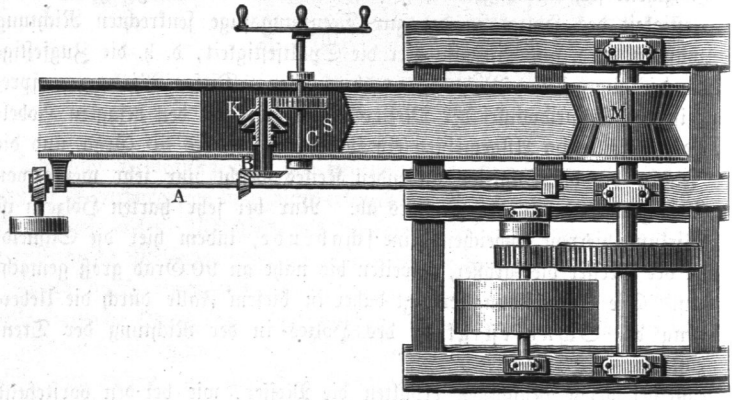
wie ſie bei den Rübenſchnitzelmaſchinen nöthig ſind, können hier entbehrt werden, und es iſt nur eine entſprechende Vorſchiebung der zu zerkleinernden Hölzer anzuordnen, ſei es, daß dieſe einfach aus freier Hand oder durch einen beſonderen Vorſchiebeapparat bewirkt wird.

Fig. 162.



Eine einfache Holzzerkleinerungsmaſchine [1]) mit einer auf liegender Welle befeſtigten ebenen Meſſerſcheibe ſtellt die Fig. 162 vor. Das zu zerkleinernde Holz wird in dem ſchrägen Führungsſtück *F* an derjenigen Seite gegen die Meſſerſcheibe *M* geführt, an welcher die Schneiden ſich abwärts bewegen. Die Schneidſcheibe iſt mit zwei geraden Meſſern oder Hobeleiſen in der Richtung eines Durchmeſſers verſehen,

Fig. 163.



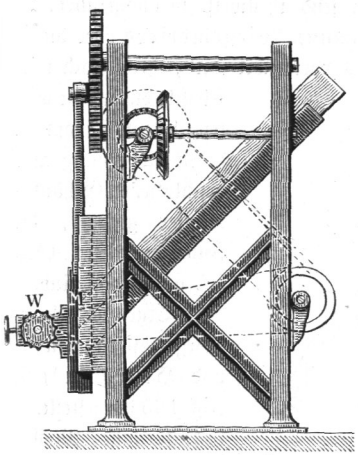
und es befinden ſich vor dieſen Meſſern die aus dem vorigen Paragraphen bekannten Schlitze zum Hindurchlaſſen der abgetrennten Theile. In dem zu den Meſſern ſenkrechten Durchmeſſer ſind einzelne ſcharfe Spitzen an-

[1]) Prakt. Maſch.-Conſtructeur 1880, S. 169.

gebracht, welche die Faſern des Holzes quer durchſchneiden, ehe die durchſchnittenen Stücke von den Meſſern abgeſchält werden, und zwar ſind dieſe Spitzen durch Schrauben nach Erfordern mehr oder minder weit heraus zu ſtellen.

Die Maſchine von Ricard[1]) enthält als das arbeitende Werkzeug einen Meſſerkopf von der Form zweier abgeſtumpfter, mit den kleinen Grundflächen zuſammenhängender Kegel *M*, Fig. 163. Das durch den Schlitten *S* den Meſſern entgegengeführte Holz wird daher an ſeinem Stirnende durch die ſchrägen in den Kegelſeiten angebrachten Meſſer bearbeitet. Der Vorſchub des Holzes geſchieht ſelbſtthätig durch Vermittelung der beiden Zwiſchenwellen *A* und *B*, von welcher letzteren die Vorſchiebwelle *C* mit Hülfe der Reibungskuppelung *K* bewegt wird. Wegen der Kegelform des Meſſerkopfes iſt es nur nöthig, das Holz in der Richtung ſeiner Länge vorzuſchieben, ein ſeitliches Ausweichen wird durch die Geſtalt der Meſſer verhindert. In ähnlicher Art ſind vielfach die Holzzerkleinerungsmaſchinen mit kegelförmigen oder cylindriſchen Meſſerköpfen verſehen, deren Meſſer, wie ſchon bemerkt, bei der Verarbeitung harter Hölzer meiſtens für eine ſchabende Wirkung geſchliffen und angeſtellt werden.

Fig. 164.



Zur Bereitung der ſogenannten Celluloſe für die Papiererzeugung muß das dazu verwendete Holz ebenfalls einer vorherigen Zerkleinerung unterworfen werden. Dieſem Zwecke dient die Maſchine von Müller u. Sohn[2]), Fig. 164. Hierbei ſchneidet das in ſenkrechter Richtung durch eine Kurbel auf und nieder geführte Meſſer *M* von dem in ſchräger Richtung (unter 45 Grad) dagegen geführten Holze einzelne Späne ab, welche auf der gekrümmten Fläche *F* einer ſchnell kreiſenden Meſſerwalze *W* zugehen, um von derſelben in Splitter verwandelt zu werden. Das Meſſer *M* macht in der Minute etwa 20 Schnitte, wogegen der Meſſerwalze *W* eine Geſchwindigkeit von 1200 Umgängen in der Minute gegeben wird. Der Vorſchub des Holzes iſt veränderlich gemacht und wird ſo bemeſſen, daß die Späne etwa 8 bis 12 mm dick ausfallen.

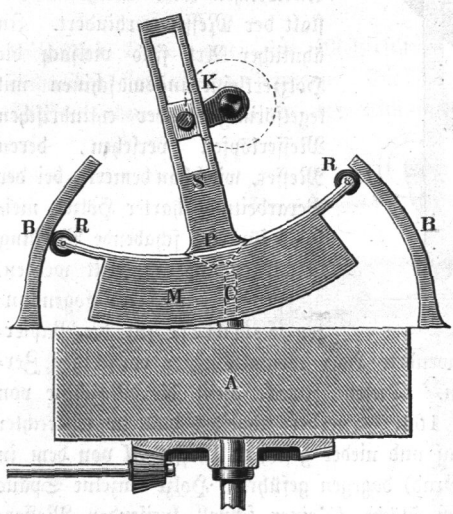
---

[1]) Dingl. pol. Journ. 1884, **253**, 267. [2]) Ebend. 1875, **215**, 399.

Eine Schneidwirkung durch Meſſer, wie ſie bei den Maſchinen dieſes und des vorhergehenden Paragraphen ſtattfindet, kommt in ähnlicher Art auch bei den Häckſelmaſchinen und einigen anderen zu ähnlichen Zwecken dienenden Maſchinen, z. B. bei den Hadernſchneidern der Papierfabriken, vor; da es ſich hierbei aber nicht ſowohl nur um eine weitgehende Zerkleinerung in formloſes Gut, als vielmehr um die Herſtellung von Stücken beſtimmter Länge handelt, ſo werden dieſe Maſchinen beſſer in dem folgenden Capitel zu beſprechen ſein, welches von den Maſchinen zur Zertheilung der Stoffe handelt; woſelbſt auch der Einfluß näher erörtert werden ſoll, welchen die Form und Anſtellung der Schneiden auf die Schneidwirkung ausübt.

§. 52. **Hackmaſchinen.** Die zur Zerkleinerung des Fleiſches behufs der Wurſtbereitung dienenden Maſchinen ſind theilweiſe ſo ausgeführt, daß in ihnen die wälzende Bewegung des bekannten Wiegemeſſers oder die niederfallende Bewegung des Hackmeſſers verwendet wird, theils auch wird das Fleiſch durch eine mit Stiften beſetzte Trommel bei deren Umdrehung in einem geſchloſſenen Gehäuſe gegen Meſſer geführt, die im Inneren dieſes Gehäuſes feſt angebracht ſind.

Fig. 165.

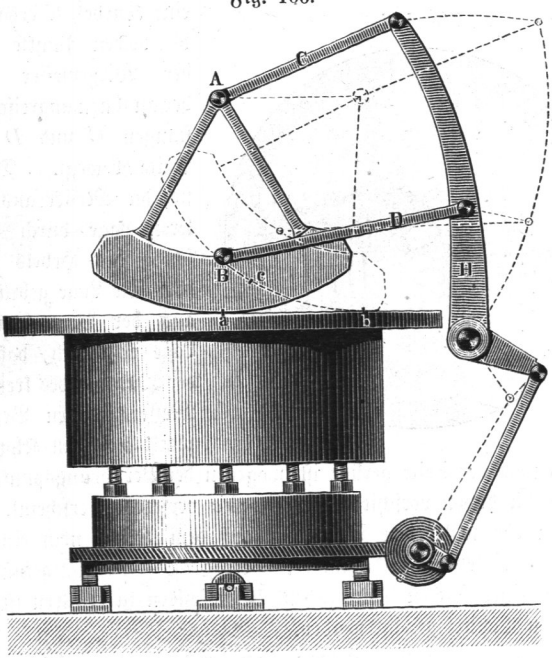


Eine Maſchine mit Wiegemeſſern von Dahl und Humpert[1]) iſt in Fig. 165 dargeſtellt. Sechs bogenförmige Meſſer *M* ſind parallel mit einander befeſtigt und erhalten ihre übereinſtimmende ſchwingende Bewegung von der Kurbel *K* aus, deren Kurbelzapfen ein in der Schleife der Stange *S* befindliches Gleitſtück ergreift. Hierbei wälzen ſich die Meſſer auf der wagerechten oberen Fläche des Klotzes *A* ab, ſo daß ſie das auf dieſem Klotze befindliche Fleiſch durchſchneiden. Die Führung erhalten die Meſſer durch zwei Führungsrollen *R*, welche ſich gegen die Bahnen *B* ſtemmen. Dieſe Bahnen ſind, wie ſich aus der Betrachtung der ſtattfindenden Bewegung ergiebt, als

[1]) D. R.-P. Nr. 86.

die Aequidiſtanten auszuführen, welche um den Rollenhalbmeſſer von denjenigen verkürzten Cycloiden abſtehen, die der Rollenmittelpunkt bei dem Abwälzen der Meſſer auf der Ebene des Klotzes beſchreibt. Der Klotz ſelbſt erhält eine langſame Drehung um ſeine Axe, und zwar wird ihm dieſe Bewegung ruckweiſe durch ein Schaltrad ertheilt, welches bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle K von dieſer aus um einen Zahn weiter gedreht wird. Damit dieſe Drehung leicht und ohne ein Umbiegen der Schneiden vor ſich gehe, wird ſie immer in einem Augenblicke vorgenommen, in welchem die

Fig. 166.

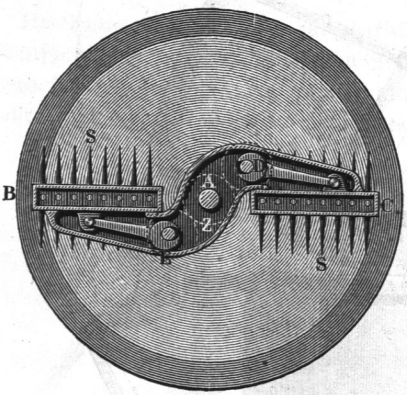


Meſſer in geringem Maße von dem Klotze abgehoben ſind. Zu dieſem Zwecke iſt ein Bolzen C in der Mitte des Klotzes vorhanden, auf deſſen Kopf ſich die Meſſer mittelſt einer Pfanne P aufſetzen, ſobald die Meſſer in die mittlere Stellung kommen. Durch dieſe Drehung des Klotzes kommen nach einander möglichſt alle Theile der Maſſe unter die Meſſer, auch kann man durch feſtſtehende Streichbleche von geeigneter Form für die zur gleichmäßigen Durcharbeitung erforderliche Wendung des Fleiſches ſorgen. Die Wirkung dieſer Maſchine iſt natürlich eine abſetzende, ſo daß immer eine beſtimmte Menge Fleiſch aufgegeben wird, welches bis zur genügenden Zerkleinerung bearbeitet wird. Die Unterſtützung des Blockes geſchieht durch

einen Zapfen in der Mitte und mehrere Laufrollen in der Nähe des Umfanges.

Man hat auch die Wiegemeſſer ſo bewegt, daß ſie außer ihrer wälzenden Bewegung auf dem Klotze noch eine ziehende oder geradlinig fortſchreitende ihrer Schneide empfangen, um hierdurch dieſelbe Wirkung zu erzielen, welche man bei dem Durchſchneiden eines Korkes oder Stückchens Gummi vermöge des Durchziehens der Meſſerſchneide erreicht. Eine zu dieſem Zwecke angewandte Aufhängung der Meſſer [1]) zeigt Fig. 166 (a. v. S.). Durch die ſchwingende Bewegung des Winkelhebels H, welche derſelbe durch eine Kurbel K erhält, werden die beiden Punkte A und B der Wiegemeſſer vermittelſt der an ihnen angreifenden Zugſtangen C und D nach der Seite bewegt. Denkt man ſich die Meſſer aus der mittleren Lage durch den Ausſchlag des Hebels H in die punktirte Lage gebracht, ſo iſt aus der Verzeichnung dieſer Lage erſichtlich, daß vermöge der Wälzung des kreisförmigen Meſſers deſſen Berührungspunkt auf dem Klotze um die Größe ab nach der Seite gerückt iſt, wogegen der Berührungspunkt auf dem Meſſer um die davon verſchiedene Größe bc verſchoben erſcheint. Es hat daher neben der wälzenden Bewegung auf dem Klotze noch eine ziehende Bewegung der Meſſerſchneide um den Betrag $ab - bc$ ſtattgefunden. Wie der Einfluß eines ſolchen Durchziehens bei Meſſern zu erklären iſt, wird in dem nächſten Capitel gezeigt werden.

Fig. 167.

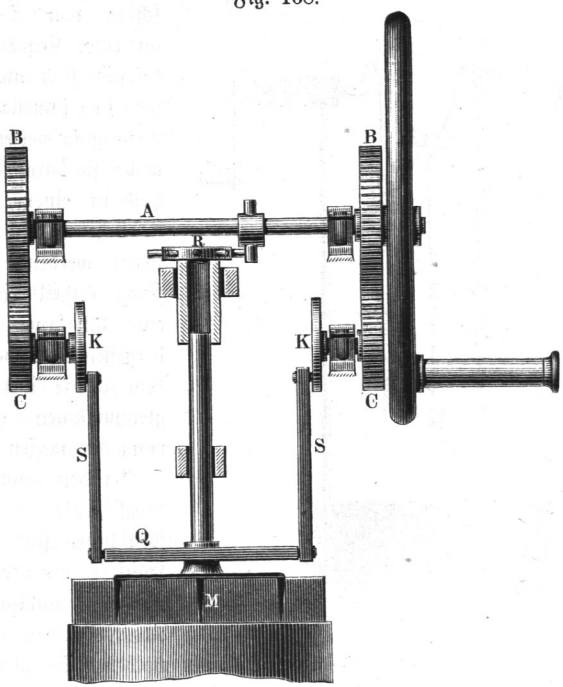


Anſtatt der Wiegemeſſer hat man auch bei derartigen Maſchinen ſcharfrandige Scheiben in Anwendung gebracht, welche drehbar, auf wagerechte Axen geſteckt, über die Fläche des Klotzes gerollt werden. Eine ſolche Maſchine [2]) iſt durch Fig. 167 verſinnlicht. Die über dem unbeweglichen Klotze ſenkrecht gelagerte Welle A trägt zwei Arme B und C, von denen jeder acht Schneidſcheiben S aufnimmt, die in Gabellagern drehbar angebracht und durch Federn mit einem beſtimmten Drucke auf den Klotz niedergepreßt werden. Dieſe Scheiben müſſen ſich daher bei der Umdrehung der mittleren Axe A ähnlich wie die Steine eines Kollerganges auf der Oberfläche des Klotzes abwälzen.

[1]) D. R.-P. Nr. 2658. [2]) D. R.-P. Nr. 3566.

In Folge dieſer wälzenden Bewegung iſt die Wirkung der Scheiben übereinſtimmend mit derjenigen der Wiegemeſſer in Fig. 165 und nicht zu verwechſeln mit der von ſchnell kreiſenden Schneidſcheiben, welche wie bei der Holzzerkleinerungsmaſchine in Fig. 164 gegen feſtgehaltene Arbeitsſtücke wirken. Um eine möglichſt gleichförmige Bearbeitung der auf dem Klotze ausgebreiteten Maſſe zu erzielen, ſind die Scheiben in ſolchen Entfernungen von der Mitte angebracht, daß die Scheiben der einen Seite ſich in Bahnen abwälzen, welche zwiſchen den Bahnen der anderſeitigen Scheiben mitten

Fig. 168.

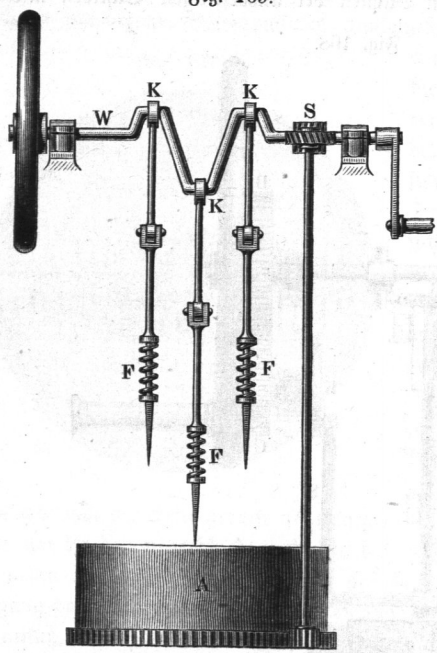


inne liegen, und außerdem werden ſämmtliche Scheiben mit ihren Gabeln einer wiederkehrenden Hin- und Herbewegung nach der Längsrichtung der Arme unterworfen. Dieſe ſchwingende Bewegung erhalten die Scheibenträger durch zwei Excenter auf den Axen D und E, denen eine drehende Bewegung von einem an dem Geſtell undrehbar befeſtigten Zahnrade Z mitgetheilt wird, an welchem ſich die mit den Axen der Excenter verbundenen Zahnräder bei der Umdrehung der Arme abwälzen. Ein mit ſeinen Zinken zwiſchen die Scheiben eintretender Kamm ſorgt für ein Abſtreifen der an den Scheiben haftenden Fleiſchtheile.

Anſtatt vieler Scheiben neben einander hat man wohl auch ein einziges Meſſer auf jedem Arme angebracht, welchem die Geſtalt einer Schraubenfläche mit mehreren Windungen gegeben iſt[1]); die Wirkungsweiſe erleidet dadurch keine Aenderung.

Von dieſen Kreisſcheiben, ſowie von den Wiegemeſſern, welche nur in rollender Bewegung über das Fleiſch geführt werden, ſind ihrer Wirkung nach weſentlich die ſichelförmigen Meſſer verſchieden, welche bei der Maſchine von Darenne[2]) an einer liegenden Welle befeſtigt ſind und mit dieſer in ſchnelle kreiſende Bewegung verſetzt werden, wobei ſie durch das unterhalb in einem Troge befindliche Fleiſch durchgezogen werden. Dieſem Troge ertheilt eine Kurbel eine langſame hin- und hergehende Bewegung zu dem Zwecke einer möglichſt gleichmäßigen Zerkleinerung der ganzen Maſſe.

Fig. 169.



Bei den nach Art des Hackemeſſers wirkenden Maſchinen ſind über dem Hauklotze ein oder mehrere Meſſer befindlich, welche durch Kurbeln oder ſonſt geeignete Vorrichtungen auf- und niedergeſchoben werden. Die gleichförmige Durcharbeitung der ganzen Maſſe wird ebenfalls durch eine langſame Umdrehung entweder des Klotzes oder der die Meſſer tragenden Stange erzielt. Dieſe letztere Einrichtung zeigt die Maſchine[3]), Fig. 168 (a. v. S.). Das aus mehreren kreuzweiſe zu einander ſtehenden Schneiden zuſammengeſetzte Meſſer *M* erhält hierbei durch die beiderſeits angebrachten Kurbeln *K* eine auf- und abſteigende Bewegung von der Triebwelle *A* aus, die mit zwei Zahnrädern *B* die auf den Kurbelwellen ſitzenden Getriebe *C* umdreht.

[1]) D. R.-P. Nr. 9974. [2]) Dingl. pol. Journ 1870, 196, 299. [3]) D. R.-P. Nr. 7232.

Die Kurbelſtangen S greifen dabei nicht an dem Meſſer unmittelbar, ſondern an einem Querſtück Q an, in deſſen Mitte die Stange des Meſſers loſe drehbar aufgehängt iſt. Zufolge dieſer Einrichtung kann das Meſſer leicht gedreht werden, was durch ein Stiftenrad R geſchieht, gegen deſſen Stifte entſprechende Daumen der Triebwelle A anſtoßen, und in deſſen Nabe die Meſſerſtange mit einem vierkantigen Anſatze oder mittelſt Feder und Nuth eintritt. Die Drehung des Meſſers wird man natürlich in der erhobenen Stellung deſſelben vornehmen.

Von dieſen Maſchinen unterſcheidet ſich die Fig. 169 angedeutete [1]) hauptſächlich dadurch, daß hier die Verſetzung durch eine langſame Drehung des Blockes A bewirkt wird. Zur Bewegung der hier vorhandenen drei Meſſer iſt die Triebwelle W mit drei Kröpfen K verſehen, deren Schubſtangen die Meſſer mittelſt zwiſchengeſchalteter Federn F ergreifen. Die Federn veranlaſſen bei genügender Anſpannung immer ein Durchſchneiden der Meſſer bis auf den Klotz, auch wenn derſelbe ſich abgenutzt hat, ohne daß die Preſſung in den Kurbelſtangen eine übermäßig große werden kann. Da die Umdrehung des Klotzes behufs der Verſetzung hier durch eine Schraube S auf der Triebwelle alſo ſtetig erfolgt, ſo iſt zu vermuthen, daß die Abnutzung des Klotzes eine erhebliche und die Umdrehung deſſelben eine erſchwerte ſein wird, weil die Drehung auch ſtattfindet, während die Meſſer auf dem Klotze ſtehen.

Von den ſonſtigen Abänderungen der eigentlichen Hackmaſchinen möge nur noch diejenige erwähnt werden, bei welcher das Meſſer durch ſein Eigengewicht zur Wirkung kommt, indem daſſelbe von der Betriebswelle durch Daumen nach der Art der Stampfer gehoben wird, um dann ſich ſelbſt überlaſſen zu werden. Bei der in dieſer Art wirkenden Maſchine von Sondermann und Stier [2]) wird bei dem Heben des Meſſerträgers eine oberhalb deſſelben angebrachte Schraubenfeder zuſammengedrückt, um durch ihre nachherige Ausdehnung die Fallgeſchwindigkeit zu erhöhen. Der Block ſteht dabei feſt, und zur Verſetzung wird dem Meſſer bei jedesmaligem Aufſteigen eine geringe Drehung ertheilt.

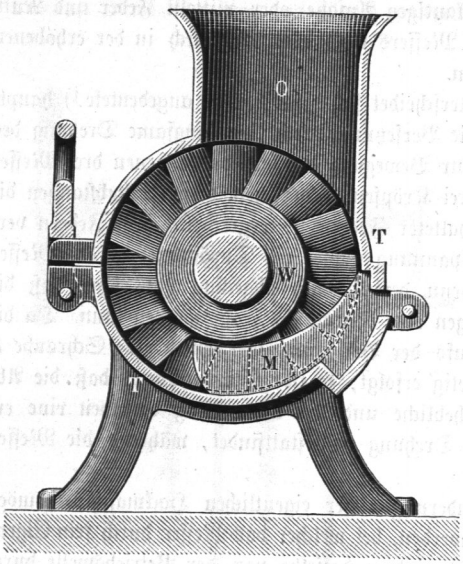
Ein Hauptübelſtand aller dieſer und anderer Hackmaſchinen mit auf- und niedergehenden Hackemeſſern beſteht in der ſchnellen Abnutzung des Klotzes, mit welcher eine entſprechende Verunreinigung des Fleiſches durch Holzſplitter verbunden iſt. Maſchinen mit wiegenden Meſſern zeigen dieſen Uebelſtand nicht oder doch nur in geringerem Grade.

Schließlich möge noch der wohl unter dem Namen der Fleiſchmahlmühlen bekannt gewordenen kleinen Maſchinen gedacht werden, wie ſie ſich für geringere Leiſtungen, namentlich als Küchengeräthe, vielfach Ein-

[1]) D. R.-P. Nr. 10752. [2]) D. R.-P. Nr. 89.

gang verſchafft haben. Dieſe Maſchinen beſtehen der Hauptſache nach aus einer eiſernen Trommel *T*, Fig. 170, deren Innenfläche mit einer größeren Anzahl feſter Meſſer *M* verſehen iſt. Im Inneren dieſer Trommel dreht ſich die Walze *W*, welche auf der Außenfläche einzelne Stifte trägt, die bei der Umdrehung zwiſchen den gedachten feſten Meſſern der Trommel hindurchtreten. Es iſt erſichtlich, wie das durch den Trichter *O* eingebrachte Fleiſch bei der Umdrehung der Walze *W* von deren Stiften mitgenommen und an den feſten Meſſern zerſchnitten wird. Zum Zwecke der Entleerung und bequemen Reinigung iſt das Gehäuſe in der Mitte getheilt, und der obere Theil als Deckel mit Gelenken an den unteren geſchloſſen. Die Einfachheit dieſer Maſchinen iſt wohl ihr hauptſächlichſter Vorzug, welchem ſie ihre weite Verbreitung verdanken, denn die Art ihrer Wirkſamkeit läßt Vieles zu wünſchen übrig Denn abgeſehen davon, daß ſie wie alle Hackmaſchinen poſtenweiſe arbeiten, ſetzen ſie auch das Fleiſch nicht einem reinen Zerſchneiden wie die Wiegemeſſer, ſondern ſie üben dabei vornehmlich die quetſchende Wirkung aus, welche wegen des damit verbundenen Auspreſſens der Säfte für beſſere Fleiſchwaaren, insbeſondere für ſolche, die längere Zeit aufbewahrt werden ſollen, möglichſt zu vermeiden iſt. Auch iſt für eine entſprechende Mengung behufs Erzielung einer gleichmäßig zerkleinerten Maſſe in dieſen Maſchinen gar keine Vorkehrung getroffen.

Fig. 170.



Ueber die Fleiſchzerkleinerungsmaſchinen kann die Arbeit von W. Sterken in den Verhandlungen des Ver. z. Bef. d. Gewerbfl. 1881, S. 19 nachgeleſen werden.

Zweites Capitel.

Die Maſchinen zur Zertheilung.

Zweck und Wirkungsart. Die in dieſem Capitel zu beſprechenden §. 53.
Maſchinen haben den Zweck, eine Trennung gewiſſer Gegenſtände in einzelne Theile von beſtimmter Form zu bewirken. Während ſie demgemäß, ebenſo wie die im vorigen Capitel behandelten Zerkleinerungsmaſchinen, den Zuſammenhang einzelner Maſſentheilchen der zu bearbeitenden Gegenſtände aufzuheben beſtimmt ſind, unterſcheiden ſie ſich von jenen Maſchinen weſentlich dadurch, daß ſie Theilſtücke von ganz beſtimmter Form erzeugen, während die Zerkleinerungsmaſchinen hauptſächlich nur die Erzielung einer beſtimmten Größe der Theilſtücke zum Zwecke haben. Demgemäß ſind denn auch die arbeitenden Theile dieſer Maſchinen nach ganz anderen Grundſätzen auszuführen, als diejenigen der Zerkleinerungsmaſchinen.

In vielen Fällen wird die gedachte Zertheilung vorgenommen, um das Material in Stücke von ſolcher Form zu verwandeln, wie ſie für die weitere Bearbeitung erforderlich oder erwünſcht iſt; ſo zerlegen beiſpielsweiſe die Sägewerke die rohen Stämme in Bretter, aus denen durch die weitere Bearbeitung allerlei Gebrauchsgegenſtände hergeſtellt werden. Dagegen können die von den Häckſelmaſchinen gebildeten Strohſtückchen, da ſie einer weiteren Verarbeitung nicht unterworfen werden, als fertiges Erzeugniß angeſehen werden. Andererſeits dienen die ebenfalls hierher zu rechnenden Mähmaſchinen dazu, die zur Einbringung der Ernte erforderliche Trennung der Halme von ihren Wurzelſtöcken zu bewirken.

Die hier in Betracht kommenden Maſchinen bringen die beabſichtigte Zertheilung entweder durch die ſchneidende oder durch die ſcherende Wirkung der von ihnen bewegten Werkzeuge hervor, nur in ſehr ſeltenen Fällen findet eine Zertheilung der Gegenſtände durch deren Zerbrechen oder Zerreißen ſtatt.

Von der Wirkung des Schneidens erhält man am einfachſten eine Vorſtellung durch Fig. 171, in welcher BAC den keilförmigen Querſchnitt eines Meſſers vorſtellen möge, welches von dem Arbeitsſtücke $EFGH$ den Theil $JFGD$ von beſtimmter Breite JF abtrennen ſoll. Durch die auf den Rücken BC dieſes Keils wirkende Kraft P werden an den Flanken AB und AC des Keils gewiſſe Seitenkräfte hervorgerufen, welche bei hinreichender Größe die beabſichtigte Trennung der beiden Theile in der Berührungsfläche AD veranlaſſen. Als den dieſer Trennung entgegentretenden Widerſtand hat man die Spaltfeſtigkeit, d. h. diejenige abſolute oder Zugfeſtigkeit anzuſehen, mit welcher das Arbeitsſtück einem Zerreißen

Fig. 171.

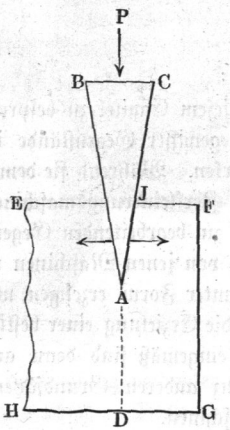
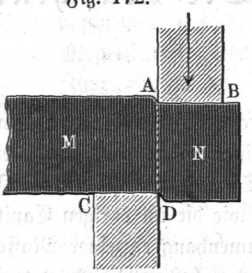


Fig. 172.



in der genannten Trennungsfläche zu widerſtehen vermag.

Weſentlich hiervon verſchieden iſt die Scherwirkung, vermöge deren in Fig. 172 eine Trennung des Stückes N von M hervorgerufen wird, ſobald das bewegliche Scherblatt AB mit genügender Kraft auf das durch das feſte Scherblatt CD unterſtützte Arbeitsſtück gepreßt wird. Hierbei iſt als Widerſtand die Scherfeſtigkeit zu überwinden, welche ſich in der Trennungsfuge AD einem Verſchieben der beiden Theile auf einander längs dieſer Fuge entgegenſetzt.

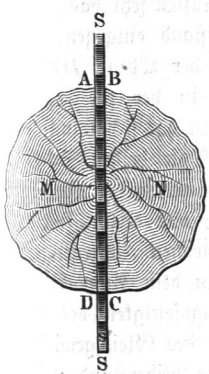
Während für die Schneidwirkung, Fig. 171, die Keilform des Werkzeugs von hervorragendem Einfluſſe auf die Wirkungsart iſt, indem das Schneiden im Allgemeinen um ſo leichter zu vollführen iſt, je ſchärfer der Keil, d. h. je kleiner der Winkel BAC iſt, ſo kommt es bei dem Scheren, Fig. 172, weſentlich nur darauf an, daß die beiden ſcherenden Kanten A und D möglichſt dicht an einander vorübergehen, um den nachtheiligen Einfluß einer Umbiegung des Arbeitsſtückes zu vermeiden, welchen man bei jeder loſe gewordenen Handſchere zu beobachten Gelegenheit hat. Der Kantenwinkel der Scherbacken bei A und D iſt faſt immer genau oder an-

nähernd gleich einem rechten, da auf eine Keilwirkung bei dem Scheren nicht gerechnet wird.

Der gewöhnliche Sprachgebrauch macht in der Regel nicht den strengen Unterschied zwischen Schneiden und Scheren, wie er im Folgenden im Allgemeinen festgehalten werden soll, denn man bezeichnet ebenso häufig die Wirkung einer Schere wie auch diejenige eines Messers als ein Schneiden, obwohl die Vorgänge bei dem Gebrauche der beiden Werkzeuge wesentlich von einander verschieden sind. Das Abtrennen mit dem Messer ist ein förmliches Abreißen mit Hülfe eines Keils, die Schere dagegen bewirkt die Trennung durch ein reines Abschieben; in dem Falle des Schneidens ist die Zugfestigkeit, in dem Falle des Scherens ist die Schubfestigkeit zu überwinden.

Verschieden von der vorstehend besprochenen Zertheilung durch Schneiden und Scheren ist die durch Sägen bewirkte Trennung von Gegenständen. Hierbei tritt nämlich eine gewisse Spanbildung auf, d. h. es wird eine gewisse Menge des Materials einer Zerkleinerung unterworfen, was bei dem Schneiden wie Scheren nicht stattfindet, wenigstens nicht, so lange die dabei angewendeten Werkzeuge in ordnungsmäßigem Zustande sind. Soll die Säge S, Fig. 173, den Holzblock in die beiden Theile M und N zerlegen, so muß eine bestimmte Holzmenge von der Dicke des Sägenschnittes nicht nur von den Theilen M und N in den Trennungsflächen AD und BC abgelöst, sondern es muß auch diese Holzmasse in kleine Späne zertheilt werden, so klein, daß dieselben zwischen den Zähnen der Säge Raum finden können. Die Sägezähne wirken hierbei fast ausschließlich scherend und nicht schneidend, wie bei der Besprechung der betreffenden Maschinen gezeigt werden wird.

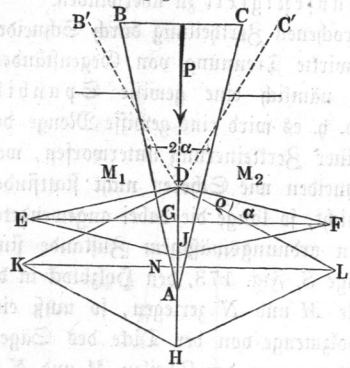
Fig. 173.



Die vorstehend angeführten Arten der Zertheilung durch Schneiden, Scheren und Sägen sind die hier fast allein in Betracht kommenden; denn Maschinen, welche eine Zerlegung von Gegenständen in bestimmte Stücke durch Zerbrechen bewirken, sind ganz vereinzelt (Eisenbarrenbrechmaschinen), und auch von der Zertheilung durch Zerreißen macht man kaum anderwärts einen Gebrauch, als etwa in Flachsspinnereien für Kurzflachs. Die hierher gehörigen Maschinen werden daher nur einer kurzen Erläuterung bedürfen. Dagegen sollen die zur Materialprüfung dienenden Maschinen, welche im Wesentlichen auch ein Zerreißen von Gegenständen behufs Ermittelung von deren Widerstandsfähigkeit bewirken, einer näheren Besprechung unterworfen werden.

§. 54. **Schneiden.** In Fig. 174 sei durch das gleichschenkelige Dreieck BAC der Querschnitt eines Messers oder sonstigen Schneidwerkzeugs dargestellt, und es möge vorausgesetzt werden, daß auf den Rücken BC dieses Keils eine gewisse Kraft P ausgeübt wird, welche durch die Strecke DJ vorgestellt sein soll. Würde das Eindringen dieses Keils in das zu zertheilende Material ohne Reibung vor sich gehen, so hätte man sich die Kraft $P = DJ$ durch das Parallelogramm der Kräfte $DEJF$ in zwei Seitenkräfte zerlegt zu denken, welche senkrecht zu den Keilflanken BA und CA anzunehmen sein würden. Man erhielte unter dieser Annahme jede der Pressungen, mit welcher die Keilflanken gegen das Material wirken, zu

Fig. 174.



$$DE = DF = \frac{DG}{\sin DFG} = \frac{P}{2 \sin \alpha}.$$

Diesen Kräften setzt das Material einen Widerstand entgegen, welcher senkrecht zu der Ebene DH anzunehmen ist, in der die Trennung erfolgt. Man hat sich nämlich vorzustellen, daß die beiden Stücke M_1 und M_2, in welche der Gegenstand zerlegt wird, vor dieser Zerlegung mit zwei gleichen entgegengesetzten Kräften zusammengehalten werden, deren Betrag in dem Augenblicke der stattfindenden Trennung gerade gleich der Zerreißungsfestigkeit des Gegenstandes an der Trennungsstelle ist. Die Bedingung des Gleichgewichts erfordert nun, daß dieser von dem Materiale geäußerte Widerstand gleich der zur Mittelebene des Keils DA senkrechten Seitenkraft jeder der beiden Flankenkräfte DE und DF ist, und man hat daher in der halben Diagonale $GE = GF$ des Parallelogramms das Maß für die Größe des Widerstandes, der durch die Druckkraft DJ auf den Rücken des Keils hervorgerufen wird. Bezeichnet man daher mit W den beim Zerreißen des Gegenstandes zu überwindenden Widerstand, welcher in der Figur durch $GF = GE$ dargestellt sein mag, so findet nach der Figur die Beziehung statt: $P = DJ = 2DG = 2GF \cdot tg\,\alpha = 2W tg\,\alpha$.

Es geht hieraus hervor, daß die zum Zertheilen des Gegenstandes anzuwendende Druckkraft um so kleiner ausfällt, je kleiner der halbe Keilwinkel $\alpha = BAD = CAD$, d. h. je schärfer der Keil ist. Es würde hiernach bei einem sehr kleinen Winkel α, welcher sich wenig von Null unterschiede, d. h. bei nahezu parallelen Keilflanken, schon eine äußerst geringe Kraft P hinreichen, um die Zerlegung des Körpers zu bewirken. Daß dies in Wirk-

ichkeit nicht der Fall ist, hat seinen Grund in dem Auftreten der Reibung an den Seiten des Keils.

Um die an den Keilflanken BA und CA auftretenden Reibungswiderstände in Rechnung zu bringen, hat man wiederum nur nöthig, die Druckrichtungen, in welchen die von diesen Flanken ausgehenden Wirkungen ausgeübt werden, nicht senkrecht zu den Flanken anzunehmen, sondern von den Senkrechten um die Größe des entsprechenden Reibungswinkels abweichend vorauszusetzen. Zieht man daher von D aus die beiden Geraden DK und DL so, daß $EDK = FDL = \varrho$ gleich dem Reibungswinkel gemacht ist, welcher der Verschiebung der Keilflächen auf dem zu zertheilenden Stoffe zugehört, so gilt nunmehr das mit diesen Richtungen zu zeichnende Parallelogramm $DKHL$ für die Beurtheilung der verhältnißmäßigen Größen von W und P. Man ersieht hieraus, daß, wenn ebenfalls wieder $NK = NL = W$ den zu überwindenden Widerstand des Materials vorstellt, die auf den Rücken des Keils auszuübende Druckkraft P nunmehr durch die Strecke DH dargestellt wird, also erheblich größer ausfällt, als diejenige DJ, die sich unter Vernachlässigung der Reibung ergiebt. Man findet aus der Figur jetzt die Beziehung:

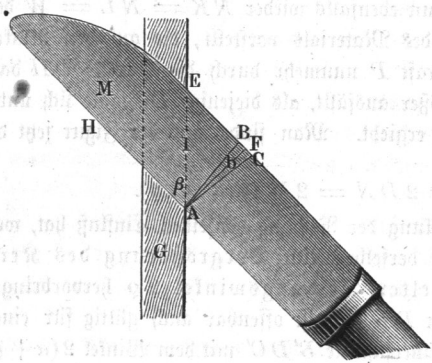
$$P = DH = 2DN = 2W tg(\alpha + \varrho).$$

Hieraus folgt, daß die Wirkung der Reibung denselben Einfluß hat, welchen beim Nichtvorhandensein derselben eine **Vergrößerung des Keilwinkels 2α um den doppelten Reibungswinkel 2ϱ** hervorbringen würde. Das Parallelogramm $DKHL$ ist offenbar auch gültig für einen reibungslosen Keil von dem Querschnitte $B'DC'$ mit dem Winkel $2(\alpha+\varrho)$ an der Schneide. Man erkennt hieraus, daß bei einem Messer von unendlich kleinem Winkel an der Schneide eine auf den Rücken wirkende Kraft P keineswegs einen unendlich großen Seitendruck W zu erzeugen vermag, wie es ohne Reibung der Fall sein müßte, sondern daß ein solches Messer, dessen Seitenflanken nahezu parallel sind, in seiner Wirkung mit der eines reibungslosen Keils übereinstimmt, dessen Winkel an der Schneide gleich dem doppelten Reibungswinkel 2ϱ ist. Hieraus erklärt sich der für alle Schneidarbeit vortheilhafte Einfluß der Schmiermittel, da durch dieselben die Reibung und damit der Reibungswinkel herabgezogen wird. Da ferner die Reibung erfahrungsmäßig um so kleiner ausfällt, je glatter die sich reibenden Flächen sind, so ist die hohe Politur, wie man sie namentlich an den bekannten und wegen ihrer Vorzüglichkeit geschätzten **amerikanischen Aexten** bemerkt, für die gute Wirksamkeit dieser Werkzeuge von hervorragender Bedeutung. Aus gleichem Grunde wird man die Wirkung des **Abziehens der Rasirmesser** auf einem Streichriemen weniger einer Zuschärfung oder Verkleinerung des Keilwinkels, als vielmehr einem Poliren und der damit verbundenen Verringerung des Reibungswinkels zuzu-

ſchreiben haben, auch ſteht wohl der Gebrauch der Seife bei dem Raſiren hiermit in Zuſammenhang.

Der Winkel 2α, welchen die Seitenflächen eines Meſſers oder ſonſtigen Schneidwerkzeugs mit einander bilden, kann mit Rückſicht auf die Feſtigkeit deſſelben natürlich nicht unter eine gewiſſe Größe herabgehen. In vielen Fällen der Anwendung kann man aber doch eine Verkleinerung des bei dem Schneiden in Betracht und zur Wirkung kommenden Winkels unter dieſes kleinſtmögliche Maß durch ein ſchräges Anſetzen des Meſſers erzielen, wie man ſich mit Hülfe der Fig. 175 verdeutlichen kann. Stellt hierin M ein Meſſer vor, deſſen Querſchnitt BAC an der Schneide bei A den Keilwinkel $BAC = 2\alpha$ erhalten hat, und denkt man dieſes Meſſer derartig ſchräg gegen den zu bearbeitenden Gegenſtand G geſetzt und durch denſelben hindurchgeführt, daß die Bewegungsrichtung des Meſſers EA mit der Schneide HA anſtatt eines rechten den ſpitzen Winkel $HAE = \beta$ bildet, ſo kommt offenbar bei dem Schneiden ein Keil zur Wirkung, welcher dem durch AE geführten Durchſchnitte des Meſſers entſpricht. Der Winkel $2\alpha_1$ an der Spitze dieſes Durchſchnittes ergiebt ſich durch die Gleichung $tg\,\alpha_1 = \frac{d}{l} = \frac{d}{b}\,sin\,\beta = tg\,\alpha\,sin\,\beta$, wenn $2d = BC$ die überall gleiche Dicke der Meſſerklinge und $b = AF$ deren Breite bedeutet. Dieſes Mittel der ſchrägen Durchführung der Meſſerklinge, welches man im gewöhnlichen Leben vielfach unbewußt zur Anwendung bringt, wird auch bei Maſchinen häufig benutzt, z. B. bei Häckſelmaſchinen, bei denen die Meſſer vermöge ihrer gekrümmten Geſtalt ebenfalls eine zu ihrer Bewegungsrichtung ſchräge Stellung einnehmen, worüber an der betreffenden Stelle das Nähere angeführt wird.

Fig. 175.



Mit dieſem Einfluſſe einer ſchrägen Anſtellung des Meſſers iſt derjenige weſentlich übereinſtimmend, welchen die ziehende Bewegung des Meſſers parallel mit ſeiner Schneide auf die Wirkungsweiſe ausübt. Es iſt eine bekannte Thatſache, daß man gewiſſe weiche und zähe Körper, wie z. B. Kork oder Gummi, gar nicht oder nur ſchlecht mit einem Meſſer durchſchneiden kann, auf welches nur ſenkrecht zu ſeiner Schneide gedrückt wird,

während das Schneiden mit geringem Drucke vollführt werden kann, sobald man dem Messer gleichzeitig eine ziehende hin- und hergehende Bewegung parallel seiner Schneide ertheilt, etwa in der Weise, wie man eine Säge führt. Man hat diese Erscheinung auch in der That so erklären wollen, als sei jedes Messer dabei wie eine Säge wirkend, indem man annahm, daß die unvermeidlichen kleinen Rauhigkeiten, welche selbst bei der best geschliffenen Schneide vorhanden sind, wie die Zähne von Sägen arbeiten. Es läßt sich leicht die Unhaltbarkeit dieser Ansicht zeigen, denn unter dieser Voraussetzung müßten natürlich auch Sägespäne gebildet werden, und zwar müßten dieselben wie bei jeder anderen Säge auch innerhalb der Zwischenräume oder Lücken zwischen den erwähnten kleinen Rauhigkeiten hinreichenden Raum finden, wozu viel größere Rauhigkeiten erforderlich sein würden, als sie bei gut geschliffenen und polirten Schneiden wirklich vorhanden sind. Es bedarf übrigens zur Erklärung der erwähnten Erscheinung gar nicht einer so gesuchten Annahme, wie die angeführte, vielmehr genügt die Berücksichtigung der Flankenreibungen vollständig zur Beurtheilung der hierbei in Betracht kommenden Verhältnisse, wie die folgende Betrachtung lehren wird.

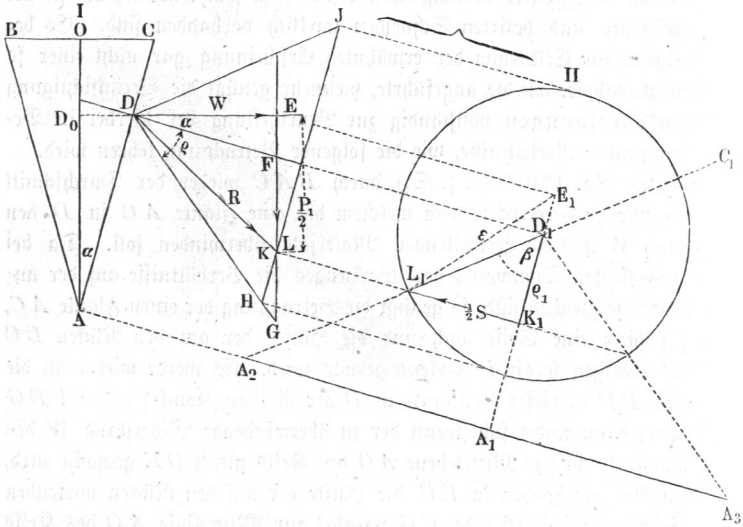
Es sei in Fig. 176 I (a. f. S.) durch BAC wieder der Durchschnitt durch ein Messer dargestellt, von welchem die eine Flanke AC in D den Widerstand W des zu zertheilenden Materials überwinden soll. Da bei der vorausgesetzten Symmetrie des Werkzeuges die Verhältnisse auf der anderen Seite die gleichen sind, so genügt die Betrachtung der einen Flanke AC, wenn für diese eine Seite auch nur die Hälfte der auf den Rücken BC des Keils thätigen Kraft P wirkend gedacht wird. Es werde wieder an die Senkrechte DF zu dieser Keilflanke in D der Reibungswinkel $\varrho = FDG$ angetragen; dann findet sich, wenn der zu überwindende Widerstand W des Materials senkrecht zur Mittelebene AO des Keils gleich DE gemacht wird, nach dem Vorhergehenden in EG die Hälfte der auf den Rücken wirkenden Kraft, sobald man die Gerade EG parallel zur Mittellinie AO des Keils zieht. Man hat wieder wie oben die Beziehung $\frac{P}{2} = EG = W tg(\varrho + \alpha)$, und man erkennt auch wieder aus der Figur, daß bei dem Nichtvorhandensein der Reibung die Hälfte der erforderlichen Druckkraft durch die Strecke $EF = W tg\,\alpha = \frac{P_0}{2}$ ausgedrückt sein würde.

Es ist hierbei vorausgesetzt, daß auf den Keil lediglich diese Druckkraft und zwar in der Mittelebene senkrecht zur Schneide wirke, und daß dem Messer nicht gleichzeitig eine Bewegung in der Richtung der Schneide durch eine mit dieser parallele Kraft ertheilt werden soll. Unter dieser Voraussetzung wird daher der Keil auch in einer zur Schneide senkrechten Richtung in das Material eindringen müssen, welche Richtung in Fig. 176 II

durch $D_1 A_1$ angezeigt wird. Es muß bemerkt werden, daß die Fig. 176 II die gerade Projection der Keilfläche AC vorstellt, ſo daß in derſelben die Schneide durch die gerade Linie $A_2 A_3$ dargeſtellt wird.

Denkt man ſich nun auf das Meſſer außer der auf den Rücken BC ſenkrecht zur Schneide $A_2 A_3$ wirkenden Kraft P noch eine zweite Kraft S in der Richtung der Schneide thätig, ſo iſt zunächſt erſichtlich, daß der Keil, ſobald er das Material zerſchneidet, in daſſelbe in einer gewiſſen ſchrägen Richtung eindringen muß, wie ſie ſich aus dem Zuſammenwirken der beiden Kräfte P und S ergiebt. Es werde vorausgeſetzt, dieſe Richtung des Eindringens ſei durch die Gerade $C_1 D_1 A_2$ angegeben, welche Linie in der Keil-

Fig. 176.



fläche AC liegend zu denken iſt. Denkt man ſich nun die durch dieſe Linie $C_1 A_2$ gehende und auf der Keilfläche CA ſenkrechte Ebene, welche alſo das Loth DF in ſich enthält, ſo iſt nach dem über den Reibungswinkel wiederholt Angeführten nöthig, daß bei dem Eindringen des Keils in das Material die gegenſeitige Wirkung der beiden auf einander in der gedachten Ebene durch $C_1 A_2$ gelegen und gegen das Loth DF um den Reibungswinkel ϱ geneigt ſein muß. Denkt man ſich etwa noch um dieſes Loth DF als Axe den Reibungskegel JDH, deſſen halber Spitzenwinkel $JDF = HDF = \varrho$ gleich dem Reibungswinkel iſt, ſo erkennt man, daß diejenige Kegelſeite DL, in welcher dieſer Kegel von der gedachten Ebene durch $C_1 A_2$ geſchnitten wird, die Richtung angeben muß, in welcher die Keilfläche AC gegen das Material und dieſes wieder zurück gegen die Keilflanke wirkt. Man erkennt nun aus

Fig. 176 I, daß in dieſem Falle zur Ueberwindung des Widerſtandes W auf den Rücken BC des Meſſers nur eine Kraft wirken muß, deren Hälfte durch die Strecke $\frac{1}{2} P_1 = EL$ dargeſtellt wird, welche alſo erheblich kleiner iſt, als diejenige EG, die einem geraden Durchdrücken des Meſſers ohne ziehende Bewegung deſſelben zukommt.

Die Größe der Kraft, mit welcher die Keilflanke auf das Material in D einwirkt, alſo die im Mantel des Reibungskegels gelegene Strecke DL kann man anſehen wie die Diagonale eines Parallelepipedums, deſſen drei auf einander folgende Seiten dargeſtellt werden durch $DE = W$, $EL = \frac{1}{2} P_1$, dieſe beiden in der zur Schneide A ſenkrechten Ebene $D_1 A_1$ liegend und durch $K_1 L_1$ parallel der Schneide $A_2 A_3$ des Meſſers. Es folgt aus der Figur, daß man durch die Zugabe der ziehenden Bewegung den erforderlichen Rückendruck auf das Meſſer von dem Werthe $2 EG = 2 W tg(\alpha + \varrho)$ im äußerſten Falle bis zu dem Betrage $2 EF = 2 W tg \alpha$ herabziehen kann; im letzteren Falle, welcher der Grenze entſpricht, würde allerdings von einem Eindringen des Meſſers nicht wohl mehr die Rede ſein können, da daſſelbe dann in einer mit der Schneide $A_2 A_3$ parallelen Richtung bewegt würde. Man macht von dem beſprochenen Mittel des gezogenen Schnittes, d. h. der Hinzugabe einer mit der Schneide parallelen Bewegung in allen ſolchen Fällen einen vortheilhaften Gebrauch, in denen das zu ſchneidende Material wegen ſeiner zu geringen Widerſtandsfähigkeit gegen Abbrechen einen größeren auf den Rücken des Keils ausgeübten Druck nicht zuläßt. So wurde ſchon erwähnt, daß man ſich des gedachten Mittels bei dem Schneiden von Kork bedient; man erhält dabei immer mit Leichtigkeit ſchöne glatte Schnittflächen, während bei einem geraden Durchdrücken des Meſſers ohne ziehende Bewegung entweder ein Abbrechen des Korkſtückes oder des Meſſers zu erwarten iſt. Ebenſo iſt das Abſchneiden der Gras- und Getreidehalme mittelſt der Senſe nur erreichbar, weil die Schneide der Senſe dabei vermöge der eigenthümlichen Bogenbewegung der Arme des Schnitters weſentlich an den Halmen entlang gezogen wird. In ſehr vielen Fällen des täglichen Lebens wendet man oft unbewußt die ziehende Bewegung des Meſſers an.

Es iſt wohl zu bemerken, daß zwar durch die Anwendung des Ziehens der zum Durchſchneiden des Gegenſtandes erforderliche Rückendruck auf das Meſſer verringert wird, daß aber mit dieſer Anwendung ein größerer Arbeitsverluſt durch Reibung verbunden iſt, als bei dem Schneiden ohne Durchzug. Denkt man ſich nämlich das Meſſer in der Richtung ſenkrecht zu ſeiner Schneide um eine beſtimmte Größe, etwa um $D_1 A_1$ (Fig. 176 II) eindringend, ſo gleitet irgend ein Punkt der Keilflanke an dem Material auf einem Wege

entlang, welcher durch $D_1 A_1$ bei dem geraden Durchdrücken dargeſtellt wird, während bei dem ſchrägen Schneiden dieſer Weg durch die Hypotenuſe $D_1 A_2$ gemeſſen wird, alſo um ſo größer ausfällt, je ſchiefer der Schnitt erfolgt. Aus dieſem Grunde iſt es nicht gerechtfertigt, von dem Durchziehen des Meſſers Gebrauch zu machen bei Materialien, welche, wie z. B. die Metalle, genügende Widerſtandsfähigkeit haben, um ein gerades Durchdrücken des Meſſers zu vertragen.

Um die bei dem gezogenen Schnitt erforderliche Kraft zu ermitteln, ſei der Winkel $L_1 D_1 K_1 = \beta$ gegeben, welchen die Richtung des Eindringens mit der zur Schneide $A_2 A_3$ ſenkrechten Richtung $D_1 A_1$ bildet. Es iſt dann in dem bei DK rechtwinkeligen ſphäriſchen Dreiecke $DFKL$ außer dem rechten Winkel noch der Winkel bei $DF = \beta$ und die dem rechten Winkel gegenüberliegende Seite $LDF = \varrho$ bekannt und man erhält daraus die beiden anderen Seiten $FDK = \varrho_1$ und $KDL = \gamma$ nach den bekannten Formeln der Trigonometrie durch

$$tg\, FDK = cos\, \beta\, tg\, \varrho = tg\, \varrho_1$$

und

$$cos\, KDL = \frac{cos\, \varrho}{cos\, \varrho_1} = cos\, \gamma.$$

Hieraus folgt die auf den Rücken des Keils ſenkrecht zur Schneide wirkende Kraft durch

$$EL = \frac{1}{2} P = W tg\, EDL = W tg\, (\alpha + \varrho_1).$$

Um auch die Größe der in der Richtung der Schneide anzubringenden Kraft $S = 2 K_1 L_1$ zu ermitteln, kann das ſphäriſche Dreieck $DEKL$ dienen, in welchem nunmehr außer dem rechten Winkel an DK die beiden Katheten $EDK = \alpha + \varrho_1$ und $KDL = \gamma$ bekannt ſind, aus welchen Stücken die Hypotenuſe $LDE = \varepsilon$ durch

$$cos\, \varepsilon = cos\, \gamma\, cos\, (\alpha + \varrho_1)$$

folgt, und man findet mit dieſem Winkel $LDE = \varepsilon$ die Größe der von jeder Keilflanke auszuübenden Wirkung

$$DL = R = \frac{W}{cos\, \varepsilon}$$

und daher die für jede Flanke in der Richtung der Schneide anzubringende Zugkraft

$$K_1 L_1 = \frac{1}{2} S = R\, sin\, KDL = R\, sin\, \gamma.$$

Bei einem Eindringen des Keils von D_1 bis A_2 wirkt die Kraft P auf dem Wege $D_0 A$ und die Kraft S auf demjenigen $A_1 A_2$, wonach die erforderliche Arbeit ſich berechnen läßt.

Beiſpiel. Es werde angenommen, daß ein Meſſer bei einer Breite der Klinge von 50 mm am Rücken eine Stärke von 2 mm habe, ſo daß der halbe Keilwinkel durch $tg\,\alpha = \frac{1}{10} = 0{,}02$ zu $\alpha = 1^0\,10'$ ſich beſtimmt. Setzt man noch einen Reibungscoefficienten von 0,08 voraus, entſprechend einem Reibungswinkel $\varrho = 4^0\,40'$, ſo hat man bei dem ſenkrechten Durchſchneiden auf den Rücken des Keils eine Kraft auszuüben, welche ſich zu $P = 2\,W\,tg\,(\alpha + \varrho) = 2\,W\,tg\,(5^0\,50') = 0{,}204\,W$ berechnet, wenn W den ſenkrecht zur Mittelebene des Keils wirkenden Widerſtand vorſtellt.

Wenn man zur Verkleinerung dieſes Rückendruckes dem Meſſer eine ziehende Bewegung ertheilt, derart, daß der Winkel β gleich 45^0 iſt, ſo hat man hierfür

$$tg\,\varrho_1 = cos\,45^0\,tg\,4^0\,40' = 0{,}0567\,;\quad \varrho_1 = 3^0\,18'$$

$$cos\,\gamma = \frac{cos\,4^0\,40'}{cos\,3^0\,18'} = 0{,}9983\,;\quad \gamma = 3^0\,19'$$

und

$$cos\,\varepsilon = cos\,3^0\,19'\,cos\,4^0\,28' = 0{,}9953\,;\quad \varepsilon = 5^0\,33'.$$

Daher folgt

$$P = 2\,W\,tg\,4^0\,28' = 0{,}156\,W$$

$$R = \frac{W}{cos\,5^0\,33'} = 1{,}005\,W$$

und

$$S = 2\,R\,sin\,3^0\,19' = 0{,}116\,W.$$

Nimmt man dagegen $\beta = 85^0$ an, d. h. ſetzt man die ziehende Bewegung etwa zehnmal ſo groß voraus, als das Eindringen des Keils ſenkrecht zur Schneide, ſo ergiebt ſich

$$tg\,\varrho_1 = cos\,85^0\,tg\,4^0\,40' = 0{,}00711\,;\quad \varrho_1 = 0^0\,24'\,30''$$

$$cos\,\gamma = \frac{cos\,4^0\,40'}{cos\,0^0\,24'\,30''} = 0{,}9967\,;\quad \gamma = 4^0\,39'$$

und

$$cos\,\varepsilon = cos\,4^0\,39'\,cos\,1^0\,34'\,30'' = 0{,}9963\,;\quad \varepsilon = 4^0\,54'\,30''.$$

Hieraus folgt

$$P = 2\,W\,tg\,1^0\,34'\,30'' = 0{,}055\,W,$$

$$R = \frac{W}{cos\,4^0\,54'\,30''} = 1{,}0037\,W$$

und

$$S = 2\,R\,sin\,4^0\,39' = 0{,}163\,W.$$

In dieſem letzteren Falle nähert ſich alſo die auf den Rücken des Keils auszuübende Druckkraft $P = 0{,}055\,W$ derjenigen $P_0 = 2\,W\,tg\,\alpha = 0{,}04\,W$, welche einer reibungsloſen Bewegung entſpricht, ohne indeſſen jemals bis zu dieſem geringen Betrage herabzuſinken.

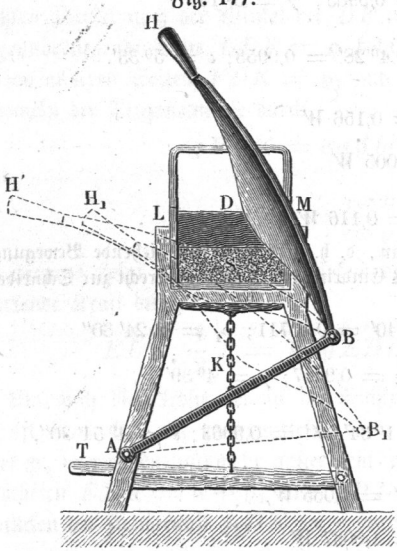
Um auch die verhältnißmäßige Arbeit zu beurtheilen, ſei vorausgeſetzt, daß der Keil ſenkrecht zu ſeiner Schneide um eine Längeneinheit (etwa 1 cm) in das Material eindringe, alsdann iſt eine Arbeit zu verrichten:

1. bei dem geraden Schnitt $A = P\,.\,1 = 0{,}204\,W$;
2. bei dem gezogenen Schnitt für $\beta = 45^0$:
   $A = P\,.\,1 + S\,.\,1 = (0{,}156 + 0{,}116)\,W = 0{,}272\,W$;
3. bei dem gezogenen Schnitt für $\beta = 85^0$:
   $A = P\,.\,1 + S\,.\,tg\,85^0 = (0{,}055 + 0{,}163\,.\,11{,}43)\,W = 1{,}912\,W.$

Hieraus erkennt man die beträchtliche Vergrößerung der zum Schneiden erforderlichen Arbeit, welche mit dem gezogenen Schnitte verbunden iſt, weswegen es ſich empfiehlt, denſelben nur da anzuwenden, wo die geringe Widerſtandsfähigkeit des Materials gegen Abbrechen oder Umknicken eine Verringerung der auf den Rücken des Keils wirkenden Kraft nöthig macht, alſo z. B. Schneiden von Kork oder von Grashalmen. Bei der Verarbeitung von Metallen und harten Hölzern dagegen empfiehlt ſich der gerade Schnitt.

§. 55. **Häckſelmaſchinen.** Dieſe in der Landwirthſchaft zum Futterſchneiden gebrauchten Maſchinen bewirken das Zerſchneiden des Strohs in mehr oder minder lange Stückchen in weſentlich derſelben Art, wie dies durch Handarbeit mit der bekannten einfachen Häckſellade oder dem Schrotſtuhl geſchieht. Von der Wirkungsweiſe einer ſolchen Häckſellade giebt Fig. 177 ein Bild. Das in der eigentlichen Lade *L*, einem aus Brettern gebildeten, im Querſchnitte rechteckigen Canale, zugeführte Stroh *S* wird von dem dicht vor dem Mundſtücke dieſes Canals niedergehenden Meſſer *M* durchſchnitten, worauf, nachdem das Meſſer wieder emporbewegt iſt, das Stroh durch die Hand des Arbeiters um die Länge des zu ſchneidenden Häckſels vorwärts bewegt wird, bevor das Meſſer bei dem darauf folgenden Niedergange einen zweiten Schnitt vollführt. Ein auf dem Stroh befindlicher Deckel *D* wird während des Schneidens durch den Fuß des Arbeiters vermöge des Trittſchemels *T* und mittelſt einer Kette *K* kräftig auf das Stroh niedergezogen, um daſſelbe in der für die Erzielung eines reinen Schnittes erforderlichen Art feſt zuſammenzuſchließen. Das Vorſchieben des Strohs nach jedesmaligem Schnitt geſchieht durch eine einfache, mit mehreren ſcharfen Zinken verſehene Gabel von der linken Hand des Arbeiters, deſſen rechte Hand den Meſſerhebel (die Futterklinge) bewegt.

Fig. 177.



Gegenüber der älteren Bauart dieſer Maſchinen, bei welchen der Meſſerhebel um einen feſten an dem Ladengeſtell angebrachten Drehpunkt ſchwingt, zeigt die Figur eine Verbeſſerung, welche durch die Anordnung des beweg-

lichen **Stützpunktes** B erzielt wird. Da hierbei nämlich der Drehpunkt B des Meſſerhebels an dem um den feſten Punkt A ſchwingenden Lenker AB befindlich iſt, ſo wird bei der niedergehenden Bewegung der Schneide desſelben gleichzeitig eine ziehende Bewegung ertheilt. Man erkennt dies aus der Figur, in welcher BB_1 den Weg des Stützpunktes für den Schneidhebel angiebt, und $H'B$ die Lage andeutet, in welche der Schneidhebel bei einem feſten Stützpunkte in B gerathen würde, während ſeine wirkliche Endſtellung durch H_1B_1 dargeſtellt wird, ſo daß eine Verſchiebung der Schneide in ihrer Richtung ungefähr um den Betrag $H'H_1$ ſtattfindet. Der Einfluß einer ſolchen ziehenden Bewegung der Schneide wurde im vorhergehenden Paragraphen beſprochen, und um die Vortheile des ſogenannten **gezogenen Schnittes** in noch höherem Maße zu erlangen, wendet man meiſtens eine gekrümmte Schneide, entweder gewölbt, wie in der Figur, oder auch wohl hohl von der Form einer Senſe an. Durch dieſe Mittel erzielt man die eigentlich **ſchneidende** Wirkung, während die ältere Bauart des geraden, um einen feſten Punkt drehbaren Meſſers mehr zu einem Abhacken als zu einem Schneiden Veranlaſſung giebt. Man hat daher bei allen Häckſelmaſchinen auf die Erzielung des gezogenen Schnittes immer einen beſonderen Werth gelegt.

Die verſchiedenen Häckſelmaſchinen unterſcheiden ſich dem Weſen nach von einander vorzugsweiſe in der Form und Bewegungsart der in ihnen zur Verwendung gebrachten Meſſer; von mehr untergeordneter Bedeutung ſind dagegen die Unterſchiede, welche ſie in anderen Punkten, z. B. in der Art der Zuführung des Strohs und der Veränderung der Häckſellänge erkennen laſſen.

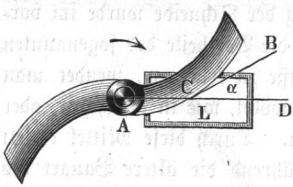
Was zunächſt die bei Häckſelmaſchinen angewandten Meſſer anbetrifft, ſo ſind **ſchwingende Hebelmeſſer** nach Art der Handmeſſer in Fig. 177 kaum jemals zu einer nennenswerthen Anwendung gekommen; die meiſten der in der Landwirthſchaft gebrauchten und bewährten Häckſelmaſchinen arbeiten vielmehr mit Meſſern, welche, an einer umlaufenden Axe befeſtigt, an deren ſtetiger **Umdrehung** theilnehmen. Außer dieſen hat man auch ſolche Maſchinen mehrfach ausgeführt und in befriedigender Weiſe betrieben, bei denen das Meſſer in geradliniger Bahn durch ein Kurbelgetriebe auf und nieder bewegt wird; dieſe Art von Maſchinen iſt jedoch weniger verbreitet, als diejenige mit umlaufenden Meſſern.

Man kann die Maſchinen mit rotirenden Meſſern hauptſächlich in zwei Gruppen theilen, je nachdem die Meſſer in einer zur **Triebaxe ſenkrechten Ebene** umlaufen oder je nachdem ſie in der Oberfläche einer auf der Triebaxe angebrachten **Trommel** befindlich ſind. Von allen Häckſelmaſchinen ſind diejenigen der erſteren Art mit Meſſern von **ebener Form** und **Bewegung** die verbreitetſten, was neben der guten Wirkung dieſer

Maſchinen hauptſächlich der verhältnißmäßig einfachen Bauart derſelben und der Leichtigkeit zuzuſchreiben iſt, mit welcher der gute Zuſtand hierbei dauernd erhalten werden kann.

§. 56. **Der Schneidapparat.** Die Maſchinen mit in einer Ebene umlaufenden Meſſern, nach ihrem Erfinder auch wohl Leſter'ſche Maſchinen genannt, erhalten als ſchneidende Werkzeuge zwei oder mehrere ebene Stahlmeſſer, die mit einem auf der Triebwelle befindlichen Schwungrade feſt verbunden ſind, ſo daß ſie an der Umdrehung des Schwungrades unmittelbar theilnehmen. Die Triebaxe A, Fig. 178, iſt hierbei in der Regel ſeitwärts neben der das Stroh zuführenden Lade L gelagert, ſo daß jedes der an den Armen des Schwungrades angebrachten Meſſer bei einer Umdrehung der Axe einen Schnitt durch das Stroh machen muß; man erhält daher die Anzahl der Schnitte in der Minute gleich nz, wenn z die Anzahl der Meſſer bedeutet und die Welle in der Minute n Umdrehungen vollführt. Maſchinen, die durch Dampfkraft oder Göpelwerke betrieben werden, erhalten in der Regel drei bis vier Meſſer, während man den kleineren durch Hand betriebenen Maſchinen meiſtens nur zwei, zuweilen auch nur ein Meſſer zu geben pflegt.

Fig. 178.



Die Meſſer werden aus den ſchon angeführten Gründen niemals gerade, ſondern immer in gekrümmter Geſtalt angewendet, und zwar pflegt man die Schneide meiſtens convex, wie in Fig. 178, zu machen, aus dem Grunde, weil eine convexe Schneide ſich leichter ſchärfen läßt, als eine concave oder eine nach Fig. 179 gebildete, wie ſie auch zuweilen zur Anwendung kommt. Die Axe A des Schwungrades legt man gemeiniglich in gleiche Höhe mit der Mitte des Mundſtückes, Fig. 178 und 179, und nur ganz ausnahmsweiſe iſt eine Anordnung nach Fig. 180 verſucht worden, wobei die Axe A mitten über die Strohzuführung gelegt iſt, und wobei man das Mundſtück $BCDE$ ober- und unterhalb durch zur Axe concentriſche Kreisbögen begrenzt hat. Bei dieſer letzteren, von Lomax herrührenden Anordnung ſchneiden die nach einem Viertelkreisbogen geformten Meſſer anfänglich von oben nach unten und darauf von unten nach oben, eine Wirkungsweiſe, welche aus der gewählten Lage der Axe folgt, und welche bei keiner anderen Maſchine ſich wiederfindet[1]). Der Winkel $BCD = \alpha$, Fig. 178, welchen die Curve der Schneide mit der von der Mitte des Mundſtückes nach der

[1]) Hamm, Die landwirthſchaftl. Geräthe u. Maſchinen Englands.

Axe gezogenen Geraden bildet, ſchwankt bei den gewöhnlichen Maſchinen etwa zwiſchen 30 und 45 Grad, unter Umſtänden wird er noch beträchtlich größer, wie z. B. bei einer von Hamm angeführten Maſchine von Smith & Co. der Fall iſt. Da mit der Größe dieſes Winkels die ziehende Bewegung der Schneide wächſt und der zum Durchſchneiden ſenkrecht zur Schneide erforderliche Rückendruck nach dem Früheren abnimmt, ſo erklärt ſich hieraus die von Hamm angeführte Fähigkeit der Maſchine von Smith, wonach dieſelbe dickere Holzſtengel bis zur Stärke eines Beſenſtiels ohne Beſchädigung der Meſſer durchzuſchneiden vermag, ſo daß eine derartige

Fig. 179.

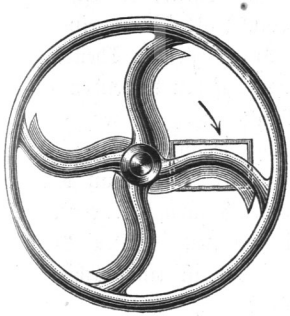
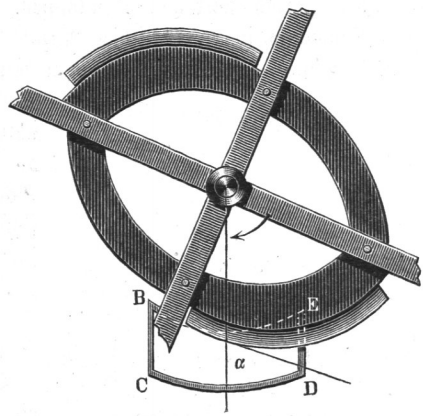


Fig. 180.



Conſtruction ſich für das Verarbeiten ſtärkeren Materials, wie Ginſter u. ſ. w., beſonders eignet.

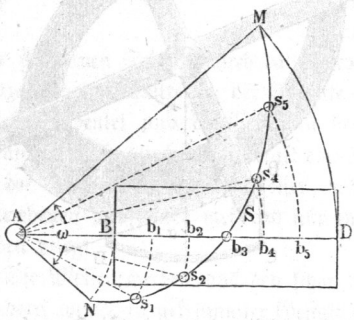
In Bezug auf die Form, welche man den Schneiden der Häckſelmaſchinen paſſend zu geben habe, ſind verſchiedene Vorſchriften bekannt geworden. Damit der erwähnte Winkel α für alle verſchiedenen Stellungen des Meſſers dieſelbe Größe habe, ſoll man nach Perels[1]) die Form einer logarithmiſchen Spirale für die Schneide wählen, welche Curve bekanntlich die geforderte Eigenſchaft hat (ſ. §. 33). Dagegen iſt von anderer Seite[2]) geltend gemacht worden, daß bei einer ſolchen Schneide gleichen Kreuzungswinkels, für welche die zum Durchſchneiden erforderliche Kraft als nahezu conſtant anzuſehen ſein wird, das Moment dieſer Kraft, alſo der zu überwindende Widerſtand des Schneidens, im geraden Verhältniſſe wie die Abſtände der ſchneidenden Stelle von der Axe zunimmt, weswegen es

[1]) Handbuch z. Anlage u. Conſtr. landwirthſchaftl. Maſchinen u. Geräthe.

[2]) J. Hofmann, Verhandl. des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes. 1882

gerathener erſcheine, die Schneide derart zu beſtimmen, daß dieſes Moment des Widerſtandes möglichſt dieſelbe Größe behalte. Will man dieſe Bedingung feſthalten, ſo gelangt man etwa zur Form einer archimediſchen Spirale, wie man mit Hülfe der Fig. 181 erſieht. Denkt man ſich hier etwa, daß der Winkel, durch welchen das Meſſer ſich während eines Schnittes dreht, durch $MAN = \omega$ gegeben ſei, und ſtellt man die Anforderung gleicher Arbeitsleiſtung für gleiche Zeiträume, ſo entſpricht dieſer Anforderung annähernd ein gleiches Fortſchreiten der Schneide S in der horizontalen Richtung von B nach D, da man die Arbeit, welche zwiſchen zwei Stellungen der Schneide verrichtet wird, proportional mit dem Querſchnitte des durchſchnittenen Strohs wird annehmen können. Theilt man daher die Breite BD des Mundſtücks in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, die Theilpunkte mögen $b_1 b_2 \ldots$ ſein, und theilt man den Winkel MAN in eine ebenſo große Anzahl gleicher Theile, ſo erhält man auf den theilenden Radien die Punkte $s_1 s_2 \ldots$ der geſuchten Schneide, wenn man die Durchſchnitte dieſer Radien mit den entſprechenden durch $b_1 b_2 \ldots$ concentriſch zu A gelegten Kreiſen aufſucht. Dieſe Curve iſt eine archimediſche Spirale.

Fig. 181.



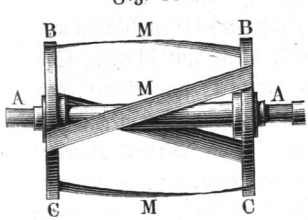
Von weſentlicher Bedeutung auf die gute Wirkung der Maſchine wird aber die Feſthaltung der in der einen oder anderen Weiſe beſtimmten genauen Form der Schneiden nicht ſein, denn die Gleichheit des Widerſtandes, welche bei der Feſtſtellung dieſer Curven angeſtrebt wird, iſt bei Häckſelmaſchinen doch niemals auch nur annähernd zu erreichen. So lange nämlich ein Meſſer vor dem Mundſtücke ſich befindet, iſt der bedeutende Schneidewiderſtand zu überwinden, während in der Zwiſchenzeit, welche bis zum Beginne des nächſten Schnittes vergeht, die ganze zu leiſtende Arbeit nur zu der Vorwärtsbewegung des Strohs und der Ueberwindung der Nebenhinderniſſe aufgewendet wird. Um dieſe Ungleichheiten nach Möglichkeit auszugleichen, iſt die Anordnung eines hinreichend großen und ſchweren Schwungrades erforderlich, deſſen Verhältniſſe nicht nur von der Größe und Geſchwindigkeit der Maſchine, ſondern vornehmlich von der Anzahl der Meſſer und von dem Verhältniſſe abhängig ſind, in welchem der Umdrehungswinkel während des eigentlichen Schneidens zu der ganzen Umdrehung ſteht. Man kann nach Perels das Verhältniß der Schnittdauer eines Meſſers zur ganzen Umdrehungszeit der Schwungradwelle bei Ma-

ſchinen mit zwei Meſſern etwa zwiſchen $^1/_5$ und $^1/_3$ annehmen. Die Anzahl der Meſſer pflegt man, wie bereits bemerkt wurde, in der Regel nicht größer als zwei oder drei zu nehmen, eine größere Anzahl würde entweder für den Schnitt zu wenig Zug zulaſſen, oder die Zeit unzuläſſig vermindern, welche zwiſchen zwei Schnitten für den Vorſchub des Strohs übrig bleibt. Bei Handmaſchinen wendet man oft ſogar nur ein Meſſer an, in welchem Falle man die Kurbel für den Arbeiter ſo anbringen kann, daß der Widerſtand des Schneidens mit derjenigen Bewegung der Kurbel zuſammenfällt, in welcher der Arbeiter ſeine größte Leiſtung auszuüben vermag, d. h. während welcher der Arbeiter die Kurbel an ſich zieht und niederdrückt, wobei das Eigengewicht des Arbeiters theilweiſe zur Mitwirkung kommt.

Die Meſſer werden durch Schrauben ſo an den Armen des Schwungrades befeſtigt, daß ihre Schneiden genau in einer ſenkrechten Ebene liegen und bei dem Paſſiren des Mundſtückes dicht an dem ſtählernen Schneidrahmen vorübergleiten, mit welchem das Mundſtück verſehen iſt. In Folge dieſes dichten Anſtreifens an dieſem Rahmen wird ein möglichſt ſcharfer und reiner Schnitt erzeugt, welcher einen geringeren Widerſtand im Gefolge hat, als wenn das Schneiden bei größerem Abſtande mehr auf eine rupfende Wirkung hinausläuft.

Bei den Maſchinen mit einem trommelförmigen Schneidapparate ſind die Meſſer *M*, Fig. 182, in Geſtalt ſchraubenförmig gewundener Schienen auf zwei Scheiben *BC* befeſtigt, ſo daß der Schneidapparat die Form einer durchbrochenen Trommel annimmt. Dieſe Meſſer bewegen ſich auch hier dicht an einem geraden feſten Gegenmeſſer vorbei, welches, in dem Geſtelle parallel zur Trommelaxe befeſtigt, den Boden des Mundſtückes bildet. Die ſchwierige Herſtellung ſolcher Meſſer iſt die Urſache, warum die Neigung der ſchraubenförmigen Schneiden derſelben gegen die Axe in der Regel nur gering, meiſtens nicht größer als zu 18 Grad angenommen wird, und hiermit ſteht es wieder im Zuſammenhange, daß die Wirkung dieſer Meſſer wegen des geringeren Zuges weniger vortheilhaft iſt, als die der vorbeſprochenen ebenen Meſſer. Hierzu geſellt ſich der Nachtheil, daß die Meſſer nur in einem Punkte, nämlich in der Mitte des Mundſtücks, genau ſenkrecht zur Richtung des Strohs bewegt werden, während in allen übrigen Punkten die Bewegung der Meſſer in gewiſſem Grade geneigt dagegen iſt, ein Uebelſtand, welcher indeſſen im Hinblick auf die zum Durchmeſſer der Trommel nur geringe Höhe der Strohzuführung nicht von ſo erheblichem

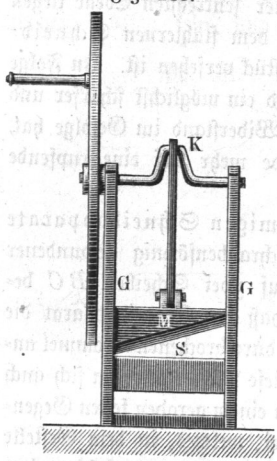
Fig. 182.



Einfluſſe auf die Schneidwirkung ſein dürfte, wie zuweilen behauptet wird. Dagegen fällt die Schwierigkeit der Herſtellung und guten Erhaltung dieſer Meſſer ſo weſentlich ins Gewicht, daß, wie ſchon bemerkt, Maſchinen mit trommelförmigem Schneidapparate nur wenig Anwendung finden.

Daſſelbe gilt auch von den ſogenannten Guillotinenmaſchinen, bei denen nach Fig. 183 das in einem Rahmen angebrachte Meſſer M durch die Lenkerſtange einer Kurbel K ſenkrecht auf und nieder bewegt wird. Der Meſſerrahmen muß hierbei zur Erzielung eines guten Schnittes genau in den Führungen des Geſtelles G geleitet werden, ſo daß die Schneide ſtets dicht an dem das Mundſtück einfaſſenden Stahlrahmen S vorübergeht. Um dieſer Bedingung auch bei eintretender Abnutzung des Meſſers und der Führungen zu genügen, hat man meiſtens die Einrichtung ſo getroffen, daß der beſagte Schneidrahmen einer entſprechenden geringen Verſtellung gegen das Meſſer durch Schrauben befähigt iſt. Anſtatt der Führung des Meſſerrahmens zwiſchen Gleitſchienen hat man auch eine ſolche durch Lenker angeordnet, indem zwei Zapfen des Meſſerrahmens zu beiden Seiten an wagerechte Hebel angeſchloſſen ſind, die um hinterhalb gelegene Bolzen ſich drehen, ſo daß ſie dem Meſſer eine bogenförmige Bewegung vorſchreiben.

Fig. 183.



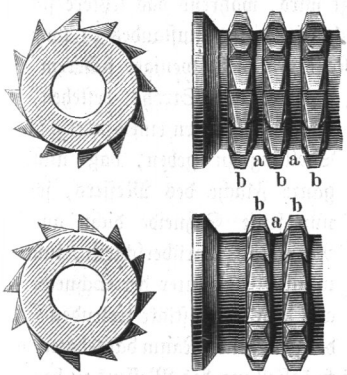
Das Meſſer wird bei dieſen Maſchinen theils mit wagerechter, theils mit ſchräger Schneide, wie Fig. 183 andeutet, ausgeführt, der Einfluß einer ſolchen Schrägſtellung wurde bereits oben angegeben. Das Meſſer ſchneidet faſt immer nur bei dem Niedergehen, doch hat es auch nicht an Verſuchen gefehlt, dem Meſſer ſowohl ober- wie unterhalb eine Schneide zu geben, ſo daß bei einer Kurbelumdrehung zwei Schnitte gemacht werden. Die Anordnung eines in wagerechter Ebene bewegten Guillotinenmeſſers, welche ebenfalls verſucht worden iſt, dürfte eine größere Verbreitung nicht gefunden haben.

Man hat auch ſonſt den Schneidapparat in mannigfach anderer Art ausgeführt, ſo z. B. hat man zwei horizontal neben einander liegende Walzen angewendet, welche beide mit entgegengeſetzt ſchraubenförmig gewundenen Meſſern verſehen waren, derart, daß bei der Umdrehung beider Walzen durch ein Zahnräderpaar die Schneiden der einen Walze an denen der anderen entlang gleiten, wodurch eine gewiſſe Scherwirkung hervorgebracht wird. Auch hat man eine in ihrer Oberfläche mit axial geſtellten hervorragenden Meſſern verſehene Walze gegen eine andere parallele glatte Walze aus Holz

gehen lassen. Bei derartigen Anordnungen konnte man einen besonderen Zuführungsapparat des Strohs entbehren, indem die beiden Walzen bei ihrer Umdrehung das Einziehen des Strohs selbst bewirkten; die Länge des entstehenden Häckfels ist dabei natürlich durch die Entfernung der Schneiden im Umfange der Walzen bestimmt, und eine Veränderung dieser Länge daher nur durch Einlegen anderer Walzen zu erreichen.

Vorschub des Strohs. Die zur gehörigen Vorschiebung des Strohs dienende Vorrichtung besteht bei den Häckselmaschinen heute fast allgemein aus einem Paare horizontaler Walzen, welche, unmittelbar hinter dem Mundstücke gelagert, das zwischen ihnen zusammengepreßte Stroh vorwärts bewegen, sobald sie in entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. §. 57.

Fig. 184.



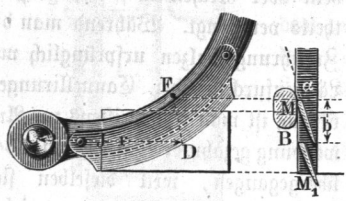
Die vergleichsweise Einfachheit dieser Vorrichtung, verbunden mit der Sicherheit ihrer Wirkung, hat andere Vorschubeinrichtungen, wie z. B. endlose Zuführtücher, schwingende Gabeln oder Rechen u. s. w., großentheils verdrängt. Während man die Zuführungswalzen ursprünglich mit Längenfurchen oder Cannellirungen versah, ist man jetzt meistens zur Anwendung gezahnter Walzen, Fig. 184, übergegangen, weil dieselben sich sicherer in ihrer Wirkung erwiesen haben. Diese aus einzelnen auf die Axen geschobenen Scheiben gebildeten Walzen sind abwechselnd mit glatten, ringförmigen Nuthen *a* und hervorragenden gezackten Ringen *b* versehen, und so zu einander gestellt, daß die Zacken der unteren Walze den Nuthen der oberen gegenüberstehen. Durch Gewichte wird die obere Walze mit bestimmtem Drucke niedergezogen, welche Einrichtung der oberen Walze ein gewisses Ausweichen gestattet, wie ein solches durch ungleiche Dicke der zugeführten Strohmasse bedingt wird.

Die Zuführung des Strohs kann hauptsächlich eine zweifache sein, dieselbe wird entweder ununterbrochen oder sie wird absetzend bewirkt, so daß der Vorschub stets in der zwischen zwei auf einander folgenden Schnitten verstreichenden Zeit geschieht. Dieser ruckweise Vorschub, welcher auch bei der Handhabung der gewöhnlichen Handlade immer im Gebrauch ist, fand Anwendung bei den ersten Maschinen von Lester, die noch mit einem endlosen Zuführtuche arbeiteten, auf welchem das Stroh sich befand. Da hierbei das Zusammenpressen des Strohs durch einen besonderen, mit Hebel

und Daumen bewegten Preßdeckel vorgenommen wurde, ſo konnte die empor gerichtete Bewegung dieſes Deckels nach geſchehenem Schnitte dazu benutzt werden, eine Schaltklinke zu bewegen, welche die betreffende Walze des Zuführungstuches um einen gewiſſen Betrag herumdrehte. Später iſt man, namentlich ſeit der Anwendung von Zuführwalzen, dazu übergegangen, die Zuführung ununterbrochen vorzunehmen, indem man die Walzen von der Meſſerwelle aus durch geeignete Zahnräder in ſtetige Bewegung ſetzte. Wenn auch dieſe Art der Zuführung durch die verhältnißmäßige Einfachheit der Anordnung ſich auszeichnet, ſo leidet ſie doch an einigen Uebelſtänden, welche veranlaßt haben, daß man in neuerer Zeit wieder mehrfach den abſetzenden Vorſchub angewendet hat.

Ein Uebelſtand des ununterbrochenen Vorſchubes, welcher in dem Weſen deſſelben begründet iſt, entſteht daraus, daß das Stroh auch vorgeſchoben und dadurch gegen das Meſſer gedrängt wird, während das letztere ſich vor dem Mundſtücke befindet. Um die Nachtheile dieſes Umſtandes zu umgehen, welche in einer ſtarken Reibung des Meſſers und in weniger ſicherem Vorſchieben des Strohs beſtehen, hat man den Meſſern eine derartig ſchräge Stellung zu geben, daß nicht die ganze Fläche des Meſſers, ſondern nur ſeine Schneide dicht an dem Mundſtücke vorüberſchleift, und daß unmittelbar hinter der Schneide dem aus dem Mundſtücke tretenden Stroh der genügende Raum dargeboten wird.

Fig. 185.



Wie die zu dieſem Zwecke erforderliche Schrägſtellung des Meſſers zu bemeſſen iſt, läßt ſich aus den jeweiligen Verhältniſſen jederzeit leicht ermitteln. Wenn das Meſſer aus der Stellung M, Fig. 185, ſich in die Lage M_1 bewegt hat, ſo muß ſeine Fläche bei B dem Stroh ſo weit ausweichen, wie deſſen Vorſchub während der Zeit beträgt, in der das Meſſer ſich von M nach M_1, alſo um ſeine Breite b, bewegt hat. Betrachtet man einen Punkt D innerhalb des Mundſtückes, deſſen Entfernung von der Meſſerwelle C durch $CD = r$ ausgedrückt ſein möge, und iſt b die concentriſch zu C gemeſſene Breite des Meſſers und z die Anzahl der Meſſer, ſowie n die Anzahl der Umdrehungen der Axe C, ſo beſtimmt ſich die Zeit eines Schnittes zu $t = \frac{60}{nz}$ Sec., und die Zeit, während welcher der Punkt F nach D gelangt, zu $t_1 = \frac{60}{n} \frac{b}{2\pi r}$.

Wenn daher die Länge des zu ſchneidenden Häckſels zu l gegeben iſt, ſo berechnet ſich der in Betracht kommende Vorſchub des Strohs in der Zeit

t_1 zu $l\,\frac{t_1}{t}$. Demgemäß hat man dem Meſſer mindeſtens eine Neigung gegen die Ebene des Schnittes zu geben, welche durch $tg\,\alpha = \frac{l}{b}\,\frac{t_1}{t}$ beſtimmt wird. Der hieraus ſich ergebende Neigungswinkel nimmt ſeinen größten Werth in dem innerſten Punkte J des Mundſtückes an, für welchen der Abſtand r von der Axe den kleinſten Werth hat; man wird, um die Meſſer nicht windſchief machen zu müſſen, dieſen Werth für den Neigungswinkel an allen übrigen Stellen ebenfalls wählen, und man wird bei der Ermittelung des Winkels α die größte zu erzielende Häckſellänge zu Grunde zu legen haben.

Setzt man z. B. voraus, daß eine zweimeſſerige Maſchine in der Minute 120 Umdrehungen, alſo 240 Schnitte mache, ſo hat man die Zeit eines Schnittes $t = \frac{60}{2.120} = 0{,}25$ Sec. Steht nun die innerſte Kante des Mundſtückes um $r = 0{,}120$ m von der Axe ab, und hat das Meſſer, an dieſer Stelle in der Richtung des Umfangs gemeſſen, eine Breite gleich 100 mm, ſo beträgt die Zeit des Vorüberganges der Klinge an einem Punkte des Mundſtückes an dieſer Stelle

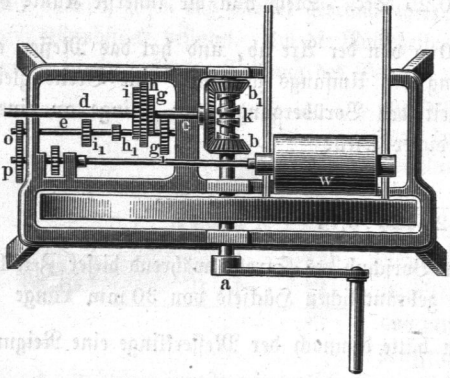
$$t_1 = \frac{60}{120}\,\frac{100}{2.120.3{,}14} = 0{,}066 \text{ Sec.},$$

und es ergiebt ſich daher der Vorſchub des Strohs während dieſer Zeit bei dem Schneiden des längſten gebräuchlichen Häckſels von 30 mm Länge zu $30\,\frac{0{,}066}{0{,}25} = 8$ mm. Man hätte demnach der Meſſerklinge eine Neigung gegen die Ebene der Bewegung zu geben, die durch $tg\,\alpha = \frac{8}{100}$ zu $\alpha = 4^0\,40'$ beſtimmt iſt. Dieſes Beiſpiel läßt erkennen, daß man bei der Erzeugung von eigentlichem Häckſel immer in der Schrägſtellung der Meſſer ein auskömmliches Mittel hat, um den gedachten Uebelſtand eines ununterbrochenen Vorſchubes zu vermeiden, daß dies aber nicht mehr möglich erſcheint, ſobald die Länge l des Erzeugniſſes eine beträchtlichere iſt, wie es z. B. der Fall bei dem Schneiden des Strohs zu Streu ſein wird, wo dieſe Länge 0,15 m und mehr beträgt. In ſolchem Falle wird man den Vorſchub ruckweiſe vornehmen müſſen. Daſſelbe gilt auch für die Maſchinen mit hin- und hergehendem Meſſer nach der Art der Fig. 183, ſobald das Meſſer nur in der einen Richtung ſchneidet, da in ſolchem Falle bei ununterbrochenem Vorſchube offenbar ein Gegenſtoßen des Meſſerrückens gegen das hervorgetretene Stroh ſtattfinden würde.

Ein anderer Uebelſtand der unausgeſetzten Vorſchiebung wird veranlaßt durch die an alle Häckſelmaſchinen zu ſtellende Bedingung, daß mit denſelben

jederzeit nach Belieben längeres oder kürzeres Futter geſchnitten werden kann, wie daſſelbe erfahrungsgemäß für verſchiedene Thiere am vortheilhafteſten verwendet wird. In dieſer Beziehung unterſcheidet der Landwirth in der Regel vier verſchiedene Sorten Häckſel in den etwaigen Längen von 8 mm für Schafe, 15 mm für Pferde, 22 und 29 mm für Rinder; außerdem werden die Häckſelmaſchinen auch meiſtens zum Schneiden der Streu in Längen von 60 bis 150 mm verwendet. Wenn man nun zur Erzielung eines unausgeſetzten Vorſchubes die Vorſchubwalzen von der Meſſerwelle aus durch Zahnräder gleichmäßig bewegt, ſo iſt es nöthig, zur Veränderung der Häckſellänge das Umſetzungsverhältniß der Zahnräder zu ändern, wozu eine Auswechſelung gewiſſer Zahnräder nöthig iſt. Dieſe Anordnung entbehrt der genügenden Einfachheit, welche insbeſondere bei allen landwirthſchaftlichen Maſchinen von hervorragender Bedeutung iſt, und aus dieſem Grunde ſind, wie ſchon erwähnt, neuerdings Vorſchubeinrichtungen für abſetzenden Betrieb und zwar derart in Anwendung gebracht worden, daß die gewünſchte Veränderung der Häckſellänge jederzeit in einfachſter Art durch Verſtellung eines Maſchinentheils vorgenommen werden kann. Im Folgenden mögen einige der hauptſächlich zur Anwendung gekommenen Mittel zum Vorſchieben angeführt werden.

Fig. 186.

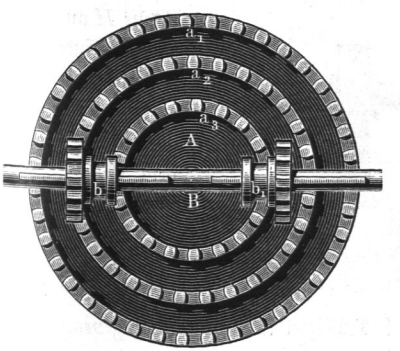


Die Art der Vorſchiebung durch auswechſelbare Zahnräder zeigt Fig. 186. Von der die Meſſer tragenden Schwungradwelle a wird durch die Kegelräder b und c die Drehung auf eine Hülfswelle d übertragen, welche die Bewegung einer zweiten Hülfswelle e vermittelſt der Räderpaare $g g_1$, $h h_1$ oder $i i_1$ mittheilt, je nachdem man durch Verſchiebung der aus einem Stücke beſtehenden Räder ghi den Eingriff zwiſchen g und g_1 oder h und h_1 oder i und i_1 herſtellt. Die Zahnräder o und p, wovon p auf der Axe der einen Vorſchubwalze w ſitzt, vermitteln die Drehung der letzteren, welche ihrerſeits die andere Walze durch ein Paar gleicher Zahnräder in der gewöhnlichen Art bewegt. Offenbar verhalten ſich die drei durch dieſe Anordnung erzeugbaren Häckſellängen wie die Umſetzungsverhält-

niſſe der drei Räderpaare $\frac{g}{g_1}$, $\frac{h}{h_1}$ und $\frac{i}{i_1}$. Sollte eine noch weitere Veränderung des Vorſchubes erfordert werden, ſo ließe ſich dieſelbe durch Austauſchen der Räder o und p durch entſprechend andere erreichen. Man bemerkt auf der Schwungradwelle a zwei Kegelräder b und b_1, welche gleichzeitig in das größere Rad eingreifen. Dieſe Anordnung eines Wendegetriebes iſt zu dem Zwecke gewählt, um, wenn erforderlich, eine Rückwärtsdrehung der Walzen vornehmen zu können, was unter Umſtänden bei einer eintretenden Verſtopfung der Zuführung nöthig werden kann. Man hat zu dem Ende nur die auf der Schwungradwelle auf einer Feder verſchiebbare Kuppelungsmuffe k nach der einen oder anderen Seite hin zu rücken, ſo daß dieſe Muffe mittelſt der an ihr befindlichen Zähne ein Mitnehmen des betreffenden loſe auf der Welle a drehbaren Kegelrades b oder b_1 bewirkt.

Die Abſicht, die Anzahl der zum Vorſchube erforderlichen Räder zu vermindern, war die Veranlaſſung zu der Anwendung von Scheibenrädern, wie ſie durch Fig. 187 erſichtlich gemacht iſt[1]). Die Axe der einen Vorſchubwalze iſt hier mit einem Rade A verſehen, welches auf ſeiner ebenen Fläche mit drei oder mehreren concentriſchen Zahnreihen a_1, a_2, a_3 beſetzt iſt. Demgemäß trägt die Schwungradwelle B ein auf einer Feder verſchiebliches Getriebe b, welches mit jedem dieſer Zahnringe in Eingriff gebracht werden kann, ſo daß der Vorſchubwalze dadurch die veränderliche Winkelgeſchwindigkeit ertheilt wird. Es iſt leicht erſichtlich, daß dieſe Anordnung nicht geſtattet, dem Getriebe b und den Zahnringen a die zu einer guten Kraftübertragung erforderliche coniſche Form zu geben, vielmehr iſt die Verſchiebung des Rades b nur möglich, wenn daſſelbe eine cylindriſche Geſtalt erhält. Hieraus ergiebt ſich ein gewiſſer Mangel der Bewegungsübertragung zwiſchen den gedachten Rädern, ein Uebelſtand, welcher indeß bei der Geringfügigkeit der übertragenen Kraft und bei der Langſamkeit der Bewegung nicht in dem Maße in Betracht kommt, daß man ſich zur Erzielung eines richtigen Zahneingriffs veranlaßt ſähe, anſtatt eines Getriebes b drei verſchiedene von coniſcher Form anzuwenden, für welche dann den Zahn-

Fig. 187.

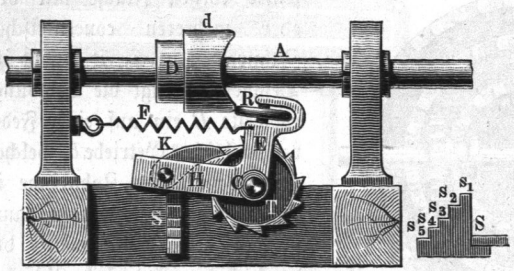


[1]) D. R.-P. Nr. 10 117.

ringen ebenfalls die richtige Kegelgeſtalt gegeben werden könnte; der erreichte Vortheil würde den Nachtheil der weniger einfachen Bauart nicht aufwiegen. Um auch hier eine Rückwärtsbewegung der Walzen zu ermöglichen, iſt noch ein Getriebe b_1 angewandt, welches auf der entgegengeſetzten Seite in einen der Zahnringe eingreift, und daher die umgekehrte Umdrehung hervorbringt, ſobald man zuvor das Getriebe b in eine Lage zwiſchen den Zahnringen gebracht hat, wie ſie dem Stillſtande der Walzen entſpricht.

Unter den Vorrichtungen zur Erzeugung eines **abſatzweiſen** Vorſchubs zeichnet ſich die von **Biddel** herrührende Anordnung durch ihre Einfachheit aus. Hierbei iſt auf die Schwungradwelle A, Fig. 188, eine Daumenſcheibe D geſetzt, welche auf ihrer Stirn mit zwei diametral gegenüber ſtehenden Hervorragungen oder Daumen d verſehen iſt. Einem Winkelhebel HE, deſſen mit einer Reibrolle R verſehener einer Arm E ſtetig durch eine Feder F gegen dieſe Hervorragungen gedrückt wird, ertheilen dieſe daher bei der Umdrehung der Schwungradwelle eine ſchwingende Bewegung um die Axe C der Vorſchubwalze, um welche der Hebel HE loſe drehbar iſt. Bei dieſer ſchwingenden Bewegung des Winkelhebels ſchiebt die in dem wagerechten Arme H angebrachte Schiebeklinke K das Schaltrad T um einen oder mehrere Zähne fort, je nach dem Ausſchlage des Hebels. Um dieſen Ausſchlag veränderlich zu machen, iſt bei den Maſchinen von **Gebr. Scheiter**[1]) ein einfaches Mittel in Anwendung gebracht, nämlich der mit mehreren ſtaffelförmigen Anſätzen s_1, s_2, s_3 ... verſehene Schieber S, welcher ſo angebracht iſt, daß der Winkelhebel HE mit dem Arme H ſich auf eine dieſer Staffeln ſtützt, ſo lange er nicht durch die Wirkung des Daumens davon entfernt wird. Es iſt deutlich, wie vermöge dieſer Einrichtung der Ausſchlag des Winkelhebels um ſo größer ausfällt, je niedriger die Stufe s iſt, bis zu welcher ſich der Hebelarm unter dem Zuge der Feder F zurückziehen kann.

Fig. 188.

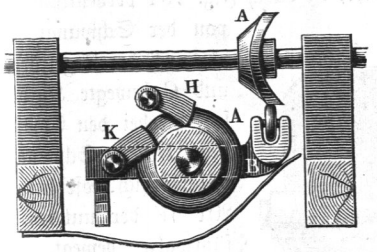


Dieſelbe Anordnung iſt auch in der Weiſe abgeändert worden, daß anſtatt des mit Schaltzähnen verſehenen Rades eine glattrandige Scheibe A,

[1]) D. R.-P. Nr. 11875. Verhandl. d. Vereins zur Bef. d. Gewerbfl. 1882, S. 138.

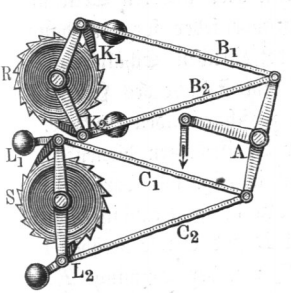
Fig. 189, angewandt iſt, gegen deren mit einer ringsum laufenden Nuthe verſehenen Umfang ſich die durch Reibung wirkende Schaltklinke K legt. Auf dieſe Weiſe wird unter Vermeidung der Schaltzähne ein geräuſchloſer Gang erzielt und die Möglichkeit gegeben, die Schaltung in beliebigem Betrage vorzunehmen, während bei der Anwendung von Schaltzähnen die Vorſchiebung natürlich nur ſprungweiſe um je eine Zahntheilung veränderlich gemacht werden kann. Die Klinke H dient als Klemmgeſperre, um einen unbeabſichtigten Rückgang der Walze bei dem Rückwärtsſchwingen des Hebels B zu verhüten. Der bei dieſer Vorſchiebevorrichtung angewandte Daumen muß natürlich ſo viel Hervorragungen erhalten, wie die Zahl der Meſſer iſt, er iſt zweiſchlägig bei den gewöhnlichen Zweimeſſermaſchinen.

Fig. 189.



Anſtatt der Daumen hat man auch eine auf der Meſſerwelle angebrachte Kurbel zur Bewegung der Schaltklinken benutzt. Hierbei iſt zu bemerken, daß, wenn eine ſolche Kurbel auf der Schwungradwelle einer Zweimeſſermaſchine angeordnet wird, durch dieſelbe zweimal ein Schalten bewirkt werden muß, zu welchem Zwecke man Doppelklinken in Anwendung gebracht hat. In Fig. 190 iſt eine ſolche Anordnung angedeutet, und zwar wird hierbei jede der beiden Vorſchubwalzen durch ein Schaltwerk in Umdrehung geſetzt, um vermöge dieſer Einrichtung auch die Zahnräder zu vermeiden, welche zwiſchen den beiden Walzen die Bewegung übertragen müſſen, ſo lange man durch das Schaltwerk unmittelbar nur die eine Walze in Umdrehung ſetzt, wie dies bei den bisher beſprochenen Vorrichtungen der Fall iſt. Von einer Kurbel der Meſſerwelle wird dem Winkelhebel A eine ſchwingende Bewegung ertheilt, vermöge deren er durch die Schubſtangen $B_1 B_2$ und $C_1 C_2$ die Klinken K und L bewegt, welche den beiden Schalträdern R und S auf den Vorſchiebewalzen die erforderliche Umdrehung ertheilen. Es iſt aus der Figur erſichtlich, daß von den beiden Klinken jedes Rades die eine beim Hingange und die andere beim Rückſchwingen des Hebels zur Wirkung kommt, ſo daß mit jeder Umdrehung der

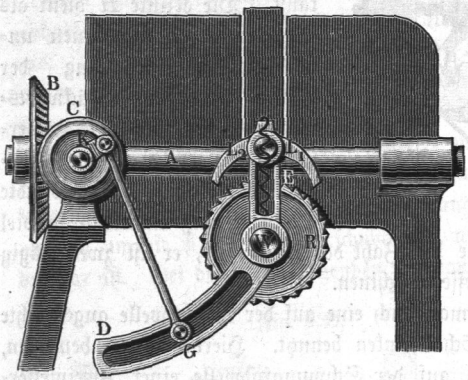
Fig. 190.



die Kurbel tragenden Schwungradwelle ein zweimaliger Vorſchub erzielt wird, wie er für Zweimeſſermaſchinen erfordert wird. Um bei dieſer Anordnung den Vorſchub zur Erzeugung verſchiedener Häckſellängen verändern zu können, iſt die den Hebel *A* antreibende Kurbel mit einem Schlitze verſehen, in welchem der Kurbelzapfen entſprechend verſtellt werden kann.

In welcher Art bei den Maſchinen von Lanz in Mannheim[1]) die Bewegung der Speiſewalzen erzielt wird, iſt durch Fig. 191 verdeutlicht. Die

Fig. 191.



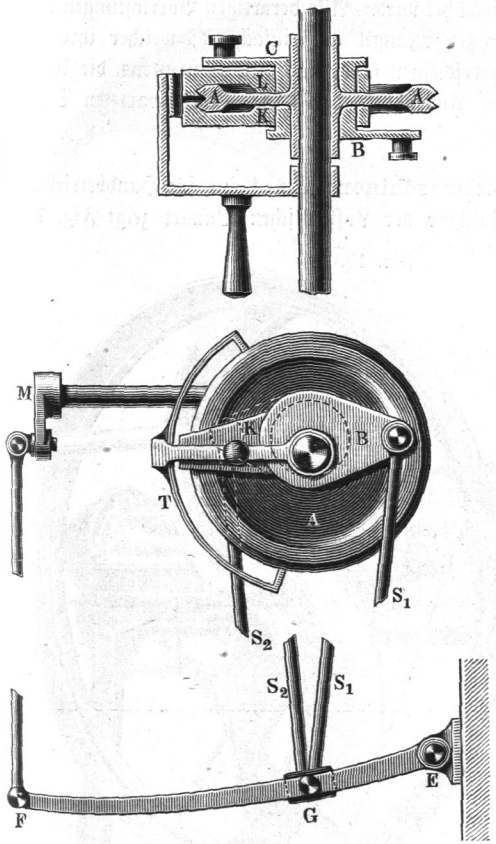
von der Schwungradwelle *A* durch die Kegelräder *B* und *C* bewegte Kurbel *K* ſetzt hierbei den Couliſſenhebel *DE* in Schwingung, welcher ſich loſe um die Axe *W* der unteren Zuführwalze bewegt. Auf dieſer Walze iſt ein doppeltes Schaltrad *R* mit nach beiden Seiten hin gerichteten Zähnen befeſtigt, in welche Zähne die Klinke L_1 oder L_2 eingreifen kann, ſobald man dieſe Klinke aus der gezeichneten mittleren Lage, in welcher eine Schaltung nicht ſtattfindet, nach der einen oder anderen Seite umlegt. Eine an dem Hebelarme *E* angebrachte Schraubenfeder ſorgt alsdann für den gehörigen Eingriff der Klinke in den betreffenden Schaltkranz. Die Verſtellung des Schubſtangenangriffs *G* in dem Schlitze des Hebels *D* ermöglicht eine Veränderung in der Länge des zu ſchneidenden Häckſels.

Es möge hier noch ein zur Bewegung der Speiſewalzen dienendes Reibungsſchaltwerk angeführt werden, welches in Fig. 192 dargeſtellt iſt[2]). Bei demſelben iſt auf der unteren Vorſchubwalze die glattrandige Scheibe *A* befeſtigt, auf deren Nabe beiderſeits die Hebel *B* und *C* loſe drehbar befindlich ſind. Dieſe durch die Schubſtangen S_1 S_2 von der Schwinge *EF* aus bewegten Hebel ſind in ihren Naben zu excentriſchen Scheiben ausgebildet, auf denen die Schaltklingen *K* und *L* loſe drehbar ſtecken. Wird nun durch die Kurbel *M* die Schwinge *EF* emporgezogen, ſo daß *B* nach links und *C* nach rechts gedreht wird, ſo wird *L* ſich feſt gegen die Scheibe *A* legen, ſo daß die letztere durch Reibung mitgenommen wird, während die andere Klinke *K* ſich von der Scheibe *A* ablöſt und erſt bei der entgegengeſetzten Bewegung des Hebels *EF* an die Scheibe *A* angepreßt wird, wodurch nun

[1]) D. R.-P. Nr. 16324. [2]) D. R.-P. Nr. 1779.

die letztere von der Klinke K mitgenommen wird. Die Veränderung des Hubes wird hierbei durch eine entſprechende Verſchiebung des Gleitſtückes G auf dem Hebel EF bewirkt. Will man die Bewegung der Speiſewalzen hierbei umkehren, ſo hat man nur nöthig, den Stellbogen T um eine halbe Umdrehung herumzulegen, wodurch die Klinken auf die entgegengeſetzte Seite zu liegen kommen, und daher in entgegengeſetztem Sinne wirkſam werden.

Fig. 192

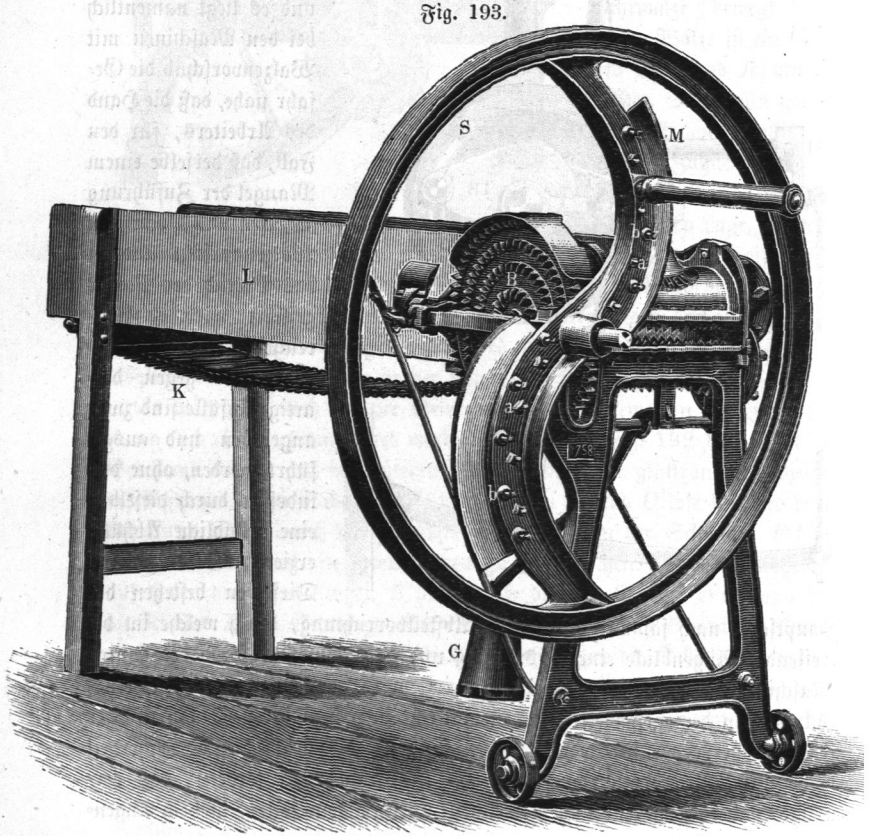


Bei dem Betriebe von Häckſelmaſchinen kommen ſehr häufig Verletzungen der Arbeiter durch die Meſſer vor, und es liegt namentlich bei den Maſchinen mit Walzenvorſchub die Gefahr nahe, daß die Hand des Arbeiters, für den Fall, daß derſelbe einem Mangel der Zuführung abhelfen will, von den Walzen erfaßt und in das Bereich der Meſſer geführt wird. Zahlreiche Sicherheitsvorrichtungen gegen derartige Unfälle ſind zwar angegeben und ausgeführt worden, ohne daß indeſſen durch dieſelben eine gründliche Abhülfe erzielt worden wäre. Dieſelben beſtehen der Hauptſache nach ſämmtlich in einer Abſtellvorrichtung, durch welche im betreffenden Augenblicke eine Ausrückung und daher ein Stillſtand der ganzen Maſchine oder der Vorſchubwalzen bewirkt wird. Wenn dabei dieſe Ausrückung von dem gefährdeten Arbeiter durch einen beſonderen Handgriff oder Fußtritt hervorgerufen werden ſoll, ſo wird die beabſichtigte Sicherheit wohl nur ſelten erreicht werden. Es iſt vielmehr zu fordern, daß derartige Sicherheitsvorrichtungen, wenn ſie wirkſam ſein ſollen, in dem Augen-

blicke der Gefahr ganz ſelbſtſtändig und ohne Zuthun des betheiligten Arbeiters zur Wirkung kommen. Man hat dieſes Ziel z. B. dadurch zu erreichen geſucht, daß unmittelbar vor und über den Zuführwalzen ein um einen Bolzen drehbarer Bügel gelagert wurde, gegen welchen der Arm des Arbeiters in dem erwähnten Zuſtande der Gefahr anſtößt, wodurch eine Erhebung dieſes Bügels und durch entſprechende Verbindungsglieder eine Ausrückung des Speiſeapparates herbeigeführt wird. Alle derartigen Vorrichtungen leiden in der Regel an einem großen Mangel an Einfachheit, welcher ihre Verwendung nicht zweckmäßig erſcheinen läßt, und welcher meiſtens die Urſache davon iſt, daß ſie in dem Augenblicke der Gefahr die erwarteten Dienſte nicht leiſten.

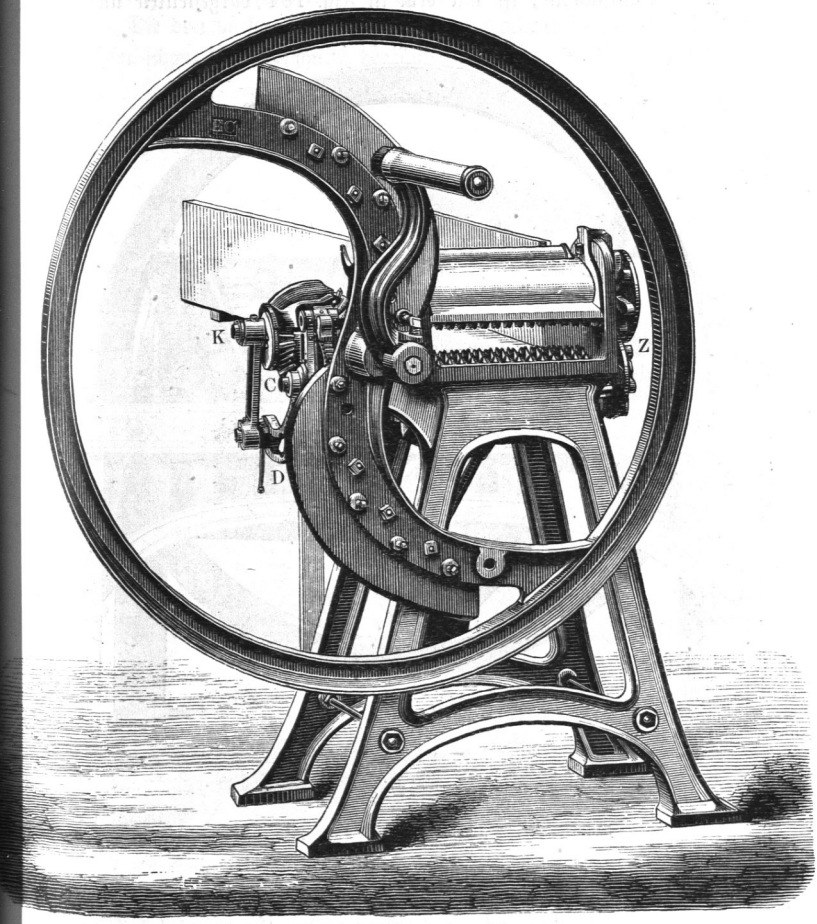
§. 58. **Ausgeführte Häckſelmaſchinen.** Eine kleine, für Handbetrieb eingerichtete zweimeſſerige Maſchine der Leſter'ſchen Bauart zeigt Fig. 193.

Fig. 193.



Hierbei trägt das auf dem freien Ende der Triebwelle angebrachte Schwungrad *S* an ſeinen beiden Armen die krummen Meſſer *M*, welche durch die Schrauben *a* befeſtigt und durch die Stellſchrauben *b* in gehöriger Art an das Gegenmeſſer herangeſtellt werden können. Die Bewegung der Vor-

Fig. 194.

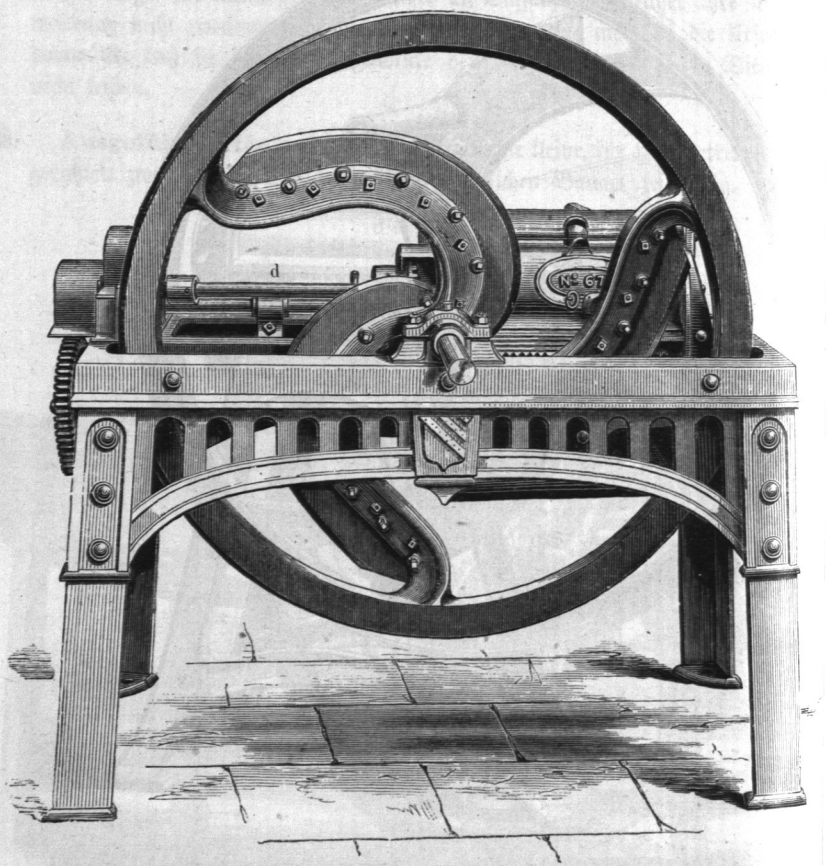


ſchiebewalzen, von denen die obere durch das Gewicht *G* belaſtet wird, geſchieht hierbei durch ein auf der Schwungradwelle befindliches coniſches Getriebe, welches je nach der gewünſchten Häckſellänge in einen der vier auf der Scheibe *B* angebrachten Zahnringe eingreift. Die eiſerne Vorſchiebekette *K* iſt nur für den Fall vorgeſehen, daß ein beſonderer Einleger nicht

vorhanden iſt. Die aus Holz gefertigte Lade *L* wird einfach gegen das eiſerne Geſtell der Maſchine gelehnt und an demſelben durch einige Haken befeſtigt.

Die ebenfalls für Handbetrieb eingerichtete Maſchine, Fig. 194 (a. v. S.), welche, wie die vorhergehende und folgende derſelben Fabrik von H. Lanz in Mannheim entſtammt, iſt mit dem in Fig. 191 dargeſtellten und bereits

Fig. 195.

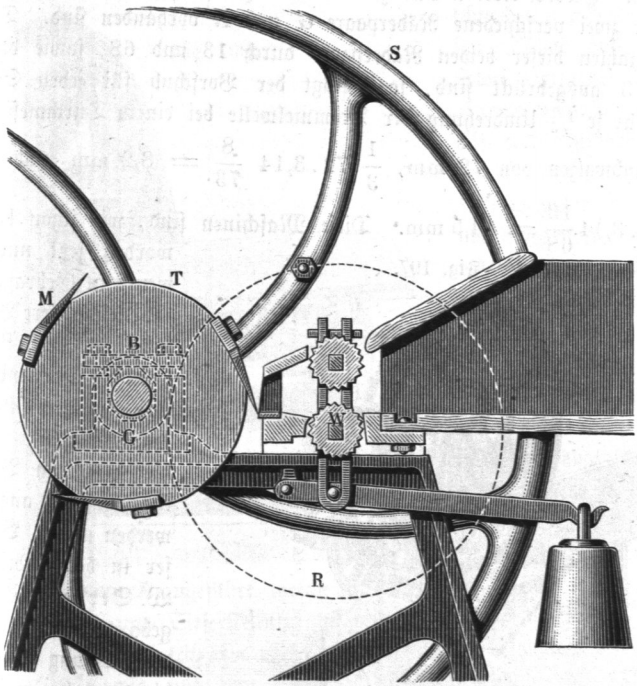


beſprochenen Vorſchube durch einen ſchwingenden Couliſſenhebel *D* verſehen, deſſen Bewegung durch einen Kurbelzapfen *K* erfolgt, der auf dem von der Schwungradwelle betriebenen coniſchen Rade *C* befindlich iſt. Die am freien Ende dieſes Schwinghebels befindliche Schaltklinke ſetzt das auf der unteren Zuführwalze befindliche Schaltrad in entſprechende Umdrehung, während der Betrieb auf die obere Walze durch Zahnräder *Z* vermittelt

wird, deren Zähne die durch die Beweglichkeit der oberen Walze bedingte große Länge haben.

Die Maſchine für Dampfbetrieb, Fig. 195, unterſcheidet ſich zunächſt von den vorhergehenden Handmaſchinen durch die ſolidere Unterſtützung der Schwungradwelle, welche hierbei das die Meſſer tragende Schwungrad nicht auf dem freien Ende, ſondern zwiſchen beiderſeits angebrachten Lagern aufnimmt. Die drei vorhandenen Meſſer ſind ſo bedeutend zurückgebogen, daß ein Meſſer ſchon ſeinen Schnitt beginnt, während das vorhergehende noch

Fig. 196.

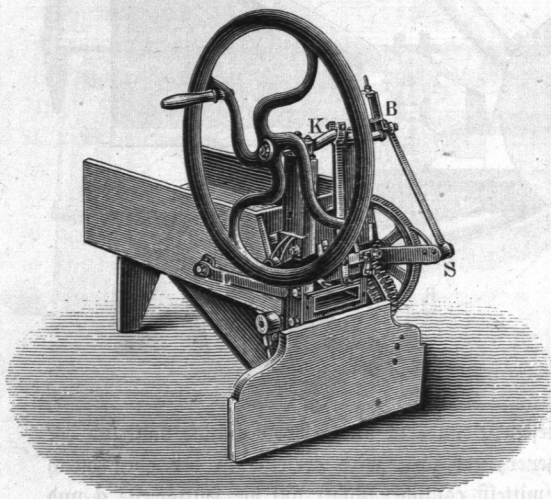


in Thätigkeit iſt. Aus dieſem Grunde iſt bei dieſer Maſchine natürlich der Vorſchub ein ununterbrochener, und zwar wird derſelbe in der oben durch Fig. 186 erläuterten Art mittelſt coniſcher Räder auf die Hülfswelle *d* und von da weiter durch Stirnräder auf die Walzen bewirkt. Die Veränderung der Schnittlänge wird durch entſprechende Wechſelräder ermöglicht, das Andrücken der oberen Walze gegen die untere geſchieht nicht durch Gewichte, ſondern durch Federn. Dieſe Maſchinen läßt man bei drei Meſſern mit 150 Umdrehungen und bei nur zwei Meſſern mit 200 Umdrehungen in der Minute ſich bewegen, der Kraftaufwand wird bei einer Schnittbreite

von 36 cm zu 3 Pferdekraft und die ſtündliche Leiſtung zu 35 Ctr. Häckſel von 12 mm Länge angegeben.

Eine Trommelmaſchine des Salmon'ſchen Syſtems iſt in Fig. 196 (a. v. S.) nach der unten angezeigten Quelle[1]) dargeſtellt. Die mit drei Meſſern *M* von ſchraubenförmiger Geſtalt verſehene Trommel *T* iſt beiderſeits in den eiſernen Böcken *B* gelagert, außerhalb welcher einerſeits das mit dem Kurbelgriffe verſehene Schwungrad *S*, andererſeits das Getriebe *G* aufgeſteckt iſt, welches durch ſeinen Eingriff in das auf der unteren Vorſchubwalze *W* befindliche Zahnrad *R* direct die Vorführung des Strohes bewirkt. Hierbei werden nur zwei Sorten Häckſel geſchnitten, zu welchem Zwecke zwei verſchiedene Räderpaare *G* und *R* vorhanden ſind. Da die Zähnezahlen dieſer beiden Räderpaare durch 13 und 68, ſowie durch 8 und 73 ausgedrückt ſind, ſo beträgt der Vorſchub für jeden Schnitt, d. h. für je $^1/_3$ Umdrehung der Trommelwelle bei einem Durchmeſſer der Vorſchubwalzen von 72 mm, $\frac{1}{3}\ 72\,.3{,}14\ \frac{8}{73} = 8{,}2$ mm und bezw. $\frac{1}{3}\ 72\,.3{,}14\frac{13}{68} = 14{,}5$ mm. Dieſe Maſchinen ſind, wie ſchon bemerkt worden, jetzt nur noch wenig in Gebrauch.

Fig. 197.



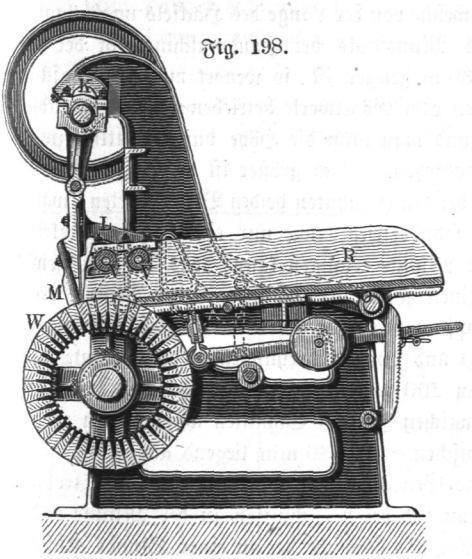
Dieſe letztere Bemerkung gilt auch für die Guillotinenmaſchinen, von denen nur der Vollſtändigkeit halber hier noch ein Beiſpiel in Fig. 197 angeführt werden mag. Bei dieſer in der Fabrik von W. Serbe in Chemnitz gebauten Maſchine wird die Führung des durch die Kurbelwelle *K* auf und ab geführten Meſſers durch die zu beiden Seiten angeordneten Lenker *L* vorgenommen, welche Anordnung geringere Reibungswiderſtände im Gefolge hat, als die ſonſt bei derartigen Maſchinen übliche Couliſſenführung. Der Vorſchub iſt ſelbſtredend hierbei ein abſetzender, er wird be-

[1]) Schneitler und Andree, Sammlung von Werkzeichn., landwirthſchaftl. Maſchinen und Geräthe.

wirkt durch die Bewegung des Schalthebels *S* von einem beſonderen auf der Triebwelle angebrachten Kurbelarme *B*, auf welchem der treibende Kurbelzapfen ſich je nach der zu erzielenden Häckſellänge verſtellen läßt. Als beſonderer Vorzug wird der Maſchine von ihrem Erbauer die Gefahrloſigkeit des Betriebes nachgerühmt; dieſe Maſchine findet hauptſächlich noch da Verwendung, wo wenig Raum und nur ein Mann zur Bedienung vorhanden iſt.

Obwohl nicht zur Erzeugung von Häckſel gehörig, mag doch hier die Maſchine von Bracker, Fig. 198, angeführt werden[1]), da dieſelbe in ihrer Einrichtung und Wirkungsweiſe eine große Aehnlichkeit mit der zuletzt beſprochenen Guillotinenhäckſelmaſchine zeigt. Dieſe hauptſächlich zum Zerſchneiden von Hadern, Seilen, Tabak und anderen Stoffen dienende Maſchine arbeitet ebenfalls mit einem auf- und abgehenden Meſſer *M*, welches durch den Krummzapfen *K* der darüber liegenden Schwungradwelle bewegt wird und welches unterhalb ſeine Führung ähnlich wie bei der letztgedachten Häckſelmaſchine durch zwei Lenker *L* erhält, die um die Bolzen *O* drehbar ſind. Das zu zerſchneidende Material wird in einer der Strohlade bei Häckſelmaſchinen ähnlichen Rinne *R* zugeführt, welche gleichfalls um *O* drehbar und hierdurch einer Höher- und Tieferſtellung befähigt iſt. Speiſewalzen *V* in dieſer Rinne vermitteln durch ihre ruckweiſe Drehung den Vorſchub des zu ſchneidenden Materials, und zwar geſchieht das Schneiden über der mit Holz im Umfange beſetzten Walze *W*, die gewiſſermaßen als Hauklotz dient, und welche, um die Abnutzung möglichſt gleichmäßig zu erhalten, ebenfalls nach jedem Schnitte eine geringe Drehung erhält.

Fig. 198.



Leiſtung der Häckſelmaſchinen. Die Menge des von einer Häckſelmaſchine in beſtimmter Zeit erzeugten Productes hängt ebenſo wie die Größe der zum Betriebe erforderlichen Arbeit außer von der Geſchwindig- §. 5

[1]) D. R.-P. Nr. 20754.

keit, d. h. von der Anzahl der in dieſer Zeit vollführten Schnitte, namentlich von den Abmeſſungen der zugeführten Strohmaſſe, d. h. alſo von der Breite und Höhe des Mundſtückes ab. Auf das Gewicht des geſchnittenen Häckſels hat natürlich auch die Länge des letzteren directen Einfluß, da dieſes Gewicht unter ſonſt gleichen Umſtänden in demſelben Maße wie die Häckſellänge wächſt. Auf den Arbeitsverbrauch hingegen hat die Länge des erzeugten Häckſels nur einen untergeordneten Einfluß inſofern, als mit einer Vergrößerung der Häckſellänge die Widerſtände zunehmen, welche ſich der Bewegung des Strohs durch den Vorſchiebeapparat entgegenſetzen, dieſe Arbeit iſt aber im Allgemeinen nur unerheblich gegenüber der zum eigentlichen Schneiden aufzuwendenden, welche von der Länge des Häckſels unabhängig iſt.

Während die Breite des Mundſtücks bei Handmaſchinen in der Regel etwa zwiſchen 0,12 und 0,30 m gelegen iſt, ſo wendet man bei Maſchinen, welche durch Dampfmaſchinen oder Göpelwerke betrieben werden, Mundſtücke bis zu 0,40 m Breite an, und man kann die Höhe durchſchnittlich zwiſchen $1/3$ und $1/4$ der Breite vorausſetzen. Noch größer iſt die Verſchiedenheit in Betreff der Geſchwindigkeit bei den erwähnten beiden Betriebsarten; während die Schwungradwelle durch Handbetrieb etwa nur eine Geſchwindigkeit bis zu 30 Umdrehungen in der Minute erlangen kann, was bei den gewöhnlichen zweimeſſerigen Maſchinen ſomit 60 Schnitte in der Minute ergiebt, ſo läßt man die durch Dampf oder Pferde betriebenen Maſchinen mit Geſchwindigkeiten zwiſchen 100 und 200 Umdrehungen in der Minute laufen, ſo daß dieſelben alſo zwiſchen 200 und 400 Schnitte in dieſer Zeit machen. Die Länge des Vorſchubs zwiſchen je zwei Schnitten wurde ſchon oben für gewöhnlichen Häckſel als zwiſchen 8 und 30 mm liegend angegeben.

Bezeichnet man mit a das Gewicht von 1 m der zugeführten Strohmaſſe oder der Auflage, ſo beſtimmt ſich bei n Schnitten in der Minute und bei einer Häckſellänge gleich s mm das Gewicht der in einer Stunde geſchnittenen Maſſe zu $L = \frac{60\,n\,s\,a}{1000}$ kg.

Wenn hierbei die zum Betriebe erforderliche Arbeit N Pferdekraft, alſo in der Minute $60.75.N = 4500.N$ mkg beträgt, und N_0 Pferdekraft zum Leergange erforderlich ſind, ſo hat man die für einen Schnitt erforderliche Nutzarbeit durch $e = \frac{75}{n}(N - N_0)$ mkg ausgedrückt.

Nach Hartig[1]) kann man die zum Betriebe einer Häckſelmaſchine aufzuwendende Arbeit in Pferdekräften ausdrücken durch

$$N = \frac{n}{4500}(\alpha + \beta a + \gamma s),$$

[1]) Verſuche zu Döbeln, ausgeführt von Pfannenſtiel, Blomeyer und Hartig. Leipzig 1878.

worin α der Leergangsarbeit zugehört, während βa die eigentliche Schneidearbeit vorſtellt, die man mit der Stärke der Vorlage a, d. h. mit dem Querſchnitte des Schnittes proportional annehmen muß. Der dritte Theil, γs, ſtellt die durch die Vorſchiebung aufgezehrte Arbeit vor, welche im directen Verhältniſſe mit der Länge s des Vorſchubes für jeden Schnitt ſteht. Die Coefficienten α, β und γ ſind für jede Maſchine auf Grund von Verſuchen zu ermitteln. Hierauf bezüglich mögen in der folgenden Tabelle die Ergebniſſe angeführt werden, wie ſie durch die Hartig'ſchen Verſuche an ſieben Häckſelmaſchinen verſchiedener Fabriken gefunden wurden, wobei zu bemerken iſt, daß die unter Nr. 1 bis 6 angeführten Maſchinen ſolche nach der Leſter'ſchen Bauart mit zwei Meſſern bedeuten, während die Maſchine Nr. 7 eine Guillotinenmaſchine war. In Betreff der näheren Angaben muß auf die unten angeführte Quelle verwieſen werden, auch möge der Bemerkungen Erwähnung geſchehen, welche über die Coefficienten dieſer Verſuche von Hofmann in dem ſchon angeführten Artikel über Häckſelmaſchinen gemacht worden ſind.

Häckſelmaſchine Nr.	1	2	3	4	5	6	7	
Durchmeſſer der Antriebſcheibe	419	518	293	470	335	423	274	mm
Umdrehungen pro Minute . .	125	105	175	115	150	130	210	
Zahl der Schnitte pro Minute	250	210	350	230	300	260	210	
Breite des Zuführcanals . .	255	260	240	265	208	300	212	mm
Durchmeſſer der Speiſewalzen	77	90	92	100	100	120	104	mm
Horizont. Abſtand der Meſſerwelle vom Anfang des Gegenmeſſers	190	115	90	180	76	125	—	mm
Aeußerer Durchmeſſer des Schwungrades	1,22	1,16	1,14	1,22	0,85	1,04	0,825	m
Zeitdauer eines Schnittes in Proc. einer Umdrehung . .	15,3	21,4	17,8	16,4	27,7	18,3	—	
Cofficient α (Leergang) . . .	4,10	2,76	1,70	6,45	3,14	4,41	4,41	
„ β (Schneidwirkung)	4,20	2,86	1,72	0,991	4,05	2,70	2,80	
„ γ (Vorſchiebung) .	0,471	0,364	1,29	0,659	0,171	0,400	0,200	

Unter der Vorausſetzung einer übereinſtimmenden Zahl der Schnitte gleich 260 in der Minute, einer Schnittlänge von $s = 13$ mm und einer Auflage im Gewichte $a = 2{,}5$ kg pro 1 m Länge ergiebt ſich für

Maſchine Nr.	1	2	3	4	5	6	7
Arbeitsverbrauch im Arbeitsgange $N =$	1,20	0,846	0,857	1,001	0,895	0,945	0,794 Pferdek
Leiſtung einer Pferdekraft in der Stunde $L =$	423	585	591	501	566	536	639 kg

Von ſonſtigen Angaben über die Leiſtung und bezw. den Kraftbedarf von Häckſelmaſchinen mögen hier noch die von Wüſt[1]) gemachten angeführt werden. Demnach erhält man bei einer Häckſellänge von 1 cm durch jeden Schnitt von je einer Schnittfläche gleich 1 qdcm an Häckſel dem Gewicht nach 0,01 kg. Nimmt man eine durchſchnittliche Höhe des Mundſtücks gleich $^1/_3$ von deſſen Breite an, ſo berechnet ſich obiger Angabe zufolge die nachſtehende Zuſammenſtellung:

Leiſtung in Kilogramm in 1 Stunde bei 1 cm Häckſellänge

	Umdrehung des Schwungrades	Breite des Mundſtücks in Centimetern				
		12	20	25	30	40
Handbetrieb . . .	30	17	48	75	108	192
Dampf oder Göpel .	100—200	—	160—320	250—500	360—720	640—1280

Außerdem giebt dieſelbe Quelle als das Mittel vieler Verſuche die Leiſtung wie folgt an:

Häckſellänge . . . . . =	0,7	1	1,5	2	3	4	cm
Leiſtung einer Pferdekraft in einer Stunde =	300	400	550	650	800	900	kg
=	55	90	160	220	320	360	hl

Die Leiſtung eines Mannes beträgt bei andauernder Arbeit etwa 10 Proc. der oben angegebenen Werthe. Es iſt ſelbſtredend, daß die Nutzleiſtung einer Maſchine bei gegebener Triebkraft weſentlich auch von dem Zuſtande der Maſchine, insbeſondere von der Schärfe der Meſſer und den Leerlaufswiderſtänden abhängen muß.

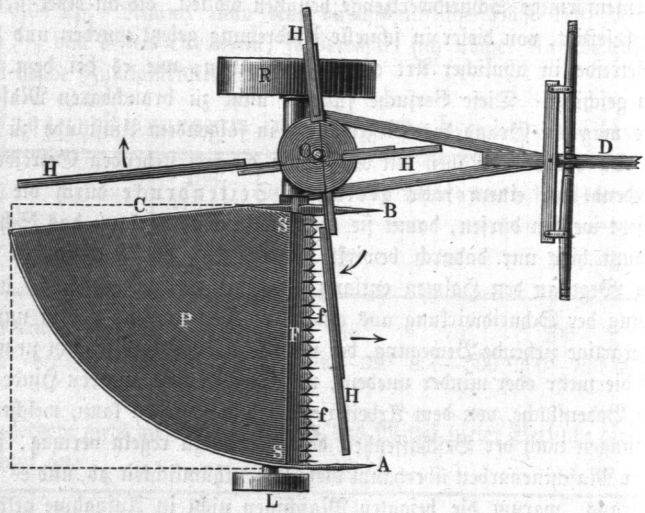
[1]) Landwirthſchaftliche Maſchinenkunde von Dr. A. Wüſt.

Mähmaſchinen. Man kann bei jeder Mähmaſchine, von neben- §. 60.
ſächlichen Gliedern abgeſehen, drei Haupttheile unterſcheiden, und zwar das Schneidzeug zum Abſchneiden der Halme, das Triebwerk zur Bewegung der arbeitenden Theile, und die Vorrichtung zum Zuführen des ſtehenden Getreides nach dem Schneidzeuge ſowie zum Ablegen der geſchnittenen Stengel. Die letztere Vorrichtung findet ſich nur bei den Getreidemähmaſchinen, bei denen es von Wichtigkeit iſt, das geſchnittene Getreide ſogleich in Garben zu binden, oder doch vor dem Zertreten durch die Hufe der Pferde zu ſichern, während dieſe Nothwendigkeit bei den Grasmähmaſchinen nicht vorhanden iſt.

Zum Schneiden des Getreides hat man bei den erſten Mähmaſchinen, wie ſie ſeit dem Anfange unſeres Jahrhunderts verſucht worden ſind, ſichel- oder ſenſenförmige Schneidwerkzeuge benutzen wollen, die an einer ſtehenden Welle befeſtigt, von dieſer in ſchnelle Umdrehung geſetzt wurden und hierbei das Getreide in ähnlicher Art abſchneiden ſollten, wie es bei dem Handmähen geſchieht. Dieſe Verſuche führten nicht zu brauchbaren Maſchinen, und es mag der Grund des Mißerfolges in folgendem Umſtande zu ſuchen ſein. Da bei dem Mähen mit der Senſe die frei ſtehenden Getreidehalme ſelbſtredend nur einem ſehr geringen Seitendrucke durch die Senſe ausgeſetzt werden dürfen, damit ſie nicht umknicken, ſo kann das Schneiden überhaupt hier nur dadurch bewirkt werden, daß die Schneide in einem langen Wege an den Halmen entlang gezogen wird, wie in §. 54 bei Beſprechung der Schneidwirkung aus einander geſetzt wurde. Wenn nun auch eine derartige ziehende Bewegung, bei welcher gleichzeitig Rückſicht zu nehmen iſt auf die mehr oder minder unebene, mit Steinen und anderen Hinderniſſen beſäete Bodenfläche, von dem Arbeiter ausgeführt werden kann, welcher ſeine Bewegungen nach der Beſchaffenheit des Bodens zu regeln vermag, ſo geht doch der Maſchinenarbeit überhaupt dieſe Eigenthümlichkeit ab, und es erklärt ſich hieraus, warum die beſagten Maſchinen nicht in Aufnahme gekommen ſind, ganz abgeſehen davon, daß dieſen erſten Maſchinen auch noch die ſo nöthige Ablegevorrichtung fehlte, wodurch zu einer Verzettelung des Getreides Veranlaſſung gegeben werden mußte. Nicht glücklicher fielen die darauf folgenden Verſuche aus, zum Schneiden der Halme eine ſchnell rotirende, am Umfange mit Zähnen nach Art der Kreisſägen beſetzte Scheibe zu verwenden, ſo daß man auch dieſe Art des Schneidzeuges bald aufgab. Brauchbar wurden die Mähmaſchinen erſt durch die Anwendung des jetzt in allgemeinem Gebrauche befindlichen Schneidzeuges, das im weſentlichen aus einem wagerecht hin- und hergehenden Meſſer mit vielen zahnartigen Schneiden beſteht, welche Schneiden bei ihrer Bewegung an entſprechenden feſten Schneiden ſich hinbewegen, auf dieſe Weiſe an allen dieſen Schneiden eine gewiſſe ſcherenartige Wirkung erzielend. In

Fig. 199, welche die obere Anſicht einer Mähmaſchine vorſtellt, iſt dieſes Schneidzeug mit *S* bezeichnet. Daſſelbe beſteht im weſentlichen aus dem in geringer Höhe über dem Boden befindlichen Fingerbalken *F*, der nach vorn, d. h. nach der Richtung der Fortbewegung der Maſchine gekehrte ſpitze Finger *f* erhält, welche bei der Bewegung der Maſchine das ſtehende Getreide in einzelne Streifen oder Büſchel zu theilen beſtimmt ſind. Das Abſchneiden der Halme zwiſchen je zwei Fingern wird durch eine daſelbſt bewegte dreieckige Meſſerklinge bewirkt. Alle dieſe zwiſchen den Fingern befindlichen Klingen ſind an einer gemeinſamen Meſſerſtange befeſtigt, welche die gedachte ſchnell hin- und hergehende Bewegung von einer kleinen Kurbel erhält, deren Lenkerſtange die Meſſerſtange ergreift, und welche ihre Um-

Fig. 199.



drehung durch die Vermittelung von Zahnrädern von dem Fahrrade *R* aus empfängt, das der ganzen Maſchine zur Unterſtützung dient. Ein beſonderes kleineres Laufrad *L* oder auch wohl ein auf dem Boden ſchleifender Schuh unterſtützt das freie Ende des Schneidzeuges, welches ſeiner ganzen Länge nach frei in das zu ſchneidende Getreide hineinragt, und ein an dieſem freien Ende angebrachter Abtheiler oder größerer Finger *A* bewirkt daſelbſt die Abtheilung des zu ſchneidenden Getreides von dem ſtehen bleibenden, ſo daß nur die zwiſchen *A* und *B* wurzelnden Halme der Wirkung des Schneidzeuges ausgeſetzt ſind.

Als Triebwerk zur Bewegung des Meſſers ſowohl wie der Ablegevorrichtung dient das Fahrrad *R* oder bei Maſchinen mit zwei Fahrrädern auch wohl die Axe derſelben. Die Umdrehung der Fahrräder erfolgt wie bei

jedem Wagen einfach durch den Zug der an die Deichſel *D* geſpannten Pferde, und es iſt, um ein ſolches Fahrrad zum Treiben der zu bewegenden Theile brauchbar zu machen, nur erforderlich, den Widerſtand, welcher ſich am Boden einem möglichen Gleiten des Rades entgegenſetzt, größer zu machen, als derjenige iſt, welcher dem Rade aus ſeiner eigenen Umdrehung und aus dem Betriebe der zu bewegenden Theile am Umfange erwächſt. Um dies zu erreichen, werden in der Regel die Fahrräder mit hervorragenden Rippen am Umfange verſehen, die ſich bei weichem Boden in denſelben eindrücken und hiermit dem Rade das beſagte Gleiten verwehren.

Da die Pferde, um ein Niedertreten des Getreides zu vermeiden, neben dem ſtehenden Getreide einhergehen müſſen, die erforderliche Zugkraft daher in *D* ſeitwärts von dem Schneidapparate ausgeübt werden muß, ſo folgt hieraus leicht ein gewiſſer Seitendruck, welcher von den Pferden an der Deichſel durch einen entgegengeſetzten Seitendruck aufgehoben werden muß, wodurch die Thiere natürlich nutzlos ermüdet werden. Man wird daher beſondere Sorgfalt darauf zu verwenden haben, durch geeignete Anordnung der Maſchine dieſen Seitenzug zu umgehen, ebenſo wie man für eine entſprechende gegenſeitige Ausgleichung der Gewichte der einzelnen Maſchinentheile zu ſorgen hat, um die Pferde nicht mit einem abwärts gerichteten Drucke oder einem Zuge nach oben zu treffen. Bei manchen Maſchinen iſt ein Sitz für den Führer nicht vorgeſehen, unter der Vorausſetzung, daß der Treiber auf dem einen Pferde reite, eine Anordnung, die ſich nicht empfiehlt, inſofern als die Zugkraft eines Thieres, das gleichzeitig eine gewiſſe Laſt zu tragen hat, ſich um einen größeren Betrag verringert, als der Widerſtand iſt, welchen dieſelbe Laſt bei dem Fahren herbeiführt. Aus dieſem Grunde und auch wegen der Möglichkeit einer beſſeren Bedienung der Maſchine iſt bei allen beſſeren Mähmaſchinen ein beſonderer Kutſcherſitz für den Führer vorgeſehen, deſſen Schwere bei der Ausgleichung der Gewichte daher entſprechend zu berückſichtigen iſt.

Bei den *Grasmähmaſchinen* fallen die geſchnittenen Halme unmittelbar hinter den Meſſern auf den Boden, während bei jeder *Getreidemähmaſchine* hinter dem Schneidapparate eine *Plattform P* zur Aufnahme der Stengel angeordnet wird. Um die letzteren dem Schneidzeuge in geeigneter Art darzubieten und nach dem Schneiden auf die Plattform niederzulegen, bedient man ſich einzelner, mit Brettern, den ſogenannten *Raffern*, verſehener Arme, die anfänglich an einer wagerechten Haſpelwelle angebracht waren, während man jetzt meiſtens eine ſtehende Axe zur Bewegung dieſer Arme benutzt. Bei den erſten Mähmaſchinen war die Plattform rechtwinkelig, wie die Punktirung zeigt, und es mußte die Ablegung des auf die Plattform gefallenen Getreides durch Abharken nach hinten ſeitens des die Maſchine bedienenden Führers geſchehen. Abgeſehen davon, daß dieſe Ar-

beit eine ſehr beſchwerliche iſt, werden dabei die Halme auf die ſoeben abgemähte Fläche abgelegt, auf welcher bei dem nächſten Schnitte die Pferde zu gehen haben, ſo daß man, um ein Zertreten des Getreides zu vermeiden, unmittelbar hinter der Maſchine das Getreide in Garben binden und zur Seite ſchaffen muß. Um dieſem Uebelſtande zu begegnen, werden die für Getreide beſtimmten Mähmaſchinen jetzt faſt immer mit einer Ablegevorrichtung verſehen, welche ſelbſtändig ein ſeitliches Ablegen der Stengel bei *C* bewirkt. Zu dieſem Zwecke giebt man der Plattform die gezeichnete quadrantenförmige Geſtalt mit der Abfallkante in *C* und benutzt zum Abharken des Getreides die um eine ſtehende Axe *O* drehbaren Raffarme *H*, denen man die zum Abharken erforderlichen Zähne giebt. Wenn man hierbei alle Raffer als Harken wirken läßt, ſo wird das Getreide in einer zuſammenhängenden langen Schwade nach der Richtung des Zuges abgelegt; will man dagegen einzelne Garben bilden, ſo verſieht man nur einen der Raffer mit Harkenzähnen, ſo daß während einer Umdrehung der Haſpelwelle *O* auch nur einmal ein Ablegen der Stengel in Form einer Garbe vorgenommen wird. Die Art der Einrichtung der gedachten Raffer und Harken und namentlich wie ihre Bewegung geſchieht, iſt bei den ausgeführten Maſchinen ſehr verſchieden. Man hat bei den verſchiedenen in Anwendung gebrachten Ablegevorrichtungen im Allgemeinen ſein Hauptaugenmerk darauf gerichtet, den um *O* drehbaren Armen, welche bei der Drehung über der Plattform zwiſchen *F* und *C* ſich annähernd wagerecht bewegen müſſen, außerhalb der Plattform eine derartig emporſteigende Richtung vorzuſchreiben, daß ſie den Treiber nicht behindern.

Die Beſpannung der Mähmaſchinen geſchieht in der Regel durch zwei Pferde; einſpännige Maſchinen ſind nur ſelten in Anwendung gebracht worden. Maſchinen für den Betrieb durch Menſchen zu bauen, wird ſich von vornherein nicht empfehlen, da ſolche Maſchinen wegen der unvermeidlichen Widerſtände zwiſchen den Maſchinentheilen jedenfalls unvortheilhafter arbeiten müßten, als das einfache Handgeräth, die Senſe, welche die ganze Arbeit des Schnitters zur Verrichtung der eigentlichen Nutzleiſtung des Schneidens zu verwenden geſtattet, da bei ihrer Handhabung Nebenhinderniſſe nicht auftreten. Andererſeits hat man auch die Betreibung der Mähmaſchinen durch Dampfkraft vorgeſchlagen, und es hat auch nicht an Stimmen gefehlt, welche den Betrieb von Dampfmähmaſchinen für ausſichtsvoll hielten; bei dem dermaligen Zuſtande der Technik finden indeſſen Dampfmähmaſchinen ſo gut wie keine Verwendung, und es dürfte angeſichts der eigenartigen Verhältniſſe, unter denen die Mähmaſchinen zu arbeiten haben, die Zeit der Verwendung von Dampfkraft zu ihrem Betriebe noch ziemlich fern liegen.

Daß man bei der Anordnung der Mähmaſchinen das Gewicht des ganzen Baues möglichſt gering zu halten hat, ergiebt ſich ſchon daraus, daß die

Maſchine für ſich einen Wagen bildet, deſſen Fortbewegung um ſo größere Zugkraft erfordert, je größer ſein Eigengewicht iſt, und daß für die Betreibung der eigentlichen Arbeitsvorrichtungen um ſo weniger Kraft übrig bleibt, je mehr ſchon zu der einfachen Fortbewegung der Maſchine erfordert wird. Es iſt ferner erſichtlich, daß man bei dem bloßen Transporte der Maſchine, wobei ein Mähen nicht ſtattfindet, auch die Bewegung des Meſſers und der Ablegevorrichtung ausrücken wird, zu welchem Zwecke die geeigneten Ausrückevorrichtungen angebracht ſein müſſen. Die Beſchaffenheit des Bodens, namentlich das Vorkommen von Steinen und anderen Hinderniſſen, macht ferner eine ſolche Anordnung des Schneidzeugs nöthig, vermöge deren daſſelbe nicht nur in verſchiedener Höhe vom Boden eingeſtellt werden, ſondern auch während des Betriebes von dem Führer jederzeit über unvorhergeſehene Hinderniſſe hinweggehoben werden kann. Um die Beförderung der Maſchine auch auf engen Wegen und durch enge Thore hindurch vornehmen zu können, pflegt man das Schneidzeug und auch die Plattform zum Aufklappen einzurichten. Nach dieſen allgemeinen Bemerkungen möge nun eine Beſprechung der einzelnen oben genannten Theile folgen.

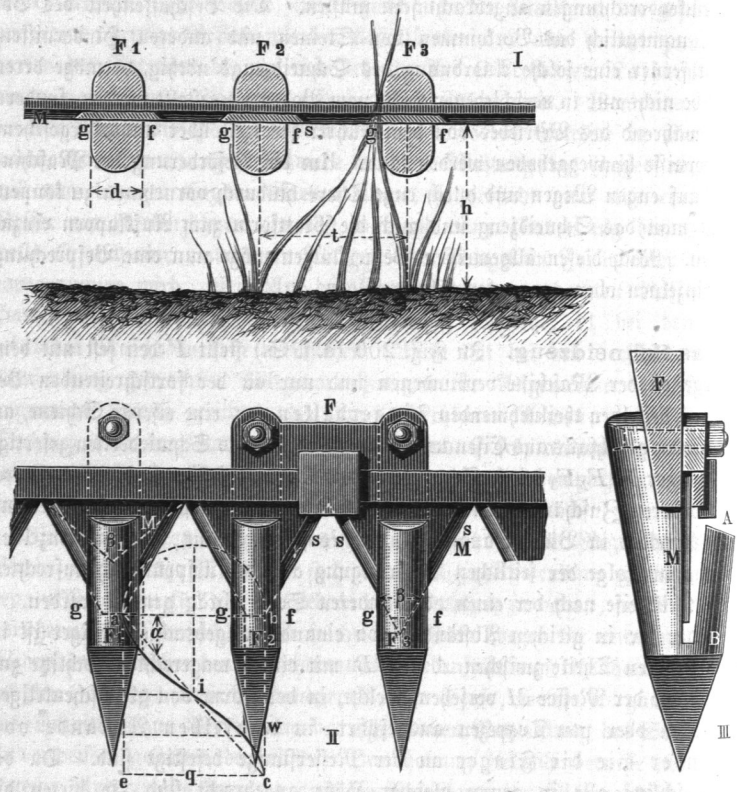
Das Schneidzeug. In Fig. 200 (a. f. S.) ſtellt F den feſt mit dem §. 61.
Fahrgeſtell der Maſchine verbundenen und nur an der fortſchreitenden Bewegung deſſelben theilnehmenden **Fingerbalken** vor, eine eiſerne Schiene, an welcher die gleichfalls aus Eiſen und zwar am beſten aus Schmiedeeiſen gefertigten Finger $F_1 F_2 F_3$ durch Schrauben oder Nieten befeſtigt ſind. Als Zweck der vorderen Zuſchärfung dieſer Finger wurde ſchon vorſtehend die Theilung des Getreides in Büſchel angeführt, und es folgt hieraus, daß die einzelnen Halme in Folge der ſeitlichen Verdrängung aus der urſprünglich aufrechten Lage theilweiſe nach der einen oder anderen Seite ſchräg geneigt werden.

Jeder der in gleichen Abſtänden von einander angebrachten Finger iſt in dem hinteren Theile zwiſchen A und B mit einem wagerechten Schlitze zur Aufnahme der Meſſer M verſehen, welche, in der Form von gleichſchenkeligen Dreiecken oder von Trapezen ausgeführt, in **demſelben Abſtande von einander wie die Finger** an der Meſſerſtange befeſtigt ſind. Da die Fingerſchlitze alle in genau gleicher Höhe angebracht ſind, ſo bieten die unteren Schenkel der Finger für die Meſſer und deren Stange eine genau wagerechte Auflage dar, auf welcher die Hin- und Herbewegung der Meſſer mittelſt einer Kurbel erfolgt.

Da die Meſſerklingen von oben zugeſchärft ſind, ſo entſteht auf jeder Seite eine ſcharfe Schneide s, welche wie ein Meſſer ſchneidend gegen die zwiſchen ihr und dem Finger zuſammengepreßten Stengel wirkt, und welche gleichzeitig zuſammen mit der Kante f oder g des Fingers eine Schere darſtellt, unter deren Wirkung die dicht an dem Finger befindlichen Halme

durchgeſchert werden. Wegen dieſer Scherwirkung iſt es nothwendig, den Fingern bei *f* und *g* ſcharfe Kanten zu geben, der Flächenwinkel daſelbſt iſt aber wie bei allen Scheren wenig von einem rechten verſchieden. Um dieſe Kanten dauernd ſcharf zu erhalten und namentlich eine Abrundung derſelben durch den Gebrauch möglichſt zu vermeiden, pflegt man auch wohl die Finger an den betreffenden Stellen mit beſonders eingeſetzten Stahlplatten zu verſehen.

Fig. 200.



Aus dem Vorſtehenden ergiebt ſich, daß die Wirkungsart dieſer Schneidklingen der Mähmaſchinen viele Aehnlichkeit mit derjenigen der Meſſer von Häckſelmaſchinen hat. Ebenſo wie dieſe das hinter dem Mundſtücke in der Lade zuſammengepreßte Stroh weſentlich durchſchneiden, indem nur für die unterſten auf dem Gegenmeſſer ruhenden Stengel von einem eigentlichen Abſcheren die Rede ſein kann, ebenſo werden hier die zwiſchen dem Meſſer und dem Finger befindlichen Halme zunächſt durch das bewegte Meſſer zuſammengedrängt und durchgeſchnitten, und nur die letzten,

unmittelbar an den Finger ſich anlehnenden Halme ſind einem Abſcheren ausgeſetzt. Da hiernach die Wirkung der Klingen weſentlich eine ſchneidende iſt, ſo wird auch hier wie bei allen Meſſern die Richtung der Schneide gegen die Bewegung derſelben von beſonderem Einfluſſe ſein. Um dieſen Einfluß zu erkennen, iſt es nur nöthig, die Bewegung für irgend einen Punkt des Meſſers feſtzuſtellen, da alle Punkte deſſelben ſich in parallelen Bahnen bewegen. Dieſe Bewegung ſetzt ſich in jedem Augenblicke aus zwei geradlinigen Bewegungen zuſammen, von denen die eine dem Meſſer in der Richtung der Meſſerſtange durch die Kurbel ertheilt wird, während die andere dazu ſenkrechte gleich der Fortbewegung der ganzen Maſchine durch den Zug der Pferde anzunehmen iſt. Dieſe letztere Bewegung iſt unter der Vorausſetzung eines gleichmäßigen Ganges der Pferde eine gleichförmige, wogegen die Bewegung des Meſſers in der Richtung der Stange mit derjenigen Ungleichförmigkeit behaftet iſt, die der Kurbelbewegung entſpringt. Aus der Figur läßt ſich leicht dieſe Bewegung beurtheilen. Stellt nämlich darin $ab = 2r = q$ die Länge des Kurbelſchubs vor, und ſetzt man voraus, daß in der Zeit, während welcher eine einfache Verſchiebung der Meſſer, in der alſo eine halbe Umdrehung der Kurbel gemacht wird, eine Fortbewegung der Maſchine um $bc = w$ ſtattfindet, ſo wird der Punkt a des Meſſers M nach c gelangen auf einem Wege, welcher wie folgt erhalten wird. Denkt man ſich den der Bewegung von a nach b zugehörigen halben Kurbelkreis über ab gezeichnet, und denſelben in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, in der Figur in vier, getheilt, ſo erhält man unter der hier immer zutreffenden Vorausſetzung einer langen Lenkerſtange in den Fußpunkten der von den Theilpunkten auf den Durchmeſſer ab gefällten Lothe die entſprechenden Seitenverſchiebungen des Meſſers bei den zugehörigen Drehungen der Kurbel. Man hat daher nur nöthig, die Strecke ae, welche die Vorwärtsbewegung w der Maſchine vorſtellt, ebenfalls in dieſelbe Anzahl gleicher Theile zu theilen, und durch die Theilpunkte Parallelen zu ab zu ziehen. Die entſprechenden Durchſchnitte dieſer Parallellinien mit den verlängerten Lothen durch die Theilpunkte des Kurbelkreiſes laſſen alsdann den Verlauf der Curve aic erkennen, welche den abſoluten Weg des Punktes a der Klinge M vorſtellt. Jeder andere Punkt des Meſſers beſchreibt eine mit aic vollkommen gleiche und ihr parallele Curve. Es iſt übrigens unſchwer zu erkennen, daß dieſe Curve eine Sinuslinie iſt und übereinſtimmt mit der Projection einer Schraubenlinie, die auf einem Cylinder vom Durchmeſſer ab mit der Steigung $2.ae$ gedacht wird. Für die folgenden Bemerkungen genügt es, den Weg des Punktes a durch die gerade Linie ac zu erſetzen, deren Neigung gegen die Richtung der Querbewegung durch die Beziehung $tg\,\alpha = \frac{bc}{ab} = \frac{w}{q}$ feſtgeſtellt wird.

Man erſieht zunächſt, daß bei den gewählten Verhältniſſen, d. h. bei der angenommenen Größe von q und w oder α und dem Neigungswinkel β der Meſſerſchneiden, der Schnitt in ſchräger Richtung gegen die Schneide ausgeführt wird, und zwar um ſo mehr, je ſpitzer der Winkel β an der Spitze des Meſſers gewählt wird, während ein ſtumpfer Winkel β_1, für welchen die Schneide ſenkrecht zu ac ſteht, zu einem geraden Schnitte Veranlaſſung giebt. Es mag dies deswegen beſonders hervorgehoben werden, weil zuweilen der Neigungswinkel $\gamma = \frac{1}{2}\beta$ der Meſſerſchneide gegen die Fingerkante als maßgebend für den Schneidwiderſtand angegeben und behauptet wird, der Schnitt müſſe um ſo vollkommener und der Widerſtand um ſo geringer ausfallen, je ſtumpfer der Winkel β der Schneiden ſei, eine Bemerkung, die ſich aus der Betrachtung der Figur als unzutreffend erweiſt, da hiernach der Schnitt im Gegentheil um ſo mehr ſchräg oder gezogen ausfällt, je ſpitzer der Winkel β der beiden Schneiden iſt. Die Figur giebt auch Aufſchluß über die Wirkung, welche man ſich von feilen- oder ſägeartig gezahnten Meſſern verſprechen kann, wie ſie vielfach, beſonders für harte Getreideſtengel, Verwendung finden. Wenn dieſelben auch erfahrungsmäßig bei ſolcher Verwendung vortheilhaft ſind, inſofern ſie längere Zeit gebraucht werden können, ohne einer Schärfung zu bedürfen, welche ſich bei glatten Meſſern öfter nöthig macht, ſo kann dieſer Umſtand doch nicht etwa darin begründet ſein, daß dieſe ſägeförmigen Meſſer auch thatſächlich ein förmliches Abſägen der Stengel bewirken könnten. Denn da man dieſe gezahnten Meſſer immer ſtumpfwinkelig zu machen pflegt, etwa dem Winkel β_1 entſprechend, ſo folgt hieraus, daß die Schneiden ſich nahezu ſenkrecht zu ihrer Richtung bewegen, während die Wirkung einer Säge eine zu ihrer Richtung parallele Bewegung erfordert.

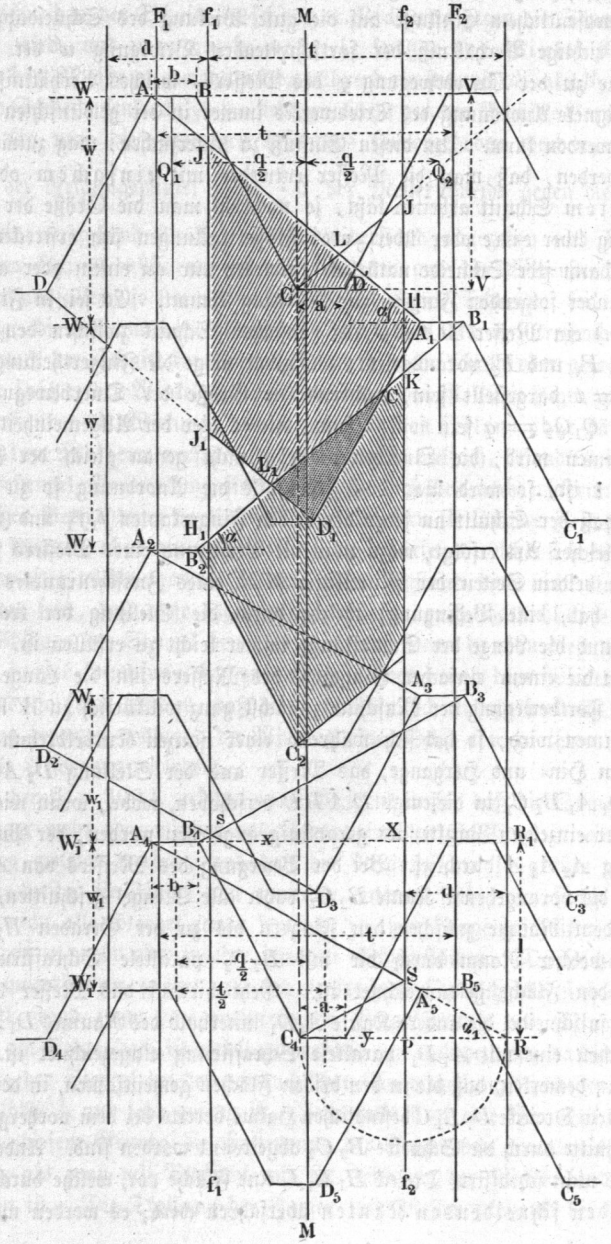
Aus der Fig. 200 I. erkennt man übrigens auch, daß die Stengel durch die Finger mehr oder minder aus ihrer aufrechten Stellung in eine ſchiefe Richtung geneigt werden, und daß die Neigung um ſo größer ausfallen muß, je weiter die Finger von einander entfernt ſind. In Folge hiervon werden nicht alle Stengel genau ſenkrecht zu ihrer Länge geſchnitten, ſondern zum Theil in mehr oder minder ſchrägen Schnittflächen. Da ſolche ſchräge Durchſchnittsflächen größer als die ſenkrechten Querſchnitte ſind, ſo hat dieſer Umſtand zwar eine entſprechende Vergrößerung des Schneidwiderſtandes zur Folge, doch iſt dieſelbe jedenfalls nur unbedeutend, da die gedachte Neigung der Stengel bei der gebräuchlichen Fingertheilung t und der üblichen Stoppelhöhe h nur ſehr gering iſt. Jedenfalls liegt eine Veranlaſſung nicht vor, aus dieſem Grunde die Entfernung der Finger von einander kleiner zu machen, als man mit Rückſicht auf die Feſtigkeit der Meſſer und Finger genöthigt iſt. Die Theilung der Finger und Meſſer ſchwankt bei den aus-

geführten Maſchinen etwa zwiſchen 70 und 90 mm, die Stoppelhöhe kann im Durchſchnitt zu 0,1 m angenommen werden.

Von weſentlichem Einfluſſe auf die gute Wirkung des Schneidapparates iſt das richtige Verhältniß der fortſchreitenden Bewegung w der ganzen Maſchine zu der Querbewegung q des Meſſers, welches Verhältniß durch eine geeignete Anordnung des Triebwerkes immer in der gewünſchten Größe erlangt werden kann. Um dieſen Einfluß zu unterſuchen, mag zunächſt bemerkt werden, daß man die Meſſer entweder mit *einfachem* oder mit *doppeltem* Schnitt arbeiten läßt, je nachdem man die Größe der Querbewegung über *eine* oder über *zwei* Fingertheilungen ſich erſtrecken läßt, wonach dann jede Schneide natürlich entweder nur an einem oder an zwei auf einander folgenden Fingern zur Wirkung kommt. Es ſei in Fig. 201 (a. f. S.) ein Meſſer $DABC$ für einfachen Schnitt zwiſchen den beiden Fingern F_1 und F_2 vorausgeſetzt, und zwar möge die Fingertheilung durch $F_1F_2 = t$ dargeſtellt ſein, während die Größe der Querbewegung des Meſſers $Q_1Q_2 = q$ ſein ſoll. Wenn, wie es hier der Allgemeinheit wegen angenommen wird, die Querbewegung q nicht genau gleich der Fingertheilung t iſt, ſo wird man doch jedenfalls die Anordnung ſo zu treffen haben, daß der Schnitt an jeder der beiden Fingerkanten f_1f_1 und f_2f_2 in genau gleicher Art erfolgt, wozu man die Bewegung eines Meſſers ſymmetriſch zu beiden Seiten der Mittellinie MM eines Zwiſchenraumes vorzunehmen hat, eine Bedingung, welche durch die Stellung der treibenden Kurbel und die Länge der Schubſtange immer leicht zu erfüllen iſt.

Wenn die einem einfachen Hingange des Meſſers um die Länge q zugehörige Fortbewegung der Maſchine zunächſt ganz willkürlich zu $WW = w$ angenommen wird, ſo hat ſich während einer ganzen Kurbeldrehung, alſo bei einem Hin- und Hergange, das Meſſer aus der Stellung $D_2A_2B_2C_2$ durch $D_1A_1B_1C_1$ in diejenige $DABC$ verſchoben, wobei, wenn wieder die Wege der einzelnen Punkte als geradlinig angeſehen werden, der Punkt A_2 den Weg A_2A_1A durchlief. Bei der Bewegung des Meſſers von A_2 nach A_1 hat die vorangehende Kante B_2C_2 daher alle Stengel geſchnitten, welche ſich in dem Raume zwiſchen den Fingern bis zu der Geraden H_1K befinden, welcher Raum durch die mit B_2C_2 parallele Schraffirung der betreffenden Fläche gekennzeichnet iſt. Geht hierauf das Meſſer von A_1 nach A, ſo ſchneidet die andere Kante A_1D_1 innerhalb des Raumes $D_1A_1JJ_1$, für welchen eine mit A_1D_1 parallele Schraffirung eingezeichnet iſt. Hier muß man bemerken, daß die in den beiden Flächen gemeinſamen, in der Figur getüpfelten Dreiecke D_1L_1C befindlichen Halme bereits bei dem vorhergegangenen Schnitte durch die Schneide B_2C_2 abgetrennt worden ſind. Andererſeits ſtellt das nicht ſchraffirte Dreieck $H_1L_1J_1$ eine Fläche vor, welche durch *keine* der beiden *ſchneidenden Kanten* überfahren wird; es werden nun zwar

Fig. 201.


F1
f1
M
f2
F2
d
t
b
W
A
B
V
w
t
J
Q1
q/2
q/2
Q2
J
L
D
C
D
V
H
a
a
W
A1
B1
K
C
w
J1
L1
H1
D1
C1
W
A2
B2
W1
A3
B3
D2
C2
w1
W1
A4
B4
s
x
X
B1
b
D3
d
C3
t
q/2
W1
4/2
S
B5
a
A5
D4
C4
y
P
q1
R
f1
D5
f2
C5
M

die auf dieſer Fläche ſtehenden Halme ſich dem Durchſchneiden an der Fingerkante $f_1 f_1$ nicht entziehen können, aber die Trennung daſelbſt wird nur erfolgen, nachdem die Halme durch die Vorwärtsbewegung der Maſchine entſprechend nach vorn gebogen ſind. Die größte Biegung in dieſer Richtung erleidet dabei der dicht an dem Finger ſtehende Halm, für welchen dieſe Bewegung die Größe $H_1 J_1$ erreicht. Ein ſolches Vorwärtsbiegen der Halme hat nun erfahrungsmäßig keine weiteren Nachtheile bei aufrecht ſtehendem Getreide, deſſen Stengel wenig oder gar nicht gelagert ſind; dagegen kann es das Mähen ſehr erſchweren bei gelagertem Getreide, deſſen Stengel wegen ihrer geneigten Lage ſich ohnehin ſchon ſchwer den Meſſern darbieten und welche daher durch das Vorwärtsbiegen dem Schneidzeuge ganz entzogen werden können. Man wird daher, um dieſem Umſtande Rechnung zu tragen, die Verhältniſſe ſo einzurichten haben, daß ein ſolches Vorwärtsbiegen der Stengel überhaupt nicht ſtattfindet. Die Figur giebt unmittelbar darüber Aufſchluß, wie man dieſer Bedingung genügen kann.

Damit ein Vorwärtsbiegen nicht eintrete, muß die Strecke $H_1 J_1$ gleich Null werden, d. h. der Schnittpunkt L_1 zwiſchen den Wegen $H_1 K$ und $D_1 J_1$ der Punkte B_2 und D_1 muß in die Fingerkante $f_1 f_1$ hineinfallen. Da nun die gedachten beiden Wege nach beiden Seiten hin gleiche Neigung gegen die Fingerkante haben, ſo ergiebt ſich hieraus leicht die folgende Conſtruction. Zieht man von C_4 das Loth $C_4 P$ auf die Richtung der Fingerkante $f_2 f_2$ oder der fortſchreitenden Bewegung und verlängert daſſelbe um die eigene Länge, macht alſo $PR = PC_4$, ſo erhält man in der Verbindungslinie $A_4 R$ die erforderliche Richtung der Bewegung des Eckpunktes A_4, und wenn man den Schnittpunkt S dieſer Geraden und der Fingerkante mit C_4 verbindet, ſo giebt $C_4 S$ den Weg für den Punkt C_4 des Meſſers an. Die Richtigkeit des Ergebniſſes folgt daraus, daß nach der Conſtruction $SC_4P = SA_4B_4$ iſt. Dieſer Winkel $SC_4P = \alpha_1$ ſtellt aber die Neigung des Weges eines Meſſerpunktes gegen die Querbewegung des Meſſers dar und giebt durch $tg\alpha_1 = \frac{w_1}{q}$ das Verhältniß der beiden Bewegungen w_1 und q des Meſſers. Nach der Figur ergiebt ſich die Größe w der Vorwärtsbewegung für jeden einfachen Hub des Meſſers durch $W_1 W_1 = w_1$.

Man kann für die erforderliche Größe von w_1 eine Formel leicht aus der Figur ableſen, wenn man die Breite des Meſſers an der Spitze $AB = b$ und die Weite am Grunde $CD' = a$ ſetzt, und mit l die Höhe VV des Meſſers, ſowie mit d die Dicke eines Fingers bezeichnet. Dann findet man:

$$A_4 X = x = \frac{b+q+t-d}{2} \quad \text{und} \quad C_4 P = y = \frac{q+a-d}{2},$$

folglich:

$$l = R R_1 = (x + y)\, tg\, \alpha_1 = \frac{b + 2q + t + a - 2d}{2} \frac{w_1}{q},$$

woraus die Vorwärtsbewegung zu

$$w_1 = \frac{2ql}{b + 2q + t + a - 2d}$$

folgt.

Wenn man die Vorwärtsbewegung w der Maſchine größer annimmt, als dieſer Gleichung entſpricht, wie in der Figur für $A_2 A_1 A$ geſchehen, ſo ergiebt ſich die Größe $H_1 J_1$ des Vorwärtsbiegens der Halme an der Fingerkante zu

$$H_1 J_1 = v = (x + y) tg\, \alpha - l = \frac{b + 2q + t + a - 2d}{2} \frac{w}{q} - l.$$

In ähnlicher Weiſe kann man die Zeichnung für den doppelten Schnitt entwerfen, was hier unterbleiben ſoll, da die Abweichung nur ganz unweſentlich iſt. In welcher Art aus dem Winkel α oder aus dem Verhältniß der Bewegungen w und q bei einer gewiſſen Größe q des Meſſerausſchubs der Betrieb einzurichten iſt, wird aus der Betrachtung des Triebwerks ſich ergeben.

Beiſpiel. Wählt man für eine Mähmaſchine die Fingertheilung $t = 80$ mm, und die Dicke $d = 35$ mm, ferner $a = b = 10$ mm und die Länge $l = 70$ mm, ſo muß für einen Kurbelſchub $q = 75$ mm zur Vermeidung des Vorbiegens der Halme die Vorwärtsbewegung der Maſchine für jeden einfachen Schub der Meſſerſtange gleich

$$w_1 = \frac{2 . 75 . 70}{10 + 2 . 75 + 80 + 10 - 2 . 35} = \frac{1050}{18} = 58{,}3 \text{ mm}$$

gemacht werden.

Wollte man w größer, etwa gleich 80 mm, wählen, ſo wäre damit ein Vorbiegen einzelner Halme um die Größe

$$v = \frac{10 + 2 . 75 + 80 + 10 - 2 . 35}{2} \frac{80}{75} - 70 = 96 - 70 = 26 \text{ mm}$$

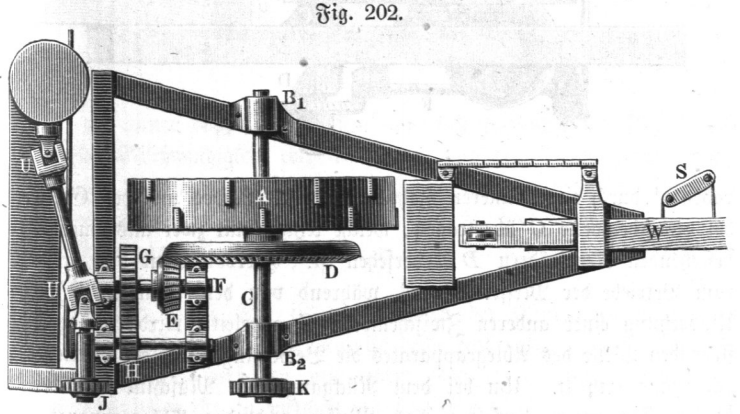
verbunden.

§. 62. **Das Triebwerk.** Die Unterſtützung des Schneidzeugs und der zu deſſen Betrieb dienenden Maſchinentheile geſchieht bei allen Mähmaſchinen durch einen auf mehreren Rädern laufenden Wagen oder Karren. Man unterſcheidet hierbei die ſogenannten Fahrräder von den Trag- oder Laufrädern; die letzteren von geringem Durchmeſſer dienen nur als unterſtützende Rollen für den Schneidapparat, während die Fahrräder das Hauptgewicht der ganzen Maſchine aufzunehmen haben und mit Rückſicht hierauf immer von größerem Durchmeſſer (0,7 bis 1 m) ausgeführt werden. Die Laufräder dagegen erhalten meiſt nur 0,2 bis 0,6 m Durchmeſſer und werden zuweilen ganz fortgelaſſen, indem man die Unterſtützung des Fingerbalkens am freien Ende durch einfache Gleitſchuhe vornimmt.

Je nach der Anzahl der Fahrräder unterſcheidet man ein- und zweiräderige Maſchinen; jede der beiden Ausführungsarten hat ihre Vortheile. Während bei der Anordnung nur eines Fahrrades das Geſammtgewicht der Maſchine entſprechend geringer ausfällt, als bei zwei Fahrrädern, ſo iſt mit den letzteren eine beſſere Unterſtützung zu erzielen. Man findet ſehr häufig die Getreidemähmaſchinen mit einem Fahrrade ausgeführt, während man bei den Grasmähmaſchinen, welche einen größeren Widerſtand zu überwinden haben, zwei Fahrräder anwendet; die letztere Anordnung iſt auch in dem Falle nothwendig, wenn man das Schneidzeug zum Aufklappen einrichtet, um die Beförderung der Maſchine auf engen Wegen zu ermöglichen. Zum Betriebe des Schneidzeuges ebenſo wie der bei Getreidemähmaſchinen vorhandenen Ablegevorrichtung wird immer die Umdrehung eines Fahrrades oder der Fahraxe benutzt, in der Art, daß durch Zahnrädervorgelege die langſame Umdrehung des Fahrrades in eine bedeutend ſchnellere Drehung der Kurbelaxe umgeſetzt wird, die dem Meſſer die hin- und hergehende Bewegung ertheilt. Die Art, wie dieſer Betrieb abgeleitet wird, iſt bei verſchiedenen Maſchinen zwar verſchieden, doch pflegt man in faſt allen Fällen zwei Räderpaare, wovon das eine ein Kegelräderpaar iſt, in Anwendung zu bringen. Die folgenden Figuren ſtellen die am meiſten verwendeten Einrichtungen dar.

In Fig. 202[1]) iſt das Fahrrad A einer einräderigen Maſchine loſe auf die Fahraxe geſteckt, welche in dem Rahmen bei B_1 und B_2 ihre Lager

Fig. 202.



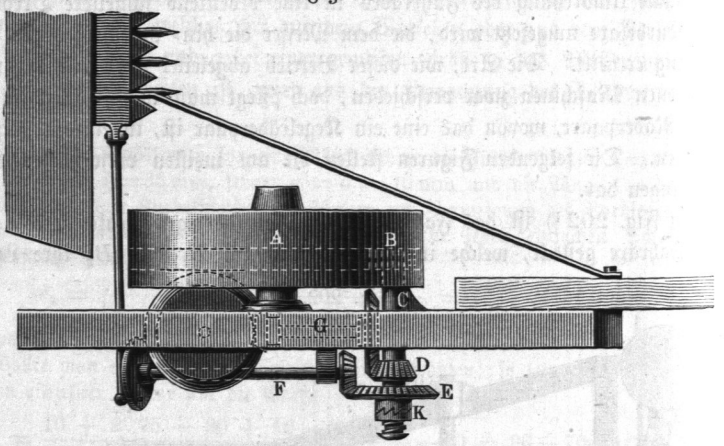
findet. Durch eine mittelſt eines Hebels vom Kutſcherſitze aus zu bewegende Kuppelung kann das Fahrrad bei dem Arbeiten mit der Axe C feſt verkuppelt

[1]) Maſchine Little Champion, beſchrieben von Perels in dem Berichte: „Die Bodencultur auf der Wiener Weltausſtellung. 1873.“

werden, in welchem Falle das auf dieſer Axe feſte Kegelrad *D* die Bewegung auf das Getriebe *E* der Zwiſchenwelle *F* überträgt. Von dieſer Welle erhält die Kurbelwelle für die Bewegung des Meſſers durch die beiden Stirnräder *G* und *H* ihre ſchnelle Umdrehung. Gleichzeitig wird durch ein auf der Fahraxe außerhalb der Lager angebrachtes Kettenrad *K* mittelſt einer Kette das Rad *J* bewegt, von welchem aus durch Vermittelung von zwei Univerſalgelenken *U* die ſtehende Welle für die Ablegevorrichtung in Umdrehung geſetzt wird. An der Deichſel *W* iſt die Wage für die Pferde bei *S* angebracht, ſo daß der von den letzteren ausgeübte Zug ungefähr in der Ebene der inneren Radkante des Fahrrades wirkſam iſt.

Bei der Mähmaſchine von Samuelſon, deren Triebwerk in Fig. 203 dargeſtellt iſt[1]), wird die Bewegung des loſe auf der Fahraxe ſitzenden Fahr-

Fig. 203.

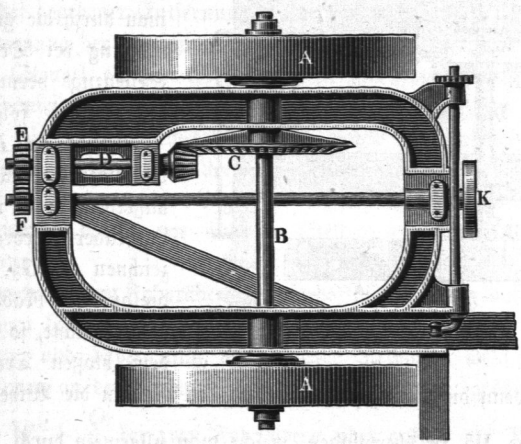


rades *A* durch einen inneren Zahnkranz dieſes Rades auf das Getriebe *B* der Zwiſchenwelle *C* übertragen, welche letztere mit zwei aus einem Stücke beſtehenden Kegelrädern *DE* verſehen iſt. Hiervon dient das größere *E* zum Betriebe der Meſſerwelle *F*, während von dem kleineren *D* aus die Umdrehung einer anderen Zwiſchenwelle *G* abgeleitet wird, die der ſchräg ſtehenden Welle des Ablegeapparates die Bewegung durch ein drittes Kegelräderpaar ertheilt. Um bei dem Rückgange der Maſchine und bei dem bloßen Transporte derſelben das Meſſer und den Ablegeapparat außer Thätigkeit zu ſetzen, iſt hier das Doppelrad *DE* loſe auf ſeine Welle geſetzt, mit welcher es bei dem Arbeitsgange durch die Zahnkuppelung *K* feſt verbunden werden kann.

[1]) Perels, Die Mähemaſchinen.

Den Geſtellrahmen für eine zweiräderige Maſchine zeigt Fig. 204 [1]). Die beiden Fahrräder *A* ſind hier ebenfalls loſe auf die Axe *B* geſetzt, und durch an den Naben angebrachte Geſperre iſt dafür Sorge getragen, daß die Fahraxe von den Fahrrädern bei dem Vorwärtsfahren mitgenommen wird, während bei dem Rückwärtsfahren die angewandten Sperrklinken ſich aus den Sperrzähnen ausheben. Wie die Bewegung der Fahraxe *B* durch das Kegelrad *C* auf die Zwiſchenwelle *D* und durch die Stirnräder *EF* auf die Kurbelwelle übertragen wird, iſt aus der Figur erſichtlich. Es iſt übrigens hier die Einrichtung getroffen, daß man durch ein Vertauſchen des

Fig. 204.



Rades *E* mit einem doppelt ſo großen innerlich gezahnten der Kurbelwelle die doppelte Geſchwindigkeit ertheilen kann, und dem entſprechend iſt die Kurbelſcheibe *K* mit zwei verſchiedenen Löchern für Aufnahme des Kurbelzapfens ausgerüſtet, ſo daß man den Hub des Meſſers ebenfalls verändern und das Meſſer ſowohl mit einfachem wie mit doppeltem Schnitte arbeiten laſſen kann.

In Fig. 205 (a. f. S.) iſt der Rahmen der Grasmähmaſchine von Wood [2]) dargeſtellt: Hier ſind ebenfalls beide Fahrräder *A* als Triebräder benutzt, indem jedes derſelben mit einem Zahnkranze mit innerer Verzahnung *B* verſehen iſt, in welchen ein Getriebe *C* eingreift. Die beiden Getriebe *C* ſind mit ihrer Axe *D* wieder durch Geſperre *G* ſo verbunden,

---

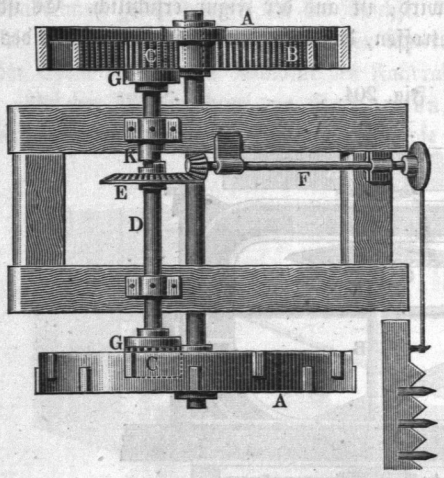
[1]) Buckeye-Mähmaſchine von Aultmann, Miller & Co. in Ohio, aus: Wüſt, Die Mähemaſchinen der Neuzeit.

[2]) Perels, Handbuch ꝛc., III. Heft, Erntemaſchinen.

daß dieſe Axe nur bei dem Vorwärtsgange umgedreht wird. Durch das Kegelrad E bewegt die Axe D weiter die Welle E der Kurbel für das Meſſer, ſobald das Rad E mit der Welle D durch eine ausrückbare Kuppelung K verbunden iſt.

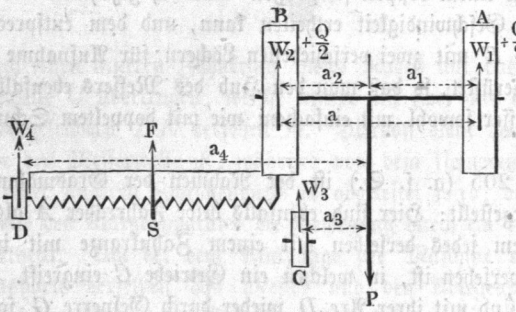
Die Deichſel für die Pferde iſt bei den zweiräderigen Maſchinen immer zwiſchen den beiden Fahrrädern angebracht, und zwar nicht in der Mitte zwiſchen den Rädern, ſondern näher dem inneren Rade, aus dem Grunde, um den Seitenzug zu vermeiden, welcher ſich ſonſt einſtellen würde. Wie man durch die geeignete Anordnung der Deichſel dieſen Seitenzug vermeiden kann, läßt ſich wie folgt erkennen.

Fig. 205.



Sind A und B, Fig. 206, die beiden Fahrräder und ſind außerdem in C und D zwei Laufräder angebracht, und bezeichnen G_1, G_2, G_3 und G_4 die auf dieſe Räder entfallenden Gewichte, ſo hat man bei dem bloßen Transport der Maſchine, wenn dieſelbe nicht arbeitet, an den Rädern die Widerſtände W_1, W_2, W_3 und W_4 zu überwinden, welche man allgemein durch $W = \zeta \frac{G}{r}$

Fig. 206.



ausdrücken kann, wenn unter ζ der zugehörige Widerſtandscoefficient und unter r der Halbmeſſer des Rades verſtanden wird (ſ. Th. III, Abth. 2, Widerſtände der Wagen). Hierzu kommt bei dem Arbeitsgange der zum Betriebe der arbeitenden Theile aufzuwendende Kraftbetrag. Wenn hierzu

an dem Umfange eines Fahrrades die Kraft Q erfordert wird, so hat man dieselbe zur Hälfte, also mit $\frac{Q}{2}$ an jedem der beiden Fahrräder angebracht zu denken, sobald, wie in den vorstehenden Beispielen der Fall war, beide Räder treibend wirken. Zur Vermeidung des Seitenzuges hat man dann die Deichsel so anzubringen, daß die Mittelkraft aus den an allen einzelnen Rädern wirkenden Widerständen mit der Zugrichtung der Pferde zusammenfällt. Hierzu kann man die Momentengleichung aufstellen:

$$\left(W_1 + \frac{Q}{2}\right) a_1 = \left(W_2 + \frac{Q}{2}\right) a_2 + W_3 a_3 + W_4 a_4,$$

woraus a_1 bei gegebener Entfernung a der Fahrräder leicht zu finden ist. Bei der Bewegung der Maschine stellt sich zwar auch ein gewisser Widerstand F der Stengel an dem Messer und an den Fingern ein, der in der Mitte des Schneidezeuges bei S anzunehmen ist, derselbe wird indeß gegen die übrigen Widerstände unbedeutend und daher zu vernachlässigen sein. Man kann auch anstatt durch Rechnung leicht graphisch mit Hülfe eines einfachen Kräftepolygons die Lage der Mittelkraft bestimmen, eine Ermittelung, welche bereits an anderen Stellen angegeben worden (siehe Th. I, Anhang).

Damit die treibenden Fahrräder die erforderliche Wirkung auf den Treibapparat äußern können, muß ihnen, wie schon früher bemerkt, das Gleiten verwehrt sein, und daher muß die gleitende Reibung, welche bei einem etwaigen Gleiten an den Radumfängen auftreten würde, größer sein, als die Summe $W + \frac{Q}{2}$ bei zwei Fahrrädern oder größer als $W + Q$ bei nur einem Fahrrade, wenn wieder W den Widerstand beim Wälzen und Q den Arbeitswiderstand vorstellt. Um diesen Gleitwiderstand in jedem Falle groß genug zu erhalten, sind die Fahrräder mit den aus den Figuren ersichtlichen Hervorragungen versehen, welche in den weichen Boden sich eindrücken, so daß dem bemerkten Gleiten nicht nur die Reibung, sondern auch die Festigkeit des Bodens sich widersetzt.

Die Anspannung der Pferde an der Deichsel geschieht mittelst der bekannten Wage, an welche die Zugscheite der Pferde so angespannt werden, daß die Stränge nach den Pferden hin eine geringe Ansteigung haben. Zuweilen hängt man auch wohl den Schneidapparat mit Hülfe einer aufwärts geneigten Zugstange derartig an den Spannnagel der Wage, daß bei dem Anziehen ein gewisser Theil vom Gewichte des Schneidzeuges von den Pferden getragen wird. Dadurch werden zwar die Pferde am vorderen Ende der Deichsel mit einem bestimmten Betrage belastet, der Widerstand des auf dem Boden fortzuschleppenden Schneidzeuges dagegen wird verringert.

Die Ueberſetzung der Bewegung von dem Fahrrade auf die Meſſerwelle ergiebt ſich leicht, ſobald man in der im vorigen Paragraphen angeführten Art das Verhältniß $tg\,\alpha = \frac{w}{q}$ der fortſchreitenden Bewegung der ganzen Maſchine zu der Querbewegung des Meſſers beſtimmt und für die Größe der Meſſerverſchiebung oder des Kurbelhalbmeſſers eine beſtimmte Annahme gemacht hat. Bezeichnet man mit r den Kurbelhalbmeſſer, ſo daß der Hub $2r = q$ etwa gleich der einfachen oder gleich der doppelten Fingertheilung iſt, und iſt R der Halbmeſſer des treibenden Fahrrades, ſo findet man die Anzahl von Kurbelumdrehungen für eine Drehung des Fahrrades einfach durch $tg\,\alpha = \frac{w}{q} = \frac{2R\pi}{2 \,.\, n \,.\, 2r}$ zu $n = \frac{R\pi}{2r\,tg\,\alpha} = \frac{R\pi}{w}$; hiernach hat man die Zähnezahlen der Räder paſſend zu beſtimmen.

Beiſpiel. Die Fahrräder einer Mähmaſchine mögen 0,9 m Durchmeſſer haben, wie groß muß das Umſetzungsverhältniß zwiſchen der Fahrradaxe und der Kurbelwelle des Schneidzeuges angeordnet werden, damit entſprechend dem Beiſpiele des vorhergehenden Paragraphen bei einer Größe des Meſſerſchubes von 75 mm ein Vorwärtsbiegen der Halme nicht ſtattfindet?

Die Rechnung ergab zur Vermeidung des Vorbiegens eine Vorwärtsbewegung $w = 58{,}3$ mm, ſo daß man das geſuchte Umſetzungsverhältniß dafür zu

$$n = \frac{R\pi}{w} = \frac{450 \,.\, 3{,}14}{58{,}3} = 24{,}2$$

erhält, während bei einer Größe von w gleich 80 mm

$$n_1 = \frac{450 \,.\, 3{,}14}{80} = 17{,}7$$

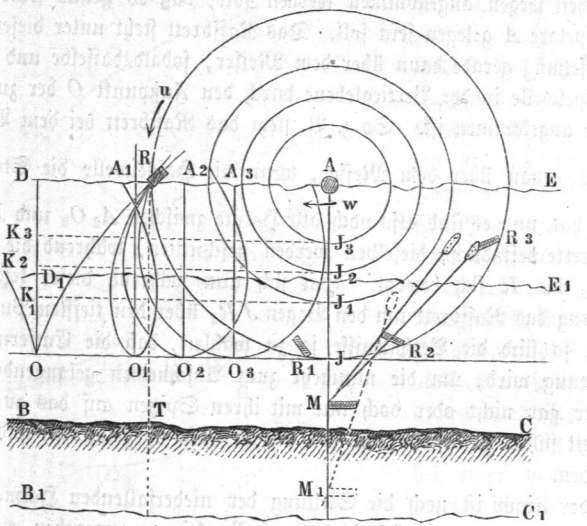
folgt. Hiernach ſind die Umſetzungsverhältniſſe der beiden Räderpaare einzurichten.

Für eine Geſchwindigkeit der Pferde von 1,2 m in der Secunde ergiebt ſich die Umdrehungszahl der Fahrräder in der Minute zu $\frac{60 \,.\, 1{,}2}{0{,}9 \,.\, 3{,}14} = 25{,}5$ und daher diejenige der Meſſerwelle zu $25{,}5 \,.\, 24{,}2 = 617$ und bezw. zu $25{,}5 \,.\, 17{,}7 = 451$. Bei zweiſchnittigen Meſſern, für welche der Kurbelſchub etwa doppelt ſo groß gleich 150 mm anzunehmen iſt, genügt eine halb ſo große Umdrehungszahl der Meſſerwelle.

§. 63. **Zu- und Abführung des Getreides.** Bei den älteren Maſchinen wendet man, um die Halme zur Erzielung eines guten Schnittes in gehöriger Weiſe dem Meſſer darzubieten, einen Haſpel an, deſſen wagerechte Axe parallel zu dem Meſſer über demſelben in dem Geſtelle der Maſchine gelagert iſt, und an deſſen Armen axiale Raffbretter befeſtigt ſind, die daher bei der Drehung der Haſpelwelle fortwährend parallel mit dem Schneidzeuge bleiben. Dieſe Raffbretter tauchen hierbei bis zu beſtimmter

Tiefe in das ſtehende Getreide ein, deſſen Halme durch die Haſpelbewegung gegen das Meſſer hin gebogen und auf die hinter demſelben ſich anſchließende Plattform niedergelegt werden. Zu beachten iſt hierbei, daß die Geſchwindigkeit dieſer Raffer nicht ſo groß gewählt werde, um ein Ausſchlagen der Aehren zu bewirken, aber doch ſo groß, daß ein Raffer, nachdem er über das Meſſer hin gegangen iſt und nach hinten ausweicht, ſich den Halmen entziehe, die unmittelbar darauf geſchnitten werden, weil ſonſt dieſe Halme, wenn ſie auf den Raffer fallen, von demſelben mitgeſchleppt werden, womit ein Verzetteln des Getreides verbunden iſt. Um zu ermitteln, mit welcher Geſchwindigkeit die Raffer ſich zur Vermeidung des letztgedachten Uebelſtandes bewegen müſſen, dient am beſten eine Zeichnung, wie Fig. 207, in welcher A

Fig. 207.



die Axe des Haſpels und R einen Raffer vorſtellt, während M das Meſſer, BC den Boden und DE die Oberfläche des Getreides bedeutet.

Der Weg, welchen irgend ein Punkt im Umfange des Haſpels, alſo der Raffer R, im Raume zurücklegt, iſt offenbar durch die Cycloide RO dargeſtellt, welche man durch das Abwälzen des Haſpelumfanges auf der Horizontalen durch den tiefſten Punkt J erhält, ſobald man vorausſetzt, daß die Umfangsgeſchwindigkeit u des Haſpels gerade gleich der Fortbewegungsgeſchwindigkeit w der ganzen Maſchine iſt. Nimmt man dagegen an, die Haſpelgeſchwindigkeit u ſei größer, etwa gleich $2w$, ſo kann man ſich denken, der Haſpel wälze ſich mit einem Kreiſe J_2 von dem Halbmeſſer $AJ_2 = \frac{1}{2}AJ$

auf der Horizontalen durch J_2 ab, der Punkt R beſchreibt dann die ſogenannte verlängerte Cycloide RO_2, welche unterhalb J_2K_2 die bis an die Gerade OJ herabreichende Schleife bildet. Die Zeichnung dieſer Linie macht keine Schwierigkeit, und in der Figur ſind die verlängerten Cycloiden RO_1, RO_2, RO_3, entſprechend den Haſpelgeſchwindigkeiten $u = 1{,}5\,w$; $u = 2\,w$; $u = 3\,w$ angedeutet. Die Richtung der betreffenden Cycloide, welche dem gewählten Geſchwindigkeitsverhältniſſe entſpricht, giebt für den Punkt R die Richtung an, die man paſſend dem Raffbrette daſelbſt zu geben hat, um dieſes Brett hochkantig, d. h. mit ſeiner kleinſten Fläche, in das Getreide einzuführen, damit ein Ausſchlagen der Aehren thunlichſt vermieden werde.

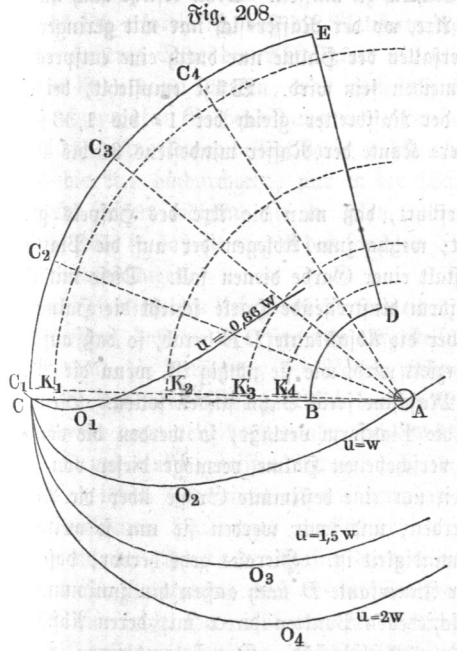
Das bei R eintretende Brett erfaßt alle diejenigen Halme, welche rechts von RT ſtehen und drängt dieſelben gegen das Meſſer M, von dem der Einfachheit wegen angenommen werden ſoll, daß es genau ſenkrecht unter der Haſpelaxe A gelegen ſein ſoll. Das Raffbrett ſteht unter dieſer letzteren Vorausſetzung gerade dann über dem Meſſer, ſobald daſſelbe und alſo auch die Haſpelwelle in der Verticalebene durch den Fußpunkt O der zugehörigen Schleife angekommen iſt. So z. B. ſteht das Raffbrett bei dem Verhältniß $\frac{u}{w} = 2$ genau über dem Meſſer, wenn die Haſpelwelle die Stellung A_2 erreicht hat, und es ſind alſo noch alle Halme zwiſchen A_2O_2 und RT unter dem Brette befindlich; dieſelben werden geſchnitten, während die Maſchine von A_2 bis R ſich bewegt. Hat ſich nun während dieſer letztgedachten Bewegung das Raffbrett um den Bogen JR_2 über den tiefſten Punkt weiter bewegt, ſo ſind die Verhältniſſe ſo zu wählen, daß die Entfernung JR_2 groß genug wird, um die nunmehr zum Abſchneiden gelangenden Halme entweder gar nicht oder doch nur mit ihren Spitzen auf das ausweichende Raffbrett fallen zu laſſen, um von dieſem nicht mitgeſchleppt und verzettelt zu werden.

In der Figur iſt noch die Stellung der niederfallenden Halme für eine geringere Eintauchung des Haſpels durch Punktirung angegeben, entſprechend der Lage des Meſſers in M_1 und der Getreideoberfläche in D_1E_1. Hier genügt ſchon eine geringere Haſpelgeſchwindigkeit u und man erkennt daraus, daß die Umfangsgeſchwindigkeit des Haſpels um ſo größer gewählt werden muß, je tiefer man die Raffer in das Getreide eintauchen läßt, und je kleiner der Haſpeldurchmeſſer gemacht wird. Nach den Angaben von Wüſt iſt es zweckmäßig, den Haſpeldurchmeſſer zu 2 m und die Umfangsgeſchwindigkeit etwa gleich der 1,5 fachen Fahrgeſchwindigkeit anzunehmen, ſowie eine Eintauchungstiefe von $^1/_3$ der Halmlänge, alſo zwiſchen 0,33 und 0,5 m, anzuordnen. Macht man die Haſpelaxe der Höhe nach verſtellbar, ſo wird man meiſtens in der Lage ſein, die Raffer auf ſolche Tiefe eintauchen zu laſſen, daß ein Verziehen der Halme vermieden wird.

Bei den neuerdings in Anwendung kommenden Mähmaſchinen ordnet man zur Zuführung der Halme in der Regel einen um eine *ſtehende Welle* drehbaren Haſpel an, ſei es, daß dieſe Welle genau ſenkrecht oder in geringem Maße gegen das Loth geneigt aufgeſtellt wird. Bei dieſer Anordnung kann der Haſpel gleichzeitig zur Ablegung der Garben von der Plattform benutzt werden, wenn man einzelne oder eins der Raffbretter mit *Harkenzähnen* verſieht, die bei ihrem Hinwegſtreifen über die Plattform das darauf befindliche Getreide mitnehmen, um es in Garbenform von der Plattform ſeitlich herunterfallen zu laſſen.

Die Wirkungsweiſe eines ſolchen ſtehenden Haſpels iſt aus Fig. 208 verſtändlich. Bedeutet hier BC im Grundriß das Schneidzeug und iſt A die ſenkrecht ſtehende Haſpelaxe, um welche Haſpelarme von der Länge AC ſich drehen, ſo beſchreibt der Endpunkt C eines ſolchen Armes bei ſeiner Drehung um A und gleichzeitigen Fortbewegung der ganzen Maſchine eine krumme Linie CO, die ſich als eine *verlängerte Cycloide* kennzeichnet, für welche der ſich abwälzende Grundkreis AK von ſolcher Größe anzunehmen iſt, daß ſein Umfang gerade gleich der bei einer vollen Haſpeldrehung ſtattfindenden Fortbewegung iſt. In der Figur ſind mehrere ſolche Cycloiden CO_1, CO_2, CO_3, CO_4 für Grundkreiſe gezeichnet,

Fig. 208.



deren Halbmeſſer AK zu $AK_1 = 1{,}5\,a$, $AK_2 = a$, $AK_3 = {}^2/_3\,a$, $AK_4 = {}^1/_2\,a$ angenommen wurden, wenn $a = AK_2$ die Entfernung der Mitte K_2 eines Raffbrettes von der Axe A bedeutet. Es iſt erſichtlich, daß, wenn der Arm über dem Meſſer in BC ſteht, von ihm alle diejenigen Halme erfaßt ſein werden, die zwiſchen dem Meſſer BC und der zugehörigen Cycloide CO befindlich ſind. Je weiter dieſe Cycloide daher vor der Schneidkante BC gelegen iſt, deſto weiter wird ſich auch der Raffer nach rückwärts entfernt haben, bevor andere vor ihm befindliche Halme geſchnitten

werden, die auf ihn fallen könnten. Auch hier ſtellt AC_1, AC_2, AC_3 und AC_4 diejenige Lage vor, in welche das Raffbrett in dem Augenblicke gelangt iſt, wo in O der letzte gefaßte Halm geſchnitten wird. Von dieſem Augenblicke an werden die weiter zum Schnitte kommenden Halme über den Raffer fallen, falls derſelbe nicht ſchon genügend ausgewichen iſt. Man erkennt, daß auch hier wie bei dem wagerechten Haſpel eine größere Umfangsgeſchwindigkeit des Haſpels von Vortheil iſt, und man wird etwa die Curve CO_3, welche einem Halbmeſſer $AK_3 = {}^2/_3\, a$ entſpricht, d. h. für welche die Haſpelgeſchwindigkeit in der Entfernung $AK_3 = {}^2/_3\, a$ von der Axe gerade gleich der Fahrgeſchwindigkeit w iſt, als eine ſolche anſehen können, bei welcher die Halme nicht mehr in dem Maße auf die ausweichenden Raffer fallen, um ein Verzetteln befürchten zu müſſen. Man erſieht auch aus der Figur, daß in der Nähe der Axe, wo der Raffer ſich nur mit geringer Geſchwindigkeit bewegt, ein Ueberfallen der Halme nur durch eine entſprechende Höhe der Raffbretter zu vermeiden ſein wird. Wüſt empfiehlt, bei einer mittleren Geſchwindigkeit u der Raffbretter gleich der 1- bis 1,33 fachen Fahrgeſchwindigkeit w die obere Kante der Raffer mindeſtens 30 bis 40 cm über die Plattform zu legen.

Es wurde ſchon oben angeführt, daß man die Axe des Haſpels gleichzeitig mit der Harke verſieht, welche zum Ablegen der auf die Plattform gefallenen Halme in der Geſtalt einer Garbe dienen ſoll. Dieſe mit ihren Zähnen dicht über der Plattform hinſtreifende Harke ſchiebt die Halme auf der Plattform entlang und über die Abfallkante DE herab, ſo daß auf dieſe Weiſe eine Seitenablage erzielt wird, wie ſie nöthig iſt, wenn die Pferde bei dem nächſten Gange der Maſchine freie Bahn finden ſollen. Wenn die Harke in der Stellung DE die Plattform verläßt, ſo werden die von ihr mit gewiſſer Geſchwindigkeit verſchobenen Halme vermöge dieſer von ihnen angenommenen Geſchwindigkeit um eine beſtimmte Größe über die Abfallkante DE fortgeſchleudert werden, und zwar werden ſie um ſo weiter geworfen, je größer ihre Geſchwindigkeit iſt. Hieraus geht hervor, daß dieſe Flugweite der Halme von der Innenkante D nach außen hin zunimmt, weil die Geſchwindigkeiten in verſchiedenen Punkten direct mit deren Abſtänden von der Axe A des Haſpels veränderlich ſind. Die Folge hiervon iſt, daß die Halme, wenn ſie auf dem Boden ankommen, die für das nachherige Binden zu Garben ungeeignete Form eines ſchiefwinkeligen Vierecks annehmen. Um dieſem Uebelſtande nach Möglichkeit abzuhelfen, kann man ſich des Hülfsmittels bedienen, die Harke ſchon vor ihrer Ankunft an der Abfallkante etwa in der Lage AC_4 von der Plattform abzuheben. In dieſem Falle werden die mehr nach außen gelegenen mit größerer Geſchwindigkeit abgeworfenen Halme und die inneren langſamer fortgeſchleuderten nahezu an derſelben Stelle den Boden erreichen und ſich daſelbſt in ungefähr recht-

eckiger Form ablagern. In Betreff einer näheren Unterſuchung der für eine geeignete Ablage zu wählenden Verhältniſſe mag auf die unten angezeigte Quelle [1]) verwieſen werden, welcher die vorſtehenden Betrachtungen im Weſentlichen entnommen wurden.

Wenn man die Haſpelwelle genau ſenkrecht ſtellt, die Raffer alſo in einer wagerechten Ebene ſich bewegen läßt, ſo behindern dieſelben nach dem Verlaſſen der Plattform auf ihrem Wege zu dem Meſſer den Führer der Maſchine, was man in verſchiedener Weiſe zu vermeiden beſtrebt geweſen iſt. Anſtatt einer ſenkrechten Welle hat man z. B. eine ſchräge Axe gewählt, und die Arme in einem Kegelmantel angeordnet, ſo, daß jeder derſelben in der inneren Lage ſich wagerecht über dem Meſſer bewegt, und ſich außerhalb genügend hoch erhebt, um für den Führer nicht hinderlich zu ſein. Hierzu iſt natürlich erforderlich, daß die Plattform kegelförmig geſtaltet wird, wobei ſie am äußeren Ende der Abfallkante weſentlich höher über dem Fußboden gelegen iſt, als am inneren, was nach dem Vorhergehenden die Schwierigkeiten einer guten Garbenbildung nur vermehren kann. Ein anderer Uebelſtand dieſer Anordnung beſteht darin, daß hierbei die Raffbretter, deren Ebene durch die Axe hindurchgeht, nur in der höchſten und in der tiefſten Lage lothrecht ſtehen, während ſie in allen anderen Lagen mehr oder minder geneigt ſind, ſo daß ſie wegen des ſchrägen Eintretens in das Getreide viele Aehren ausſchlagen.

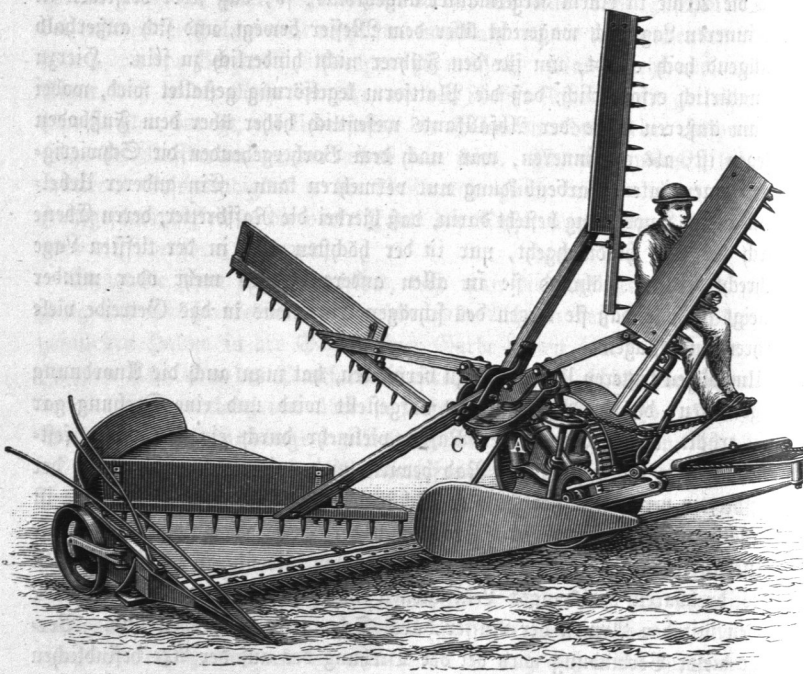
Um dieſen letzteren Uebelſtand zu vermeiden, hat man auch die Anordnung ſo getroffen, daß die Axe ſenkrecht aufgeſtellt wird und eine Drehung gar nicht erhält, die Bewegung der Raffer vielmehr durch ein auf dieſer feſtſtehenden Axe loſe befindliches Rad bewirkt wird, mit welchem die Arme der Raffbretter vermittelſt horizontaler Scharniere verbunden ſind. Die Axe iſt oberhalb um einen gewiſſen Betrag nach der Seite hin gebogen, auf dieſe Weiſe an ihrem Ende einen excentriſchen Zapfen bildend, an welchen mittelſt eines drehbaren Halsringes Lenkſchienen angeſchloſſen ſind, deren andere Enden mit den Armen der Raffer durch Scharniere verbunden ſind. Vermöge dieſer Verbindung wird bei der Drehung des auf der Axe befindlichen Rades eine ſolche Herumführung der Arme bewirkt, daß dieſelben ſich in einem Kegelmantel bewegen, jedoch bleibt hierbei die Ebene jedes Raffbrettes immer lothrecht, indem die Schwingung, zu welcher jeder Arm durch den excentriſchen Zapfen und den angeſchloſſenen Lenker genöthigt wird, nur in verticaler Ebene, nämlich um den horizontalen Scharnierzapfen, erfolgen kann, durch welchen der Arm mit dem Rade verbunden iſt. Hierbei ſind in der Regel von den vier Armen des Haſpels je zwei gegenüber liegende feſt mit einander verbunden, derart, daß ſie die ſtehende Axe durch einen in

[1]) Wüſt, Die Mähemaſchinen der Neuzeit.

ihnen befindlichen Schlitz hindurchtreten laſſen, in welchem auch die betreffenden Scharnierbolzen angebracht ſind. Auch mit dieſer Anordnung bleibt der Uebelſtand verbunden, welcher aus der kegelförmigen Geſtalt der Plattform ſich ergiebt.

Um nun eine ebene Geſtalt der Plattform anwenden zu können, iſt man zu einer Bewegungsart der Raffer übergegangen, wie ſie aus Fig. 209 erſichtlich iſt, welche eine Mähmaſchine von Samuelſon vorſtellt. Je zwei gegenüber liegende Raffer ſind auch hier durch einen gemeinſamen Arm ver-

Fig. 209.



bunden, welcher die ſenkrecht ſtehende Welle *A* mit einem Schlitz umfängt und mit derſelben an dieſer Stelle durch einen Querbolzen ſcharnierartig verbunden iſt. Bei der Umdrehung der Welle *A* durch entſprechende Kegelräder werden daher die Arme mit herumgenommen, wobei ſie aber gleichzeitig um die beſagten Scharnierbolzen ſchwingen können. Hierzu werden ſie veranlaßt durch einen Führungsring *C*, welcher an dem die Welle ſtützenden Geſtelle befeſtigt iſt, und auf welchem die Rafferarme mittelſt kleiner Frictionsrollen ſich führen. Es iſt erſichtlich, daß man die Geſtalt dieſer Führung ſo beſtimmen kann, daß die Unterkante eines Raffers ſich in einer

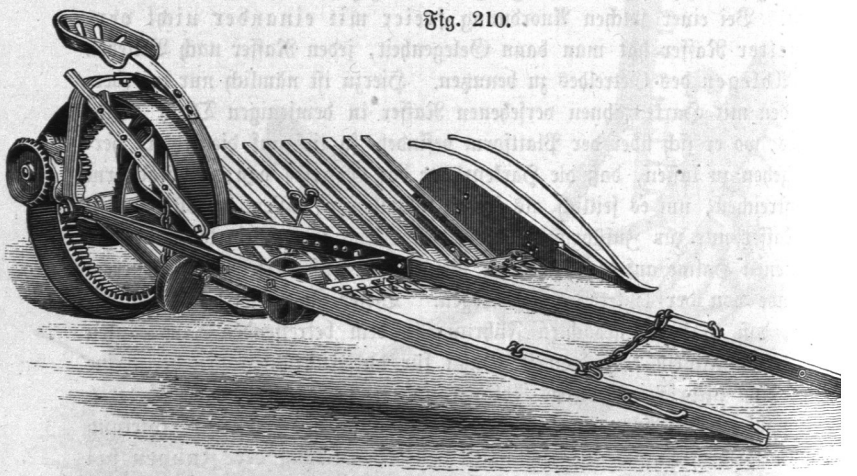
agerechten Ebene bewegt, ſo lange dieſer Raffer ſich über der Plattform efindet, während er nach dem Verlaſſen derſelben ſich erhebt, um bei der eiteren Drehung den Führer nicht zu behindern. Zur beſſeren Erreichung es letzteren Zweckes hat man auch die Arme für je zwei gegenüberliegende affer unter einem Winkel von etwa 100° gegen einander geneigt, ſo daß, enn der eine Raffer über der Plattform in wagerechter Lage ſich befindet, er ihm gegenüberſtehende Arm nahezu in die ſenkrechte Lage gekommen iſt. chrauben geſtatten eine Verſtellung des Führungringes nach der Höhe.

Anſtatt eine Verbindung von je zwei gegenüberſtehenden Raffern in der edachten Art durch gemeinſame Arme vorzunehmen, hat man neuerdings ielfach jeden Arm für ſich allein durch ein Scharnier mit der Welle ver- unden, ſo daß jeder Arm durch die ebenſo wie in Fig. 209 angebrachte führung ſeine ſchwingende Bewegung unabhängig von derjenigen der anderen rhält. Bei einer ſolchen Anordnung freier mit einander nicht ver- uppelter Raffer hat man dann Gelegenheit, jeden Raffer nach Belieben um Ablegen des Getreides zu benutzen. Hierzu iſt nämlich nur erforder- ich, den mit Harkenzähnen verſehenen Raffer in demjenigen Theile ſeines Weges, wo er ſich über der Plattform befindet, ſo tief auf die letztere her- ntergehen zu laſſen, daß die Harkenzähne das Getreide von der Plattform erabſtreichen, um es ſeitlich als Garbe abfallen zu laſſen. Soll dagegen in Raffer nur zur Zuführung des Getreides und zum Niederlegen der ge- chnittenen Halme auf die Plattform dienen, ſo muß derſelbe in größerem Abſtande von der letzteren ſich bewegen. Dieſer Zweck wird erreicht da- urch, daß man der gedachten Führung in dem betreffenden Quadranten über der Plattform eine doppelte Bahn für die Führungsrollen der Arme giebt, eine niedrigere für das Ablegen und eine höher gelegene, bei deren Durchlaufung der Arm nur als Raffer und nicht als Harke zur Wirkung kommt. Durch einfache Vorrichtungen von der Wirkung der Zungen bei Weichen kann ein Arm je nach Wunſch in die Bahn für die Raffer oder in diejenige für die Harken geleitet werden, und zwar kann die regelmäßig wiederholte Umſetzung der gedachten Weichenzungen ſelbſtthätig durch die Arme oder durch Anſtoßknaggen auf der Haſpelwelle oder durch ſonſt geeig- nete Vorrichtungen geſchehen. In dieſem Falle wird immer nach Durch- laufung eines beſtimmten Weges, z. B. nach einer vollen Umdrehung der Haſpelwelle, die Ablage erfolgen, ſo daß die gebildete Garbe dasjenige Ge- treide enthält, welches von der Maſchine auf dem einer Haſpeldrehung zu- gehörigen Wege geſchnitten worden iſt. Wenn man indeſſen, etwa bei ſtellen- weiſe dünner ſtehendem Getreide, ein zu geringes Gewicht der gebildeten Garben vermeiden will, ſo kann man dies dadurch erzielen, daß dem Führer Gelegenheit gegeben wird, durch Handhabung eines Hebels zur beſtimmten Zeit die Wirkung der gedachten Weiche aufzuheben, ſo daß ein Ablegen je

nach Erforderniß mehr oder minder häufig erfolgt. In Betreff der näheren Einrichtungen dieſer Ablegeapparate muß auf die dieſen Gegenſtand im Beſonderen behandelnden Lehrbücher über die landwirthſchaftlichen Maſchinen verwieſen werden.

Ganz abweichend von den Einrichtungen, welche, wie die vorſtehend angeführten, ein Ablegen durch die Arme des Haſpels bewirken, iſt die Anordnung einer auf der Plattform ſich bewegenden Scharre, welche vermittelſt einer Kurbel und einer Curvenführung eine ſolche Bewegung empfängt, daß ſie das durch die Arme eines horizontalen Haſpels herangeführte und auf die Plattform niedergelegte Getreide zunächſt durch eine quer über die Plattform gehende Bewegung nach der äußeren Zarge derſelben hinſchiebt und dort zu einer Garbe zuſammendrängt, worauf durch die weitere Bewegung

Fig. 210.

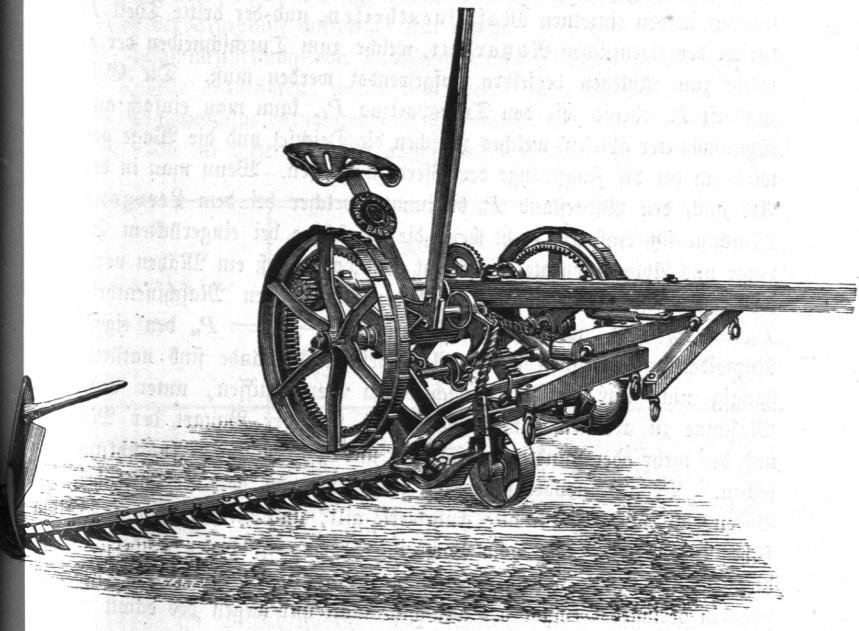


der Scharre ein Herabſchieben dieſer ſo gebildeten Garbe über die Abfallkante der Plattform erfolgt. Es mag noch bemerkt werden, daß die erſten Mähmaſchinen mit einer Ablegevorrichtung verſehen waren, die im Weſentlichen aus mehreren Transportſchnecken beſtand, welche, in der Plattform ſelbſt gelagert, durch ihre Umdrehung das geſchnittene Getreide nach der Seite und von der Plattform herunter ſchoben, ſo daß die Ablegung ununterbrochen im Schwad erfolgte. Dieſe Art der Ablegung iſt heute nicht mehr in Gebrauch.

Am einfachſten iſt die Ablegung nach hinten zu bewirken. Hierzu genügt es, die Plattform nach Fig. 210 aus mehreren, in der Fahrrichtung parallel neben einander liegenden Latten in Form eines Roſtes zu bilden, welcher um eine dazu ſenkrechte, alſo mit dem Meſſer parallele Axe in

geringem Grade gekippt werden kann. So lange nicht abgelegt wird, befindet ſich dieſer Lattenroſt in geringer Höhe über dem Boden und die Arme des wagerechten Haſpels legen fort und fort die geſchnittenen Halme darauf nieder. Soll die ſo gebildete Garbe nach Erlangung der hinreichenden Stärke auf den Boden rückwärts abgelegt werden, ſo wird die Lattenplattform durch einen Hebel von dem Führer ein wenig um ihre Queraxe gedreht, ſo daß das hintere Ende ſich auf den Boden legt. Hierbei ſtechen die Stoppeln zwiſchen den Latten hindurch in das auf dem Roſte liegende Getreide

Fig. 211.



und halten daſſelbe feſt, ſo daß durch die Vorwärtsbewegung der Maſchine in der einfachſten Art ein Herabziehen der Garbe nach hinten erfolgt. Wie ſchon früher bemerkt, erfordert eine ſolche Rückwärtsablage das ſofortige Aufbinden des geſchnittenen Getreides unmittelbar nach dem Abſchneiden, damit die Pferde bei dem nächſten Schnitte freie Bahn finden; aus dieſem Grunde wird dieſe Rückwärtsablage in der Regel nicht mehr ausgeführt. Nur bei den Grasmähmaſchinen iſt das Ablegen nach hinten allgemein im Gebrauche, da hierbei ein Nachtheil nicht damit verknüpft iſt, wenn die Pferde bei dem folgenden Schnitte über das zuvor gemähte Gras hinweg gehen. Eine beſondere Ablegevorrichtung iſt bei den gewöhnlichen Gras-

mähmaſchinen gar nicht vorhanden, indem das geſchnittene Gras unmittelbar hinter dem Meſſer auf den Boden fällt, ebenſo iſt eine Zuführungsvorrichtung dabei nicht in Gebrauch. Fig. 211 (a. v. S.) ſtellt eine ſolche Grasmähmaſchine vor.

§. 64. **Erfahrungsresultate.** Die ganze zum Betriebe einer Mähmaſchine von den Pferden auszuübende Zugkraft P ſetzt ſich zuſammen aus drei Theilen, von denen der erſte P_t zur Ueberwindung der Transportwiderſtände dient, die ſich der Fortbewegung der Maſchine wie derjenigen eines Wagens entgegenſetzen. Ein zweiter Theil P_m entſteht aus den Widerſtänden in den einzelnen Maſchinentheilen, und der dritte Theil P_n entſpricht der eigentlichen Nutzarbeit, welche zum Durchſchneiden der Halme, ſowie zum Ablegen derſelben aufgewendet werden muß. Die Geſammtzugkraft P, ebenſo wie den Transportzug P_t, kann man einfach an einem Dynamometer ableſen, welches zwiſchen die Deichſel und die Wage geſchaltet wird, an der die Zugſtränge der Pferde angreifen. Wenn man in derſelben Art auch den Widerſtand P_o beſtimmt, welcher bei dem Leergange der Maſchine ſich einſtellt, d. h. wenn die Maſchine bei eingerücktem Schneidzeuge und Ablegeapparate fortbewegt wird, ohne daß ein Mähen vorgenommen wird, ſo erhält man den Widerſtand in den Maſchinentheilen zu $P_m = P_o - P_t$, während die Differenz $P - P_o = P_n$ den eigentlichen Nutzwiderſtand erkennen läßt. Alle dieſe Widerſtände ſind natürlich abhängig nicht nur von den verſchiedenen Verhältniſſen, unter denen die Maſchine zu arbeiten hat, ſondern auch von der Bauart der Maſchine und der mehr oder minder ſorgfältigen und zweckmäßigen Ausführung derſelben. Der Transportzug hängt weſentlich von der Beſchaffenheit des Bodens ab, wie dies für alle Fuhrwerke gilt, und hierfür ſind namentlich hohe und breite Räder von Vortheil. Ebenſo iſt dieſer Widerſtand im directen Verhältniſſe mit dem Gewichte der ganzen Maſchine wachſend, ſo daß ein geringes Gewicht der Maſchine nicht nur wegen des damit in Beziehung ſtehenden geringen Preiſes, ſondern auch wegen des verminderten Kraftaufwandes vortheilhaft iſt. Das Gewicht der Maſchine wird während des Betriebes immer noch durch dasjenige des Führers vermehrt, denn es iſt ſtets für die Anordnung eines beſonderen Kutſcherſitzes zu ſorgen, weil ſonſt, wenn der Führer auf dem einen Pferde reitet, die dadurch verurſachte Belaſtung des letzteren ſeine Zugkraft in ungünſtiger Weiſe verringert. Hierauf, ſowie darauf, daß man aus demſelben Grunde eine möglichſte Ausbalancirung der Maſchine vornehmen ſoll, wurde bereits oben hingewieſen. Wenn die Pferde auch noch wegen mangelhafter Anordnung der einzelnen Theile einem gewiſſen Seitendrucke unterworfen ſind, gegen welchen ſie mit entſprechender Kraft wirken müſſen, ſo iſt die Ausübung dieſes Seitendruckes zwar nicht

mit einer eigentlichen Aufwendung von mechanischer Arbeit verbunden, insofern dieser Seitendruck zu der Bewegungsrichtung der Maschine senkrecht steht, doch aber ist eine erhebliche Anstrengung und Ermüdung der Thiere die Folge, so daß die auszuübende Zugkraft nur geringer ausfällt, ebenso wie dies bei dem gleichzeitigen Tragen einer Last der Fall ist.

Ueber die Größe der einzelnen oben genannten Widerstände von Mähmaschinen sind gelegentlich der öfteren Wettbewerbe auf den Ausstellungen landwirthschaftlicher Maschinen vielfach Versuche angestellt worden, so daß hierdurch sowie auch durch die von den Versuchsanstalten landwirthschaftlicher Hochschulen angestellten Versuche ein ziemlich reichhaltiges Material gewonnen worden ist, welches aber, wie schon angedeutet wurde, eine sehr große Verschiedenheit der Ergebnisse aufweist. Für den hier vorliegenden Zweck genügt es, eine Zusammenstellung von durchschnittlichen Werthen in der folgenden kleinen Tabelle anzuführen, welche dem mehrerwähnten Werke von Wüst über die Mähmaschine entnommen ist, und welche das Resultat vieler Versuche ist. Die in dieser Tabelle angegebenen Zahlen beziehen sich durch-

Mähmaschine für	Gewicht für 1 m Schnittbreite in kg G	Zugkraft für 1 m Schnittbreite in kg			
		zum Transport P_t	zur Bewegung der Maschinentheile P_m	zum Schneiden u. Ablegen der Halme P_n	zum Betrieb der ganzen Maschine P
Selbstablage	370	48	16	36	100
Handablage	290	48	13	34	95
Gras	270	48	20	82	150

weg auf eine Schnittbreite gleich 1 Meter und man erhält daher die von den Thieren im Mittel auszuübende Zugkraft durch Multiplication der unter P enthaltenen Werthe mit der Breite des Messers in Metern. Die thatsächlich auszuübende Zugkraft ist fortwährenden Schwankungen unterworfen, so daß man nach unserer Quelle die größten auftretenden Zugkräfte um etwa 50 Proc. größer annehmen darf, als die in der Tabelle enthaltenen Mittelwerthe. Hierauf hat man bei der Ermittelung der Dimensionen der einzelnen Maschinentheile zu achten.

Aus dieser Tabelle ersieht man, daß bei der Verwendung von zwei kräftigen Pferden, für welche man während einer etwa sechsstündigen täglichen Arbeitsdauer zusammen $2.75 = 150\,\text{kg}$ Zugkraft voraussetzen darf, die Schnittbreite einer Getreidemähmaschine nicht größer als etwa 1,5 m und

die einer Grasmähmaſchine zu etwa 1,3 m anzunehmen iſt; dieſe Breiten ſind denn auch die in der Wirklichkeit für dieſe Maſchinen gebräuchlichen. Auch bei Maſchinen mit Handablage wird in der Regel die Schnittbreite nicht über 1,5 m betragen, weil ſonſt die Handhabung eine zu ſchwierige werden würde, auch die Geſammtbreite der Maſchine, welche bei 1,5 m Schnittbreite etwa 3 m beträgt, eine für den Transport unbequem große werden müßte.

Die Tabelle zeigt auch, daß von der ganzen zum Betriebe aufzuwendenden Zugkraft oder bezw. Arbeit nur ein verhältnißmäßig kleiner Theil zur Erzeugung der eigentlichen nützlichen Arbeit des Schneidens und Ablegens der Stengel verwendet wird, ſo daß man den Wirkungsgrad der Maſchine den Werthen der Tabelle zufolge etwa zwiſchen $\frac{36}{100} = 0{,}36$ und $\frac{82}{150} = 0{,}55$ annehmen darf.

Die mittlere Geſchwindigkeit, mit welcher die Pferde die Maſchine unter gewöhnlichen Verhältniſſen fortbewegen, kann man zu $w = 1{,}1$ m annehmen. Bezeichnet man mit b die Schnittbreite, ſo würde man ſtündlich eine Fläche von $60 \,.\, 60 \,.\, b\,w$ abmähen können, wenn keinerlei Unterbrechungen in der Wirkſamkeit der Maſchine vorkämen. Man erhielte danach für eine Maſchine mit 1,5 m Schnittbreite bei der genannten Geſchwindigkeit von 1,1 m eine ideale Schnittfläche von

$$3600 \,.\, 1{,}5 \,.\, 1{,}1 = 5940 \text{ qm oder } 0{,}594 \text{ Hectar.}$$

Die auch unter den günſtigſten Verhältniſſen immer auftretenden unvermeidlichen Störungen und Betriebsunterbrechungen ſind die Veranlaſſung, daß die thatſächliche Leiſtung der Mähmaſchinen ſtets hinter dieſer berechneten Größe zurückbleibt. Nach den Angaben von A. Krämer[1]) darf man vorausſetzen, daß bei Verhältniſſen, die für die Maſchinenarbeit einigermaßen günſtig ſind, durchſchnittlich täglich bei zehnſtündiger Arbeitsdauer 4,59, alſo in der Stunde 0,459 Hectar oder etwa 77 Proc. jener oben ermittelten höchſtens möglichen Fläche abgemäht werden können. Daß unter weniger günſtigen Verhältniſſen, z. B. bei hügeligem oder überhaupt unebenem Boden, die Leiſtung noch erheblich unter die hier angeführte Größe herabſinken wird, iſt an ſich klar, insbeſondere wird auch die abgemähte Fläche kleiner ausfallen, wenn einzelne kleinere Feldparcellen abzumähen ſind, und wenn vielleicht ein Mähen rund um das Ackerſtück herum nicht möglich iſt, daher die Maſchine während des Umwendens und leeren Rückganges außer Thätigkeit kommt.

Es möge hier noch eine Angabe über die Größe der von der Maſchine abgelegten Garben Raum finden. Nimmt man an, daß der Haſpel, welcher,

[1]) Perels, Die Mähemaſchine.

wie meist üblich ist, bei je einer vollen Umdrehung eine Garbe ablegen soll, einen Halbmesser bis zur Mitte des Schneidzeugs von 1,2 m hat, und daß die Geschwindigkeit an dieser Stelle 1,5 m beträgt, so erfolgt eine Haspeldrehung in der Zeit von $\frac{2 . 1{,}2 . 3{,}14}{1{,}5} = 5{,}02$ Sec. In dieser Zeit ist die Maschine unter Annahme der oben angegebenen Geschwindigkeit um $5{,}02 . 1{,}1 = 5{,}52$ m fortbewegt, so daß bei 1,5 m Schnittbreite eine Fläche von $1{,}5 . 5{,}52 = 8{,}28$ qm abgemäht worden ist. Um hieraus einen Schluß auf das Gewicht der Garbe zu ziehen, kann bemerkt werden, daß nach Wüst der Ertrag an Getreide für jeden Hectar zwischen 4000 und 8000 kg angenommen werden kann. Hiernach würde das Gewicht der gebildeten Garbe unter den gemachten Voraussetzungen zwischen 3,3 und 6,6 kg gelegen sein. Wie man die Größe der Garben durch die Anwendung von verstellbaren Bahnen für die Haspelarme verändern kann, wurde schon im vorstehenden Paragraphen angegeben.

Rasenschermaschinen. Von den vorstehend besprochenen Mähmaschinen unterscheiden sich die Rasenschermaschinen sowohl in Hinsicht ihres Zweckes wie der Einrichtung des Schneidzeuges. Während die Mähmaschinen die Gewinnung der abgeschnittenen Gras- oder Getreidehalme bezwecken, sollen die Rasenschermaschinen nur eine möglichst gleichmäßige Höhe der Stoppeln erzielen, wie dieselbe für den Rasen in Parkanlagen erwünscht ist, wobei die abgeschnittenen Grashalme nicht weiter benutzt werden. Das schneidende Werkzeug dieser Maschinen besteht in einer mit schraubenförmigen Messern versehenen Trommel nach der Art der in §. 58 besprochenen Messertrommel der Salmon'schen Häckselmaschinen, und es stimmt auch die Wirksamkeit bei beiden Maschinen insofern überein, als auch bei den Rasenschermaschinen die Messer der Trommel an einem festen Gegenmesser vorbeigeführt werden, wobei die aufrecht stehenden Grashalme abgeschlagen werden. Die Geschwindigkeit der gedachten Messer ist immer eine sehr große, so daß die von den einzelnen Messern ausgeübten Schnitte in sehr schneller Aufeinanderfolge stattfinden, und die Verschiebung des Schneidzeuges mit der ganzen Maschine zwischen zwei solchen auf einander folgenden Schnitten nur klein ist. Da das Gegenmesser immer gerade und zwar parallel der Trommelaxe angeordnet wird, so findet das Schneiden jedes der schräg dagegen gestellten Schraubenmesser stets nur in einem Punkte statt, und zwar schreitet dieser Schnittpunkt von dem einen Ende der Trommel nach dem anderen fort. Wenn die Anzahl der auf der Trommel angebrachten Messer mit z bezeichnet wird, und ω den Winkel bedeutet, um welchen jedes Messer schraubenförmig um die Trommelaxe gewunden ist, so findet fortwährend das Schneiden eines Messers in einem Punkte statt, sobald §. 65.

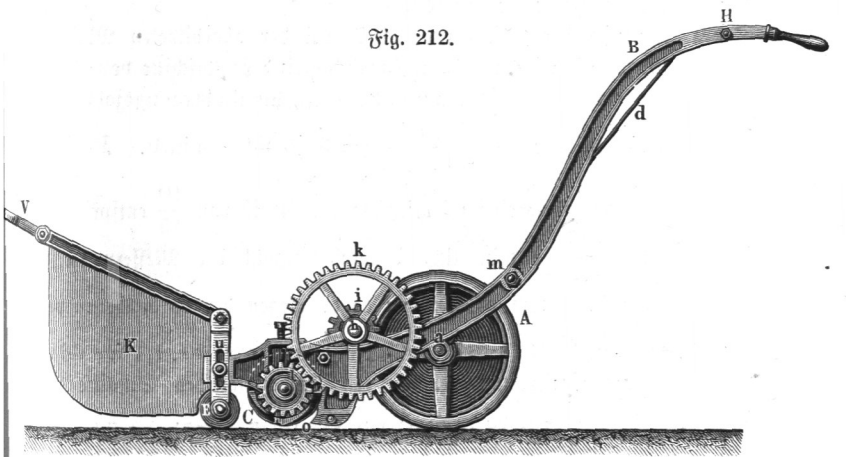
$\omega = \frac{360^0}{z}$ iſt. Wenn dagegen $\omega < \frac{360^0}{z}$ iſt, ſo vergeht zwiſchen dem Schnitte eines und demjenigen des folgenden Meſſers ſtets eine gewiſſe Zeit, während welcher ein Schneiden nicht ſtattfindet, und welche Zeit durch $\frac{60}{nz} \frac{360 - z\omega}{360}$ Sec. ausgedrückt iſt, wenn n die Anzahl der Umdrehungen der Trommel in der Minute bedeutet. Wenn dagegen $\omega > \frac{360^0}{z}$ iſt, ſo findet das Schneiden fortwährend oder zeitweilig von mehreren Meſſern zugleich ſtatt.

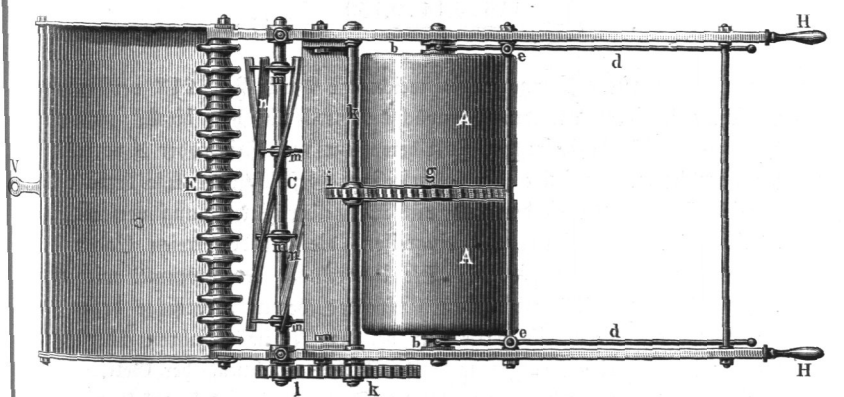
Die Bewegung der Meſſertrommel wird durch die Bewegung der Fahrräder hervorgerufen, auf welchen die ganze Maſchine ruht, wobei zu bemerken iſt, daß dieſe Fahrräder zuweilen in Geſtalt breiter Walzen ausgeführt werden, welche ein Niederdrücken des Raſens unmittelbar nach geſchehenem Schnitte erzielen ſollen. Von dieſen Walzen oder Rädern erfolgt die ſchnellere Umdrehung der Meſſertrommel durch die Vermittelung von einem oder von zwei Zahnradpaaren, wobei darauf zu achten iſt, daß die Umdrehungsrichtung der Trommel mit derjenigen der hinter ihr angebrachten Fahrräder übereinſtimmt. Hieraus ergiebt ſich die Nothwendigkeit innerer Verzahnung, wenn nur ein einziges Räderpaar die Bewegung zu übermitteln hat, während man bei der Anwendung eines doppelten Vorgeleges durch zwei Stirnräderpaare mit äußerer Verzahnung eine zweimalige Umkehr der Drehungsrichtung erzielt. Ferner iſt die Einrichtung derart zu treffen, daß nur bei dem Vorwärtsfahren der Maſchine ein Schneiden ſtattfindet, während bei dem Zurückfahren, ſowie bei dem bloßen Transporte die Trommel eine Bewegung nicht erhält; dies pflegt man entweder durch ausrückbare Kuppelungen oder durch einſeitig wirkende Geſperre zu erlangen, wie dies aus der Beſprechung der folgenden Maſchinen deutlich wird.

In Fig. 212 iſt eine Raſenſchermaſchine der gewöhnlichen Einrichtung nach dem Werke von Perels angegeben, welche bei geringer Schnittbreite von dem Arbeiter an den beiden Handhaben H etwa nach Art eines Schiebekarrens fortgeſchoben wird, während bei größerem Widerſtande bei V ein Zugthier angeſpannt werden kann, in welchem Falle der Arbeiter an H nur das Leiten der Maſchine zu beſorgen hat. Die hintere Axe a trägt loſe drehbar die beiden Walzen A, von denen jede einzeln durch einen gewöhnlichen verſchieblichen Kuppelungsmuff b mittelſt eines der Hebel de nach Belieben feſt mit der Axe a verbunden werden kann, wenn das Schneidzeug arbeiten ſoll. Auf der Axe ſitzt zwiſchen den beiden Walzen das Stirnrad g feſt, und es iſt aus der Figur erſichtlich, wie die Bewegung der Axe a durch dieſes Rad und das Getriebe i auf die Vorgelegswelle k übertragen wird, von welcher aus durch ein gleiches Räderpaar die Meſſertrommel C

umgedreht wird. Dieſe letztere iſt aus vier ſchraubenförmigen Stahlſchienen *n* gebildet, welche auf der Axe mittelſt der Scheiben *m* befeſtigt ſind, und von denen jedes in ungefähr einer halben Windung die Axe umgiebt. Bei der ſchnellen Umdrehung der Trommel ſchlagen dieſe Meſſer dicht an

Fig. 212.





dem feſten Gegenmeſſer *o* vorüber, ſo daß die vor dieſem befindlichen Grashalme abgeſchlagen werden. Das Abſcheren findet der gedachten Einrichtung zufolge hierbei ſtets in zwei Punkten zu gleicher Zeit ſtatt.

Zur Unterſtützung der Maſchine iſt außer den Triebwalzen *A* eine Laufaxe *E* angeordnet, auf welcher eine Anzahl von Scheiben befindlich ſind, die eine Theilung der Raſenfläche bewirken ſollen, um dadurch das Abſcheren zu erleichtern. Darin, daß dieſe Laufaxe vermöge der Schlitze in dem

Geſtelle zu einem Höher- oder Tieferſtellen befähigt iſt, hat man ein Mittel, um die Länge der Stoppeln zu verändern. Die abgeſcherten Grashalme werden in Folge der Fliehkraft nach außen geworfen und von dem Kaſten K aufgenommen, welcher einfach in das Geſtell eingelegt iſt, um nach ſeiner Füllung leicht entleert werden zu können.

Der Durchmeſſer der Triebwalzen A iſt bei der abgebildeten Maſchine gleich 0,36 m, ſo daß bei einer Fahrgeſchwindigkeit der Maſchine von 1,1 m, wie ſie für den vorliegenden Fall anzunehmen iſt, die Umdrehungszahl dieſer Walzen in einer Minute zu $\frac{60\,.\,1{,}1}{3{,}14\,.\,0{,}36} = 58{,}5$ ſich ermittelt. Da jedes der beiden Rädervorgelege einem Umſetzungsverhältniß von $\frac{40}{15}$ entſpricht, ſo ergiebt ſich hieraus die minutliche Umdrehungszahl der Meſſerwalze zu $58{,}5\,\frac{40}{15}\frac{40}{15} = 416$, und es kommen daher wegen der vorhandenen vier Meſſer $4\,.\,416 = 1664$ Schnitte auf die Länge von $60\,.\,1{,}1 = 66$ m, entſprechend einer Entfernung der auf einander folgenden Schnitte von $\frac{66000}{1664} = 40$ mm. Die Geſchwindigkeit der Meſſer beſtimmt ſich, dem äußeren Trommeldurchmeſſer von 0,160 m gemäß, zu

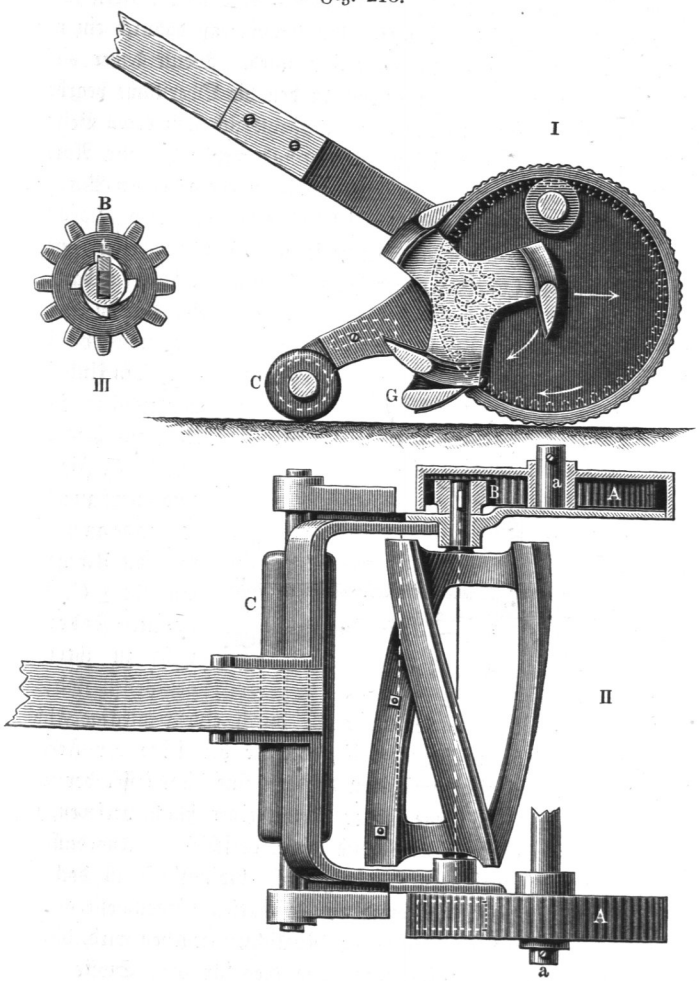
$$v = \frac{416\,.\,3{,}14\,.\,0{,}160}{60} = 3{,}47 \text{ m}.$$

Von der vorſtehend angegebenen weicht die durch Fig. 213 verſinnlichte Maſchine in ihrer Anordnung zunächſt dadurch ab, daß hierbei nicht eine durchgehende Triebaxe, ſondern ſtatt deren nur zwei Triebräder A vorhanden ſind, welche auf Zapfen a der beiderſeitigen Geſtellſchilder loſe drehbar befindlich ſind. Dieſe Räder ſind mit innerlicher Verzahnung verſehen, in welche die kleinen Getriebe B eingreifen, die auf den freien Enden der Trommelaxe ihren Platz finden. Die Umdrehung der Trommel wird vermittelſt des aus III erſichtlichen Geſperres bewirkt, vermöge deſſen die Bewegung auf die Meſſerwalze nur bei dem Vorwärtsfahren übertragen wird, während bei der entgegengeſetzten Drehungsrichtung der Getriebe der federnde Mitnehmer t durch die ſchrägen Sperrzähne zurückgedrückt wird, ſo daß die Meſſerwalze dann eine Umdrehung nicht empfängt.

Auch hier dient die Holzrolle C zur Unterſtützung und ermöglicht durch ihre Verſtellbarkeit die Erzielung einer beſtimmten Stoppelhöhe zwiſchen 12 und 22 mm. Da die Lager der Meſſerwalze nicht wie bei der Maſchine in Fig. 212 verſtellbar gemacht ſind, ſo muß hier das dichte Zuſammenarbeiten der Meſſer durch eine Verſtellung des Gegenmeſſers G erreicht werden. Die mit Kerben im äußeren Umfange verſehenen Fahr-

räder machen bei einem Durchmesser von 0,170 m in der Minute etwa $\frac{60 \,.\, 1{,}1}{3{,}14 \,.\, 0{,}17} = 120$ Umdrehungen, so daß bei einem Verhältnisse der Zahn-

Fig. 213.

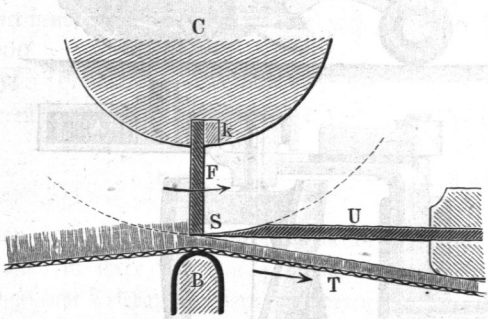


räder gleich 3,5 die Umdrehungszahl für die Messerwalze zu 420 und die Anzahl der Schnitte für 1 m zu $\frac{3 \,.\, 420}{66} = 19$ sich bestimmt. Bei dieser Maschine, welche für kleinere Gartenanlagen eine große Verbreitung gefunden

hat, iſt eine beſondere Vorrichtung zum Anſammeln der abgeſcherten Grashalme nicht vorgeſehen.

§. 66. **Tuchſchermaſchinen.** Dieſe Maſchinen haben den Zweck, die aus der Fläche rauher Gewebe hervorragenden Haare oder Faſern in ſolchem Abſtande von der Fläche des Stoffes abzuſcheren, daß dadurch ein möglichſt gleichförmiges Ausſehen des letzteren erzielt wird. Wenn daher dieſe Maſchinen ihrem Zwecke gemäß auch wohl zu den die Oberfläche bearbeitenden Maſchinen gerechnet werden könnten, ſo empfiehlt ſich doch deren Beſprechung an dieſer Stelle wegen der Uebereinſtimmung, welche das zur Anwendung kommende Schneidzeug mit demjenigen der im vorhergehenden Paragraphen beſprochenen Raſenſchermaſchinen darbietet. Auch hier wird allgemein eine mit ſchraubenförmigen Schneidklingen verſehene Walze verwendet, welche bei der ihr mitgetheilten ſchnellen Umdrehung die ſich den Klingen darbietenden Härchen an einem feſten Gegenmeſſer abſchneidet. Ein Unterſchied iſt nur inſofern zu bemerken, als hier das feſte Meſſer U, Fig. 214, in eine ſcharf zugeſchliffene Schneide ausläuft, während die Klingen F des Cylinders C, die ſogenannten Federn, ſenkrecht zu ihrer Breite geſchliffen ſind, ſo daß jede ſolche Klinge an der wirkenden Stelle durch eine rechteckige Fläche von einer Breite von 1,5 mm begrenzt iſt, wie ſie der Dicke der Federn entſpricht. Bei den Raſenſchermaſchinen dagegen ſind die Meſſer der Trommel ſcharf geſchliffen und das Gegenmeſſer iſt mit einer Fläche verſehen, wie aus Fig. 213 erſichtlich iſt. Wenn auch dieſe verſchiedene Anordnung einen Unterſchied in der ſchneidenden Wirkung nicht bedingt, ſo iſt doch bei den Tuchſchermaſchinen die Anwendung eines ſcharfen Gegenmeſſers deswegen geboten, weil nur durch ein ſolches die Möglichkeit gegeben wird, die Härchen dicht an der Tuchfläche abzuſchneiden, wie dies für viele Stoffe nöthig iſt. Bei den Raſenſchermaſchinen iſt dagegen die Stoppelhöhe immer groß genug, um dem feſten Meſſer eine größere, für die dauernd gute Erhaltung genügende Dicke an der Schnittſtelle zu geben.

Fig. 214.

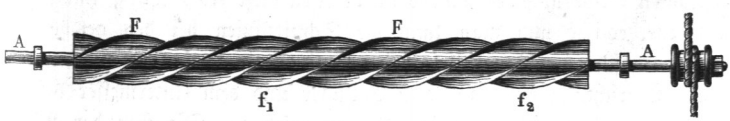


Die eigentliche Wirkung des Schneidzeuges bei einer Tuchſchermaſchine läßt ſich aus Fig. 214 erkennen. Der mit einer größeren Anzahl von vier

bis zwölf Meſſern F verſehene Cylinder C führt bei ſeiner Umdrehung dieſe Meſſerklingen dicht an der Schneide S des genau paſſend hohl ausgeſchliffenen feſten Untermeſſers U vorbei. Das zu bearbeitende Tuch T befindet ſich unterhalb der Schnittſtelle in einer ganz beſtimmten Entfernung, welche durch das feſtſtehende Bett B beſtimmt iſt. Wird nun das Tuch, wie der Pfeil andeutet, über dieſes Bett langſam hinweggeführt, ſo werden die aus der Tuchfläche hervorragenden Faſern oder Haare ſämmtlich bis zu derjenigen Höhe abgeſchnitten werden, in welcher die Schneide des feſten Meſſers U ſich über dem Tuche befindet. Hieraus folgt zunächſt, daß die Wirkung des Schneidzeuges nicht ſowohl in einem Abſcheren als vielmehr in einem wirklichen Schneiden beſteht, indem die Faſern durch die ſchnell bewegten Meſſer gegen die feſte Meſſerklinge geſchleudert werden. Die Erfahrung zeigt dabei, daß zur Erzielung einer ſchönen Oberfläche der Angriff immer nur ſchwach angenommen werden darf, indem bei ſtärkerem Angreifen eine mehr rupfende Wirkung ſich einſtellt. Aus dieſem Grunde empfangen die Stoffe immer eine erhebliche, nach der Güte der Waare verſchiedene Anzahl von Schnitten, derartig, daß mit jedem Schnitte nur die äußerſten Faſerenden in Geſtalt eines zarten Flaums beſeitigt werden. Hierzu iſt es nöthig, den Abſtand des Meſſers U von dem Bett B verändern und in der genaueſten Weiſe feſtſtellen zu können, wobei natürlich ſtets die gegenſeitige Stellung des Cylinders C zu dem feſten Untermeſſer U dieſelbe bleiben muß.

Die Einrichtung einer Meſſerwalze iſt aus Fig. 215 zu erkennen, woraus erſichtlich iſt, daß jedes der einzelnen Meſſer in einigen, meiſt zwei

Fig. 215.



bis drei Windungen um die Axe A gewunden iſt. Da das feſte Untermeſſer ſtets geradlinig und parallel mit der Axe angeordnet wird, ſo geſchieht das Schneiden an jedem einzelnen Meſſer gleichzeitig an ſo vielen Punkten, als das Meſſer Windungen enthält. So z. B. ſchneidet das in zwei Windungen ausgeführte Meſſer F in der Figur gleichzeitig bei f_1 und f_2, und es iſt erſichtlich, daß an jedem dieſer Punkte der Schnitt bei einer vollen Umdrehung des Cylinders um die Größe der Steigung $s = f_1 f_2$ der Schraube fortſchreitet, und daß daher, damit ein Schnitt über die ganze Länge des Meſſers fortſchreite, dem letzteren zwei volle Umdrehungen ertheilt werden müſſen. Iſt allgemein w die Anzahl der Schraubengänge eines Meſſers, ſo erzeugt daſſelbe durch w Umdrehungen des Cylinders auch w Schnitte, ſo daß man für jedes Meſſer und für jede Umdrehung einen Schnitt

von der ganzen Länge des Cylinders anzunehmen hat, wobei es alſo gleichgültig iſt, wie viel Schraubenwindungen das Meſſer in ſich enthält. Die Entfernung zweier ſolchen von demſelben Meſſer erzeugten Schnitte von einander iſt ebenſo von der Zahl der Windungen w ganz unabhängig, und immer gleich derjenigen Fortbewegung des Tuches unter dem Schneidzeuge, welche für eine Cylinderumdrehung gewählt wird. Das Meſſer verhält ſich alſo in dieſer Hinſicht gerade ſo, wie ein gerades zur Axe paralleles Meſſer. Es ergiebt ſich hieraus weiter, daß bei der Anwendung von z Meſſern auf demſelben Cylinder auch z Schnitte für jede Umdrehung des Cylinders gemacht werden, und daß die Entfernung der einzelnen auf einander folgenden Schnitte von einander dem entſprechend nur $\frac{a}{z}$ iſt, wenn a die Fortbewegung des Tuches für eine Umdrehung der Meſſerwalze bedeutet.

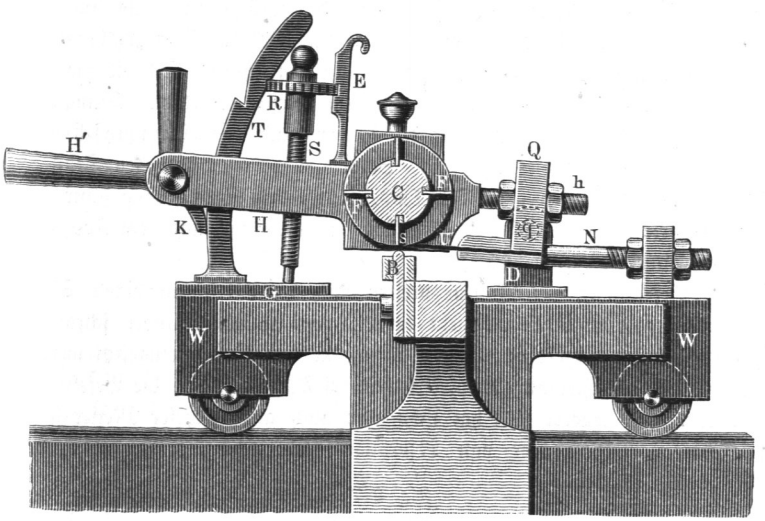
Während die einzelnen Schnittlinien bei der Anwendung geradliniger Meſſer ſenkrecht zu der Richtung ſtehen, in welcher das Tuch unter dem Schneidzeuge oder das letztere über dem Tuche fortbewegt wird, ſo ergiebt ſich aus der ſchraubenförmigen Geſtalt der Meſſer in Folge von deren allmählich ſtattfindender Wirkung die Lage der einzelnen Schnittlinien in geringem Grade geneigt gegen die Cylinderaxe. Es ſteht nämlich von jeder Schnittlinie das eine Ende gegen das andere in der beſagten Fortbewegungsrichtung um ſo viel zurück, als die Fortbewegung während w Umdrehungen der Meſſerwalze beträgt, wenn w die Anzahl der Schraubengänge eines Meſſers vorſtellt. Bei der großen Geſchwindigkeit der Trommel und der langſamen Bewegung des Tuches iſt indeſſen dieſe Abweichung immer eine ganz unerhebliche und man kann die Schnittlinien bei den gewöhnlichen Tuchſchermaſchinen als parallel zu der Cylinderaxe ausfallend anſehen.

Die Einrichtung eines aus dem Cylinder und dem Untermeſſer beſtehenden Schneidzeuges iſt aus Fig. 216 zu erſehen. Die Axe der Meſſerwalze C iſt in zwei Hebeln H beiderſeits gelagert, welche mittelſt der ſchraubenförmigen Enden h in einem Querſtücke Q ſo befeſtigt ſind, daß durch die beiden Schraubenmuttern dem Cylinder C die richtige Lage zu dem Untermeſſer U gegeben werden kann, das an demſelben Querträger durch Schrauben befeſtigt iſt. Das gedachte Querſtück Q iſt beiderſeits durch zwei Spitzenſchrauben q unterſtützt, um welche es wie um eine Drehaxe ſchwingen kann.

Vermöge dieſer Aufhängung iſt es möglich, das ganze Schneidzeug, d. h. den Cylinder zuſammen mit dem Untermeſſer, dem Bett B mehr oder minder zu nähern, wie dies zur Regulirung des Meſſerangriffs erforderlich iſt. Zur genauen Einſtellung dient die zu jeder Seite angeordnete Schraube S, die ihr Muttergewinde in dem Lagerhebel H findet, und ſich unterhalb mit

ihrem Ende einfach auf das feſte Geſtellſtück G ſtützt. Durch eine Drehung der Schraube wird daher der Hebel H in einem beſtimmten Betrage gehoben oder geſenkt, welcher dadurch ſehr genau feſtgeſtellt werden kann, daß der Kopf jeder Schraube mit einer mit Randeinſchnitten verſehenen Scheibe R ausgerüſtet iſt, in deren Einſchnitte die Feder E einſpringt. Iſt s die Steigung dieſer Schrauben und z die Anzahl der am Scheibenumfange in gleichen Abſtänden angebrachten Einſchnitte, ſo entſpricht die Umdrehung der Schrauben um eine Theilung einer Bewegung des Hebels in dem Abſtande a der Schrauben von der Drehaxe q gleich $\frac{s}{z}$, womit eine Hebung oder Sen-

Fig. 216.



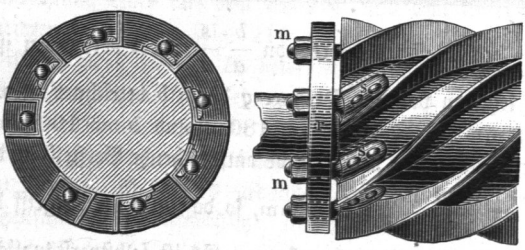
kung der Axe des Meſſercylinders von $\frac{b}{a}\frac{s}{z} = h$ verbunden iſt, wenn der Abſtand des letzteren von der Drehaxe q durch b bezeichnet wird. Hat man z. B. $s = 2\,\text{mm}$, $z = 12$, $a = 180\,\text{m}$ und $b = 100\,\text{mm}$, ſo ergiebt ſich die einer Theilung der Randſcheibe entſprechende Verſtellung des Schneidzeuges zu $h = \frac{100}{180}\frac{2}{12} = 0{,}09\,\text{mm}$, ſo daß alſo der Angriff des Schneidzeuges ſehr genau geregelt werden kann. Es iſt ſelbſtverſtändlich, daß nicht nur die Verſtellung zu beiden Seiten in gleichen Beträgen vorgenommen werden muß, ſondern daß auch die Axe des Schercylinders dem Bett B möglichſt parallel anzuordnen iſt. Durch die Stellſchrauben N und deren Muttern iſt die Möglichkeit gegeben, die Stellung des Schneidzeuges gegen das Bett B in wagerechter Richtung zu regeln. Hierdurch kann man es

erreichen, daß der Schnitt entweder unmittelbar über dem Bett bewirkt wird, oder daß der zu ſcherende Stoff an einer freiliegenden Stelle des zwiſchen *B* und *D* ausgeſpannten Stückes angegriffen wird. Das letztere ſcheint beſonders bei dem Scheren gemuſterter und geköperter Stoffe, wie Buckskin, zweckmäßig zu ſein. Um das Schneidzeug, wenn nicht geſchnitten werden ſoll, anheben zu können, dienen die an den Enden der Lagerhebel angebrachten Handhaben *H'* und man kann das Schneidzeug in erhobener Lage durch die Klinken *K* unterſtützen, wenn man dieſelben in die Einſchnitte der feſten Ständer *T* einlegt.

Das hier beſprochene Schneidzeug ſteht entweder feſt auf dem Maſchinengeſtell, oder es iſt, wie in der Fig. 216 angenommen, auf einem kleinen Wagen *W* befindlich, welcher auf Schienen des Maſchinengeſtells eine Verſchiebung erfährt. In dem letzteren Falle verbleibt das Tuch während des Scherens vollſtändig in Ruhe, wogegen ein feſtſtehendes Schneidzeug eine langſame Bewegung des Stoffes unter dem Meſſer erfordert. Demgemäß unterſcheidet man die beiden Arten der Quer- und Langſchermaſchinen, ſo genannt, weil die Bewegung des Schneidzeuges quer über den Stoff erfolgt, während die Bewegung des Tuches unter dem Schneidzeug hinweg in der Längsrichtung des Stoffes vorgenommen wird, wie aus dem Folgenden noch deutlicher werden wird.

Die Befeſtigung der 25 mm breiten und 1 bis 1,5 mm dicken Stahlmeſſer auf dem Cylinder geſchieht derart, daß in den Cylinder ſchraubenförmige Nuthen eingedreht werden, in welche die Meſſer eingeſetzt werden, worauf feſt eingeſtemmte Kupferſtreifen bei *k*, Fig. 214, die Befeſtigung bewirken. In neuerer Zeit hat man aber auch anſtatt dieſer Meſſer ſolche von winkelförmigem oder von *E*förmigem Querſchnitte, Fig. 217, an-

Fig. 217.

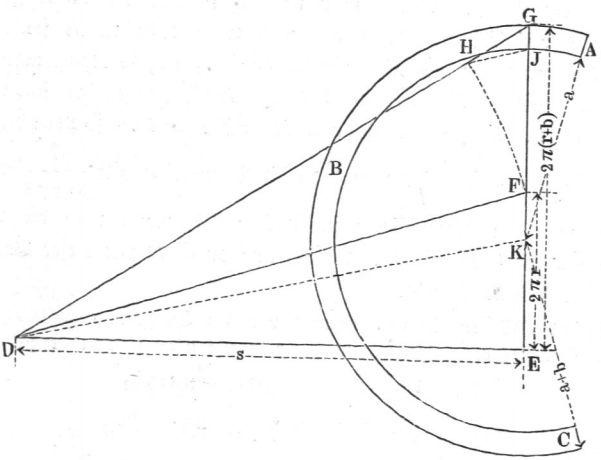


gewendet, welche ihre Befeſtigung durch angenietete Schrauben *s* erhalten, deren Muttern *m* gegen den Ring *r* drücken. Durch den Zug dieſer Schrauben wird den Meſſern das Beſtreben ertheilt, die Ganghöhe ihrer Schraubengeſtalt zu vergrößern und ihre innere Weite zu verringern, ſo daß ſie hierdurch feſt gegen den Umfang des Cylinders gepreßt werden.

Der letztere iſt in dieſem Falle glatt und ohne eingedrehte Nuthen gearbeitet.

Die Herſtellung dieſer Meſſer geſchieht aus ebenen Ringen von Stahlblech, wie ABC in Fig. 218, wodurch ein Stück eines ſolchen Ringes vorgeſtellt iſt. Denkt man ſich von demſelben das eine Ende A feſtgehalten und zieht an dem anderen Ende C mit einer gewiſſen Kraft ſenkrecht zur Ebene des Ringes, ſo nimmt der letztere eine ſchraubenförmige Geſtalt an und zwar wird der Durchmeſſer derſelben um ſo kleiner, je größer die Steigung der Schraube wird, d. h. je weiter das Ende C aus der Ebene des Ringes herausgezogen wird. Die zu dieſem Herausziehen erforderliche

Fig. 218.



Kraft iſt nur eine geringe, da es ſich hierbei nur um eine Biegung der dünnen Schiene handelt, eine Verlängerung oder Verkürzung derſelben aber nicht eintritt. Dieſe letztere Bemerkung giebt auch das Mittel an die Hand, um die Krümmungsverhältniſſe des Ringes ABC ſo zu beſtimmen, daß derſelbe, wenn er ausgezogen wird, eine Schraube von den gewünſchten Verhältniſſen, d. h. von beſtimmter Steigung und beſtimmtem Durchmeſſer, liefert. Es möge zu dem Zwecke dieſer Ermittelung r der innere Halbmeſſer des ſchraubenförmigen Meſſers und b die Breite deſſelben in radialer Richtung, alſo $R = r + b$ der äußere Halbmeſſer des Schraubenganges ſein, deſſen Steigung mit s bezeichnet werden möge. Dann iſt die Länge der innerſten Faſer dieſes Schraubenganges $l = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 r^2}$, während eine Faſer an dem äußeren Umfange für je eine volle Schraubenwindung zu $L = \sqrt{s^2 + 4\pi^2(r+b)^2}$ ſich berechnet. Iſt nun ferner a

der innere Halbmeſſer des Ringes, aus welchem die Feder erzeugt werden ſoll, und bezeichnet man mit ω den für je eine Schraubenwindung erforderlichen Mittelpunktswinkel dieſes Ringes, ſo hat man einfach die Beziehungen:

$$l = a\omega = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 r^2} \text{ und } L = (a+b)\omega = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 (r+b)^2};$$

woraus durch Subtraction

$$L - l = b\omega = \sqrt{s^2 + 4\pi^2 (r+b)^2} - \sqrt{s^2 + 4\pi^2 r^2}$$

folgt. Hieraus ergiebt ſich weiter die Größe von ω durch

$$\omega = \frac{L-l}{b} \text{ und von } a \text{ durch } a = \frac{l}{\omega} = \frac{l}{L-l} b.$$

Man kann die Größe des Halbmeſſers a auch aus einer einfachen Zeichnung entnehmen. Macht man nämlich in Fig. 218 DE gleich der Steigung s der Schraubenwindung, und trägt dazu in E ſenkrecht die Strecke $EF = 2\pi r$ und $EG = 2\pi(r+b)$ auf, ſo erhält man in den Verbindungslinien $DF = l$ und $DG = L$ die Längen der inneren und äußeren Faſern. Trägt man hierauf $DH = DF = l$ ab, ſo ſtellt die Strecke HG die Differenz $L - l$ vor, und da die Proportion gilt $\frac{l}{L-l} = \frac{a}{b}$, ſo folgt, daß man den Halbmeſſer a in GK erhält, wenn man die Breite b gleich GJ anträgt, H mit J verbindet, und durch D mit dieſer Verbindenden die Parallele DK zieht.

Beiſpiel: Für ein Schraubenmeſſer von der Steigung $s = 0{,}50\,\text{m}$, dem inneren Halbmeſſer $r = 0{,}02\,\text{m}$ und einer Breite $b = 0{,}025\,\text{m}$ ergiebt ſich

$$l = \sqrt{0{,}5^2 + 4\pi^2 . 0{,}02^2} = 0{,}515\,\text{m}$$

und

$$L = \sqrt{0{,}25 + 4 . 9{,}870 . 0{,}045^2} = 0{,}574\,\text{m},$$

daher $\omega = \frac{0{,}574 - 0{,}515}{0{,}025} = 2{,}36$, und man erhält hieraus den Halbmeſſer a des zugehörigen Ringes zu $a = \frac{0{,}515}{0{,}574 - 0{,}515} 0{,}025 = 0{,}218\,\text{m}$. Für je eine volle Schraubenwindung wird ein Mittelpunktswinkel von

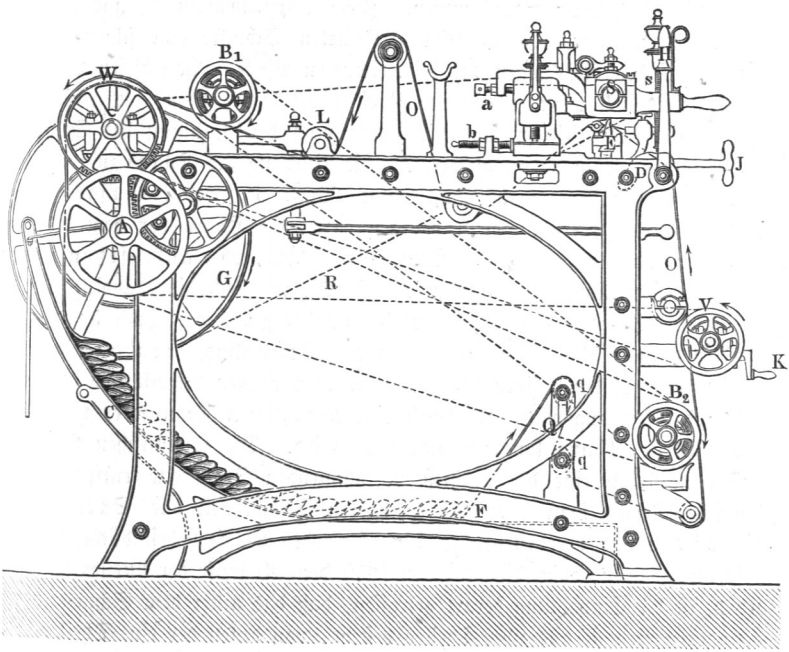
$$\omega = \frac{2{,}36}{2 . 3{,}14} 360^0 = 135^0\,10'$$

erfordert, ſo daß, wenn das Meſſer 3 volle Schraubenwindungen erhalten ſoll, der Ring einen Mittelpunktswinkel von $3\omega = 405^0\,30'$ oder 1,13 Windungen zu erhalten hat. Die Darſtellung eines ſolchen Ringes kann natürlich nicht durch Ausſchneiden aus einer Blechtafel geſchehen, ſondern ſie wird durch Biegen einer geraden Schiene von rechteckigem, winkel- oder U förmigem Querſchnitte mittelſt eines Walzwerks bewirkt, deſſen Einrichtung und Wirkungsart in einem ſpäteren Capitel beſprochen werden wird.

§. 67. **Langſchermaſchinen.** In Fig. 219 iſt eine Langſchermaſchine zum Scheren von Tuch aus der Maſchinenfabrik von Demeuſe in Aachen

dargeſtellt. Man erkennt hieraus in S das oben beſprochene Schneidzeug mit den Stellſchrauben a und b zur ſeitlichen Verſtellung und den Schrauben s, welche den mehr oder minder ſtarken Angriff in der angegebenen Weiſe zu regeln geſtatten. Dieſe letzteren Schrauben ſtützen ſich mit ihren unteren Enden auf zwei Daumen D, welche, wenn ihre Axe durch den Handhebel H eine Drehung erhält, ein bequemes Anheben des Schneidzeuges ermöglichen, ſobald daſſelbe außer Thätigkeit geſetzt werden muß.

Fig. 219.



Der zu ſcherende Stoff wird bei dieſen Maſchinen durch Zuſammennähen der Enden in die Form eines endloſen Tuches gebracht, welches ununterbrochen durch die Maſchine hindurchgeführt wird. Zu dem Ende wird das zwiſchen dem Schneidzeug und dem darunter befindlichen Bett E paſſirende Tuch C von der Walze W fortwährend mit geringer Geſchwindigkeit angezogen, und fällt unmittelbar hinter dieſer Walze in einzelnen Falten auf einen aus Latten gebildeten gekrümmten Abfallboden C, auf welchem es in dem Maße herabrutſcht, in welchem vorn bei F das Tuch weggezogen wird. Um hierbei dem Tuche die zum glatten Scheren erforderliche ſtraffe Spannung zu geben, dient der Spannriegel Q mit den beiden abgerundeten feſt-

ſtehenden Schienen q, um welche das Tuch geführt iſt. Bei der Bewegung des letzteren muß daſſelbe über dieſe Schienen gleiten, und die hierbei auftretende Reibung bedingt, da ſie von dem Tuche überwunden werden muß, deſſen Spannung. Von dieſem Mittel, durch die Größe der zu überwindenden Reibung die Spannung eines biegſamen Körpers, z. B. eines Fadens, zu beſtimmen, wird bei allen Maſchinen der Webwaarenindustrie ein ſehr ausgedehnter Gebrauch gemacht.

Zur geeigneten Führung des Tuches dienen die Leitwalzen L, welchen eine Umdrehung nicht beſonders ertheilt wird, vielmehr werden dieſelben durch das Tuch ſelbſt mitgenommen. Zwei Bürſtenwalzen B_1 und B_2 dagegen erhalten durch die punktirt gezeichneten Schnüre eine ſchnelle Umdrehung in den Richtungen der beigezeichneten Pfeile. Von dieſen Bürſten dient die eine, B_1, die ſogenannte Zuſtreichbürſte, dazu, die gebildeten Scherflocken zu beſeitigen und die Haare nach der Richtung des Striches niederzulegen, während die andere, B_2, die Rückſeite des Tuches zu reinigen hat. Die vor dem Tuche angebrachte Walze V, welche ebenfalls eine ſchnelle Drehung erhält, dient dagegen dazu, die Haare vor dem darauf folgenden Schnitte in gehöriger Weiſe aufzurichten, oder aufzuſetzen, und es iſt aus der Figur erſichtlich, wie dieſe Walze durch die Handkurbel K, welche eine Schraube bewegt, mehr oder minder gegen das Tuch angepreßt werden kann. Die Bewegung erhält der Schercylinder von der Hauptbetriebswelle A durch einen Riemen R von der großen Riemſcheibe G aus, während die Anzugswalze W durch eine Anzahl von Zahnrädern von derſelben Welle A aus langſam umgedreht wird. Die ſämmtlichen Walzen haben natürlich eine der größten vorkommenden Tuchbreite entſprechende Länge. Damit man aber bei geringeren Tuchbreiten das Scheren auf die zwiſchen den hervorſtehenden Tuchecken oder Leiſten befindliche Breite beſchränken kann, ohne dieſe Kanten ſelbſt dem Angriffe der Meſſer auszuſetzen, iſt die Einrichtung derart getroffen, daß das unter dem Schneidzeuge befindliche Bett E aus zwei Theilen beſteht, von denen der eine Theil mittelſt einer daran befindlichen Zahnſtange ſeitlich verſchoben werden kann, ſo daß das Bett nur zwiſchen den Leiſten befindlich iſt. Zu dieſer Verſchiebung dient der drehbare Handgriff J, auf deſſen Axe ein in die beſagte Zahnſtange eingreifendes Getriebe befindlich iſt.

Die Geſchwindigkeit, mit welcher die Walze W das Tuch anzieht, pflegt man unter gewöhnlichen Verhältniſſen zwiſchen 2,5 und 4 m in der Minute zu wählen, und dabei dem Schercylinder S eine ſolche Geſchwindigkeit zu ertheilen, daß auf die Länge gleich 1 cm 24 bis 28 Schnitte entfallen. Die Umdrehungszahl des Schercylinders hängt daher weſentlich von der Anzahl der auf ihm befindlichen Meſſer ab, und man hat hierfür, da nach dem Vorſtehenden die Anzahl der Schnitte für jede Umdrehung gleich der Anzahl z

der Meſſer iſt, die Beziehung: $n = \frac{av}{z}$, wenn v die Geſchwindigkeit des Tuches in einer Minute in Centimetern und a die Anzahl der auf einen Centimeter entfallenden Schnitte iſt. Man erhält beiſpielsweiſe bei zwölf Meſſern für $v = 3$ m und $a = 25$ die Umdrehungszahl des Cylinders zu

$$n = \frac{25 \cdot 300}{12} = 625.$$

Bei den in Gebrauch befindlichen Maſchinen ſchwankt die Meſſerzahl etwa zwiſchen 6 und 12, und die Umdrehungszahl des Cylinders ſteigt bis zu 1000 bis 1200 in der Minute. Die Betriebskraft einer ſolchen Maſchine für die übliche Breite des Schnittes gleich 1,46 m kann man zu etwa 0,6 Pferdekraft annehmen [1]).

Für die gute Wirkung dieſer Maſchinen iſt eine genau parallele Lage aller Walzen erforderlich, damit das Tuch kein Beſtreben zu einer ſeitlichen Bewegung erhalte. Auch iſt es von Wichtigkeit, das Tuch ſtets nach der Breitenrichtung gehörig auszuſtreichen, damit nicht durch die Bildung von Falten Veranlaſſung zu Scherfehlern oder Beſchädigungen gegeben werde. Man verſieht daher in der Regel die Spannriegel q an der von dem Tuche umfangenen Stelle mit Einſchnitten oder Kerben, welche von der Mitte aus derartig nach beiden Seiten hin gerichtet ſind, daß hierdurch auf das Tuch eine nach den Seiten hin gerichtete ausſtreifende Wirkung ausgeübt wird.

Auf dieſen hier beſprochenen Longitudinal- oder Langſchermaſchinen erhält das Tuch unmittelbar hinter einander in der Regel eine größere Anzahl von Schnitten, da es, wie ſchon bemerkt wurde, zur Erzielung einer ſchönen und gleichmäßigen Oberfläche erforderlich iſt, den Angriff nur ſchwach zu nehmen und öfter zu wiederholen. Dieſe unausgeſetzte Wirkung der Maſchine und die verhältnißmäßig große Geſchwindigkeit, welche man dabei dem Tuche wegen der größeren Meſſerzahl geben kann, ſind die Urſachen der großen Leiſtungsfähigkeit der Langſchermaſchinen, gegenüber anderen Scherapparaten und beſonders gegenüber den im nächſten Paragraphen zu beſprechenden Transverſal- oder Querſchermaſchinen. Man hat auch verſucht, die Leiſtungsfähigkeit dieſer Maſchinen noch dadurch zu erhöhen, daß man in demſelben Maſchinengeſtell zwei Schneidzeuge hinter einander anordnete, unter denen das Tuch in unmittelbarer Aufeinanderfolge einem zweimaligen Angriffe ausgeſetzt iſt, doch haben ſich dieſe Anordnungen eine allgemeinere Anwendung nicht verſchaffen können.

---

[1]) Karmarſch, Mechaniſche Technologie II. Verſuche über den Kraftbedarf der Maſchinen in der Streichgarnſpinnerei von Dr. E. Hartig. Leipzig 1864.

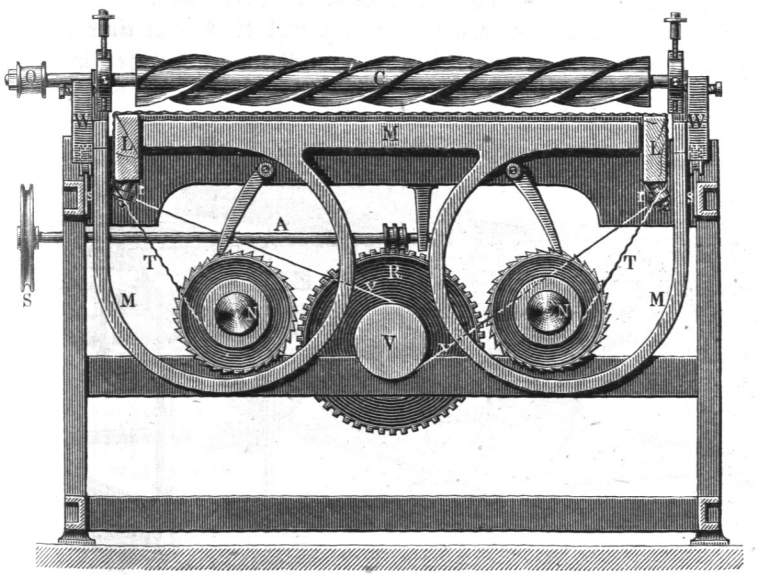
Was die Güte der von den Langſchermaſchinen erzeugten Arbeit, d. h. die Gleichmäßigkeit der Tuchoberfläche anbetrifft, ſo iſt es als ein Uebelſtand anzuſehen, daß hierbei die Schnittlinien quer über das Tuch gerichtet ſind, während der Strich der Haardecke bekanntlich nach der Längsrichtung erfolgt. Hierunter leidet die Schönheit der Oberfläche, und es erklärt ſich daraus, warum man bei der Herſtellung feinerer Tuche entweder den Querſchermaſchinen trotz ihrer geringeren Leiſtungsfähigkeit gänzlich den Vorzug giebt, oder doch wenigſtens die letzten Schnitte auf ſolchen Maſchinen vornimmt, ſo daß die Langſchermaſchinen gewiſſermaßen nur zum Vorarbeiten benutzt werden.

§. 68. **Transverſalſchermaſchinen.** Bei dieſen Maſchinen wird das Tuch während der Arbeit unverrückbar feſtgehalten und das in einem kleinen Wagen befindliche Schneidzeug quer über den auf einem Tiſche ſtraff ausgeſpannten Theil des Tuches bewegt. Nach dem Bearbeiten einer Tiſchbreite wird alsdann eine Verſetzung des Tuches um dieſe Breite vorgenommen, ſo daß nach Zurückführung des Scherapparates ein neuer Schnitt ſtattfinden kann. Aus dem Querſchnitt einer ſolchen Maſchine, Fig. 220, iſt erſichtlich, wie das Zeug auf zwei Walzen *N* aufgewickelt iſt, die während des Schneidens durch Sperrräder an der Drehung verhindert ſind. Das zwiſchen dieſen Walzen befindliche Stück Tuch *T* iſt über die beiden Längsriegel *L* geführt und zwiſchen denſelben der Länge wie Breite nach ſtraff ausgeſpannt. Die Längsſpannung wird durch die Aufwickelwalzen *N* erzielt, während zur Erzeugung der Querſpannung nach der Breite des Tuches deſſen Leiſten beiderſeits in dazu geeignete Zangen eingeklemmt ſind, von denen die eine mittelſt zweier Kettchen angeſpannt wird. Der Scherapparat iſt auf den beiden Wangenſtücken *W* des Wagens gelagert, welcher mittelſt kleiner Rollen auf den Schienen *s* des Geſtelles fortbewegt werden kann. Die Seitenanſicht einer ſolchen Wange iſt aus der oben angegebenen Fig. 216 erkenntlich. Dieſe beiden Wagenwangen ſind mit einander durch das brillenförmig ausgeſparte Mittelſtück *M* feſt zu einem Ganzen verbunden, und zwar ſind die beiden augenförmigen Ausſparungen dieſes Mittelſtückes angeordnet, um den gedachten Walzen *N* zur Aufnahme des Tuches Raum zu laſſen.

Die zwiſchen den Tuchwalzen *N* gelagerte Welle *V* dient zur Fortbewegung des Scherwagens *W*, indem auf dieſe Welle an jedem ihrer Enden zwei Schnüre *v* laufen, von denen diejenigen an dem einen Ende ſich genau um ſo viel aufwickeln, wie die Abwickelung der an dem anderen Ende in entgegengeſetzter Richtung aufgewundenen Schnüre beträgt. Da dieſe über die vier feſten Rollen *r* geleiteten Schnüre mit ihren freien Enden an dem Scherwagen befeſtigt ſind, ſo ergiebt ſich hieraus eine Bewegung des letzteren auf ſeinen Schienen *s*, ſobald die Welle *V* umgedreht wird. Dieſe Um-

drehung wird der Welle V von der Axe A der Schnurrolle S durch die Schraube ohne Ende und das Schneckenrad R ertheilt, ſo lange der Schercylinder C in Bewegung iſt. Der letztere erhält nämlich ſeine ſchnelle Umdrehung durch eine über die gedachte Rolle S laufende Schnur ohne Ende, welche von einer anderen Schnurrolle auf der Hauptbetriebswelle ihre Bewegung empfängt, und welche die Triebrolle O des Schercylinders in einer ganzen Umwindung umfängt. Durch dieſe Anordnung des Betriebes, welche ſich auch anderwärts, z. B. bei den durch Seile angetriebenen Laufkrahnen, ſ. Th. III, 2, findet, wird die Umdrehung des Schercylinders unbeſchadet der Fortbewegung deſſelben ermöglicht.

Fig. 220.

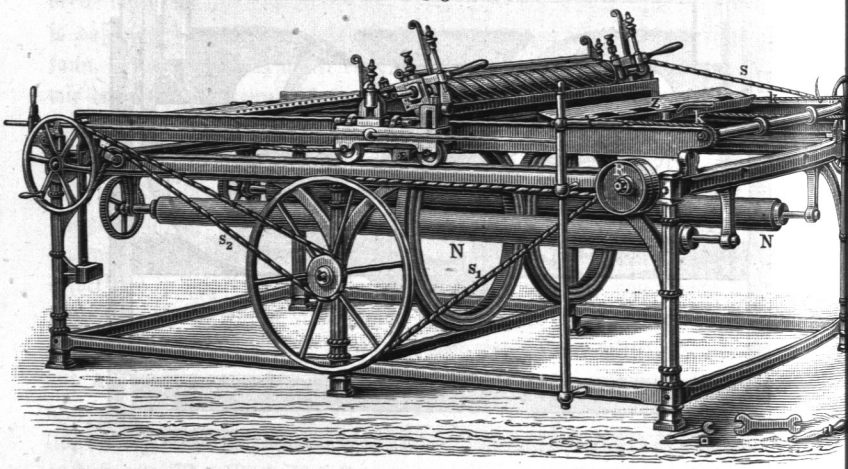


Wenn das Schneidzeug in dieſer Art ſeinen Weg quer über das Tuch von einer Leiſte bis zur anderen vollführt hat, ſo findet durch Anſtoßen gegen einen Knaggen eine ſelbſtthätige Ausrückung der Bewegung ſtatt, indem der Betriebsriemen in bekannter Weiſe von der feſten Betriebsſcheibe auf die loſe Leerſcheibe geführt wird, ſo daß hierdurch nicht nur die Drehung des Schercylinders, ſondern gleichzeitig auch die Fortbewegung des Scherwagens aufgehoben wird. Da hiermit zugleich eine Ausrückung der Schraube aus dem Schneckenrade R verbunden wird, ſo iſt dem Arbeiter die Möglichkeit gegeben, den Scherwagen mit der Hand zurückzuführen, bei welcher Bewegung die Walze V vermittelſt der Schnüre des einen Endes zu einer ſolchen Um-

drehung veranlaßt wird, wie ſie zum Aufwinden der Schnüre am anderen Ende erforderlich iſt. Nachdem nunmehr von dem Arbeiter mittelſt einer Handbürſte die gebildeten Scherflocken beſeitigt und die Haare in den Strich niedergelegt ſind, kann nach geſchehener Auslöſung der Leiſten aus ihren Zangen durch Umdrehung der einen Tuchwalze N das Tuch ſo weit über den Tiſch hinweggezogen werden, als erforderlich iſt, um den nun folgenden Schnitt an den ſoeben beendigten anzuſchließen. Die von den einzelnen Meſſern erzeugten Schnittlinien ſind, wie ſchon oben bemerkt wurde, bei dieſer Maſchine nach der Längsrichtung des Tuches, alſo nach der Richtung des Striches gehend, was für die Schönheit der Oberfläche von Wichtigkeit iſt, indem die unvermeidlichen kleinen Unregelmäßigkeiten der einzelnen Schnitte in Folge dieſer Richtung weniger ins Auge fallen.

Zur weiteren Verdeutlichung iſt in Fig. 221 die Anſicht einer Transverſalſchermaſchine aus der Fabrik von Neuman & Eſſer in Aachen

Fig. 221.



gegeben, in welcher bei z die eine Zange erſichtlich iſt, deren Anſpannung mit Hülfe der Kettchen k geſchieht. Die durch die Riemſcheibe R angetriebene Hauptwelle trägt auf der entgegengeſetzten Seite die Schnurrolle S, über welche die den Cylinderwirtel umſchlingende Schnur s gelegt iſt. Auf der vorderen Seite der Maſchine iſt das doppelte Schnurvorgelege s_1 s_2 erſichtlich, welches bei dieſer Maſchine anſtatt des Schneckenrades der Fig. 220 die langſame Bewegung des Scherwagens vermittelt.

Die Breite eines Tiſches beträgt bei dieſen Maſchinen etwa 1 m, dieſe Länge hat denn natürlich auch der Schercylinder zu erhalten, und die Längsbewegung des Wagens iſt ſelbſtverſtändlich der größten Breite des zu ſcheren-

den Tuches gleich zu machen. Die Geſchwindigkeiten bei dieſer Maſchine ſind derartige, daß die Bearbeitung einer Tiſchbreite von etwa 1 m Länge bei der gewöhnlichen Breite des Tuches gleich 1,46 m ungefähr $2^1/_4$ Minuten Zeit erfordert. Von dieſer Zeit können etwa $1^1/_4$ Minuten auf das eigentliche Scheren und der Reſt auf die Arbeiten zum Zurückführen des Wagens, Reinigen, Umſpannen und Aufſetzen des Tuches gerechnet werden. Hat der Schercylinder vier Meſſer, und ſollen auf je eine Tuchlänge von 1 cm 32 bis 40 Schnitte kommen, ſo hat der Schercylinder während ſeiner Vorwärtsbewegung 1168 bis 1460 Umdrehungen, alſo in jeder Minute deren 935 bis 1168 zu machen. Die Leiſtungsfähigkeit, d. h. die Größe der in beſtimmter Zeit zu ſcherenden Tuchfläche, iſt natürlich bei den Querſchermaſchinen viel geringer als bei den Langſchermaſchinen. Die während des Schneidens erforderliche Betriebskraft wird etwa zu 0,25 bis 0,4 Pferdekraft angegeben, dieſe Kraft iſt ſelbſtredend nur während des Wagenvorganges, alſo ungefähr während der Hälfte der Zeit erforderlich [1]).

Handſcheren. Die eigenthümliche Wirkungsweiſe der Scheren erkennt §. 69.
man am einfachſten aus Fig. 222 (a. f. S.), welche eine der allgemein bekannten und gebrauchten Handſcheren zum Zerlegen von Papier oder gewebten Stoffen darſtellt. Ein in den Winkel bei O zwiſchen die beiden *Scherbacken* oder *Blätter* gebrachtes Stück S wird bei dem Schließen der Schere vermittelſt der Griffe D und E dadurch in zwei Theile zerlegt, daß die beiden Kanten OB und OC dicht über einander hingleiten, ſo zwar, daß der Durchſchnittspunkt O, von welchem die zertheilende Wirkung ausgeht, allmählich nach außen rückt. Wie man aus dem Durchſchnitte III erkennt, ſind die Scherblätter bei a keineswegs mit ſcharfen Kanten wie die Meſſer verſehen, ſondern ſie werden daſelbſt durch ebene Flächen von geringer Breite $ad = ae$ begrenzt, welche nahezu ſenkrecht zu der Ebene angeſchliffen ſind, in welcher die Bewegung erfolgt. Die Wirkung dieſer Kanten, deren Kantenwinkel genau oder ſehr nahe gleich einem Rechten iſt, hat man nun ſo zu verſtehen, daß bei der Bewegung der beiden Blätter gegen einander jedes Blatt das vor ihm befindliche Material vor ſich herſchiebt, welcher Verſchiebung natürlich derjenige Widerſtand entgegenwirkt, der der *Schubfeſtigkeit* des Materials entſpricht. Damit dieſe Wirkung in der hier angegebenen Art vor ſich gehen kann, iſt es erforderlich, daß die beiden Kanten OB und OC der Blätter ſtets ganz dicht an einander vorbeigleiten, da der geringſte Zwiſchenraum die gedachte reine Scherwirkung beeinträchtigen muß, inſofern er dem Material vor der Trennung eine gewiſſe Biegung geſtattet. In Folge deſſen fällt bei nicht gehörigem Schluſſe der

[1]) Karmarſch, Mechaniſche Technologie II.

Schere nicht nur die Trennungsfläche unreiner aus, ſondern es wird auch zur Trennung eine größere Arbeit erforderlich, welche mehr oder minder zu einem Abreißen einzelner Faſern verbraucht wird. Es iſt hinlänglich bekannt, daß eine Trennung des Stoffes überhaupt nicht mehr möglich iſt, ſobald der Zwiſchenraum zwiſchen den Blättern der Schere etwa gleich der Dicke des zu ſchneidenden Stoffes iſt, indem der letztere ſich in dieſem Falle einfach umlegt und zwiſchen den beiden Blättern eine ſo große Reibung ver-

Fig. 222.

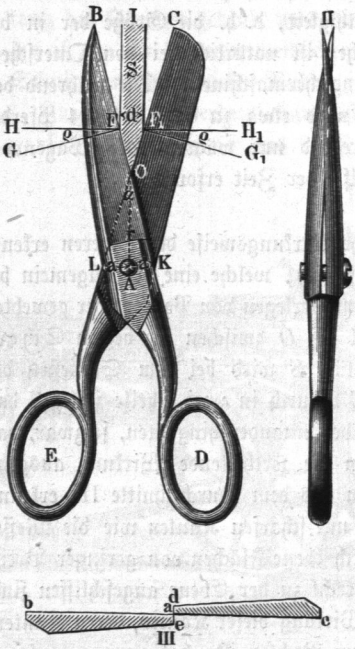


Fig. 223.



anlaßt, daß die Schere ſich feſtklemmt. Man hat daher bei allen Scheren, welcher Art dieſelben auch ſein mögen und ob ſie durch Hand oder durch Maſchinen betrieben werden, vor allen Dingen einen dauernd guten Schluß anzuſtreben. Bei den Handſcheren nach Fig. 222, wie ſie für die geringen Widerſtände beim Schneiden von Papier oder Geweben gebraucht werden, erreicht man einen dichten Schluß der Blätter einfach dadurch, daß man dieſelben in geringem Grade krumm ausführt, wie aus II erſichtlich iſt. Wegen der verhältnißmäßig großen Länge und geringen Dicke der Blätter haben dieſelben hinreichend viel Federung, um eine ſolche Krümmung zu geſtatten, und es wird in Folge davon ſtets ein dichtes Schließen der Blätter an der Kreuzungsſtelle *O* ſtattfinden, während an anderen Punkten ein Schleifen der Blätter auf einander vermieden wird, beſonders auch aus dem Grunde, weil die Blätter derartiger

kleiner Scheren in geringem Maße hohl gearbeitet ſind. Bei ſtärkeren Scherblättern, wie z. B. bei denjenigen der zum Schneiden von Blech dienenden Handſchere, Fig. 223, iſt natürlich die Anwendung krummer Blätter ausgeſchloſſen, und es kann hierbei der ſtets dichte Schluß nur durch möglichſt gute und genaue Ausführung, namentlich in dem Scharnier A, erzielt werden. Auch hat man bei dem Schneiden darauf zu achten, daß auf die Stangen oder Griffe D und E außer den nach der Richtung der Pfeile wirkenden Kräften noch ein ſenkrecht zur Ebene der Figur wirkender Druck ausgeübt wird, wie er nöthig iſt, um einen dichten Schluß an der Schnittſtelle auch dann noch zu erlangen, wenn wegen des Verſchleißes im Scharnier ein Schlottern ſich eingeſtellt hat.

Die Vergleichung der beiden in den Figuren 222 und 223 dargeſtellten Scheren zeigt, daß die letztere wegen der kurzen Blätter und der langen Griffe die Ausübung einer größeren Kraft an der Schnittſtelle ermöglicht, als die Schere in Fig. 222, bei welcher der Widerſtand der zu ſchneidenden Stoffe immer viel geringer iſt, als der durch die Schere Fig. 223 zu trennenden Bleche. Auch iſt dieſen Umſtänden entſprechend die Form der Griffe in beiden Fällen verſchieden, derart, daß die Ausübung des geringen Druckes in Fig. 222 von den in die Augen E und D geſteckten Fingern bewirkt werden kann, während die Stangen der Blechſchere, Fig. 223, mit der ganzen Hand umfaßt werden.

Das oben erwähnte allmähliche Fortſchreiten des Kreuzungspunktes der Blätter von innen nach außen hat ſeinen Grund darin, daß die Scherkanten OB und OC nicht durch die Mitte des Scharniers A hindurchgehen, ſondern um eine gewiſſe Größe $AK = AL = a$ von dieſer Mitte abſtehen. In Folge dieſer Anordnung iſt der Kreuzungswinkel der beiden Scherkanten verſchieden, je nach dem Abſtande des Kreuzungspunktes O von dem Scharnier. Iſt dieſer Abſtand allgemein mit r bezeichnet, ſo findet man den Kreuzungswinkel $LOK = \alpha$ durch die Gleichung:

$$\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{a}{r},$$

in derſelben Art alſo wie den Kreuzungswinkel der Hauſchläge bei der geradlinigen Felderſchärfe der Mühlſteine, ſ. §. 33. Ebenſo wie dort nimmt die Größe des Kreuzungswinkels von innen nach außen allmählich ab. Die Größe dieſes Kreuzungswinkels iſt für das Schneiden von erheblichem Einfluſſe, wie aus Folgendem ſich ergiebt. Zunächſt iſt es klar, daß wegen der Neigung der beiden Scherkanten gegen einander auf das Arbeitsſtück eine nach außen gerichtete Wirkung erfolgt, indem man ſich zu denken hat, daß die Scherkanten in den zu ihnen ſenkrechten Richtungen GF und G_1F_1 einwirken, ſo daß die Mittelkraft aus dieſen beiden Kräften

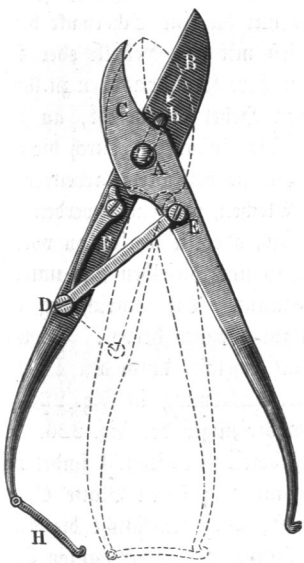
einen nach außen gerichteten, auf das Arbeitsſtück ausgeübten Schub vorſtellt. Wenn der Gegenſtand durch dieſen Schub nicht nach außen getrieben werden ſoll, ſo muß die Reibung an den Scherkanten die entſprechende Größe haben, oder der Kreuzungswinkel BOC darf ein gewiſſes Maß nicht überſchreiten. Man erkennt leicht, daß dieſes höchſtens zuläſſige Maß von BOC durch 2ϱ gegeben iſt, wenn wieder unter ϱ der *Reibungswinkel* des Arbeitsſtückes an den Scherbacken verſtanden wird. Um dies einzuſehen, braucht man nur, wie an anderen Stellen ſchon gezeigt wurde, ſ. §§. 8, 23, ..., die Druckrichtungen der Scherbacken anſtatt in den Normalen GF und G_1F_1 der Scherkanten um den Reibungswinkel ϱ davon abweichend, alſo in den Geraden HF und H_1F_1 anzunehmen. Wenn dieſe Richtungen der Backenwirkungen in dieſelbe Gerade fallen, ſo entſpricht dies dem gedachten Grenzbetrage des Kreuzungswinkels BOC, über welchen hinaus eine Vergrößerung nicht eintreten darf, ohne zu einem *Auswärtsgleiten* des Arbeitsſtückes Veranlaſſung zu geben. Für dieſen Fall hat man aber, wie die Figur ſogleich erkennen läßt, den Kreuzungswinkel $BOC = \alpha = 2\varrho$. Man kann ſich an jeder gewöhnlichen Papier- oder Stoffſchere leicht von der Richtigkeit des Geſagten überzeugen, wenn man einen ſtärkeren Gegenſtand, etwa ein Stück dicker Pappe, bei möglichſt weit geöffneter Schere tief in den Kreuzungswinkel hineinbringt und zu ſchneiden verſucht. Hält man dann das Stück nicht feſt, ſo wird daſſelbe durch das Schließen der Schere nach außen geſchoben, und zwar bis zu einer beſtimmten Stelle, derjenigen nämlich, für welche der Kreuzungswinkel der Scherbacken bis zu dem Betrage des doppelten Reibungswinkels herabgegangen iſt; nunmehr beginnt erſt das Schneiden.

Auch noch in einer anderen Hinſicht iſt die Größe des Kreuzungswinkels der Scherbacken von Wichtigkeit, inſofern nämlich von dieſem Winkel die Größe der Angriffsfläche abhängig iſt, in welchem ein Arbeitsſtück von beſtimmter Dicke von den Scherbacken angegriffen wird. Iſt d dieſe Dicke des zu ſchneidenden Gegenſtandes, ſo erhält man nach der Figur die Länge $FO = F_1O = l$, in welcher jeder Scherbacken gegen das Arbeitsſtück zur Wirkung kommt, zu $l = \dfrac{d}{2\,\sin\dfrac{\alpha}{2}}$, und es wächſt dieſe Länge, wenn der Kreuzungswinkel α kleiner wird. Entſprechend dieſer Angriffslinie wird natürlich auch der geſammte Widerſtand bei dem Schneiden mit dem Kreuzungswinkel veränderlich und um ſo größer ausfallen, je kleiner der Kreuzungswinkel wird, d. h. je mehr der Schnittpunkt nach außen rückt. Da nun in demſelben Maße auch der Hebelarm wächſt, an welchem der Scherwiderſtand wirkſam zu denken iſt, ſo erklärt es ſich, warum das Schneiden mit der gewöhnlichen Handſchere um ſo größere Kraft an den

Griffen erfordert, je weiter der Schnittpunkt nach außen hin rückt. Dieſe Eigenſchaft kommt übrigens nicht nur den Handſcheren, ſondern auch allen Hebelſcheren, d. h. denjenigen Maſchinenſcheren zu, bei welchen die bewegliche Backe an einem Hebel angebracht iſt, durch deſſen Schwingung, ähnlich wie bei den Handſcheren, das Schließen und Oeffnen des Scherenmauls bewirkt wird.

Bei den gewöhnlichen Handſcheren für Stoffe und Papier pflegt das Verhältniß $n = \frac{a}{L}$, in welchem der Abſtand a des Drehpunktes von der Scherkante zur der Länge L des Blattes ſteht, etwa zwiſchen $^1/_{10}$ und $^1/_{15}$ zu liegen, was einem Kreuzungswinkel von 23^0 und bezw. $15^0\,20'$ in der Mitte der Blätter und einem ſolchen von $11^0\,30'$ und $7^0\,40'$ an deren Ende entſpricht. Bei den Handſcheren für Bleche beträgt jenes Verhältniß n meiſtens nicht mehr als $^1/_{20}$, entſprechend einem Kreuzungswinkel von $11^0\,30'$ in der Mitte und 6^0 an dem Ende.

Fig. 224.



Die verſchiedenen Handſcheren unterſcheiden ſich von einander hauptſächlich nur in der durch ihre verſchiedene Verwendungsart gebotenen Form der Blätter, auf welche Verſchiedenheit hier eine weitere Rückſicht nicht genommen werden ſoll. Dagegen möge hier noch einer beſonderen Anordnung gedacht werden, welche bei den von den Gärtnern gebrauchten Baumſcheren wohl Verwendung findet. Das Eigenthümliche dieſer durch Fig. 224 erläuterten Schere beſteht darin, daß hierbei dem einen Blatte B gegen das andere C nicht nur eine Drehung um den Scharnierbolzen A, ſondern außerdem gleichzeitig eine beſtimmte ziehende Bewegung ertheilt wird, ſo daß die Wirkung dieſer Schere mehr in einem Schneiden als in einem Abſcheren beſteht. Dieſer Zweck wird auch in der That durch die getroffene Einrichtung beabſichtigt, indem man verhüten will, daß die abzutrennenden Baumzweige einem ſo ſtarken, leicht auf Zerſplitterung wirkenden Drucke ausgeſetzt werden, wie er bei der reinen Scherwirkung auftritt. Die Art, wie der Scherbacken B bei dem Schluſſe der Stangen durch die bei D und E drehbar angelenkte Schiene DE zu einer Verſchiebung in der Richtung des Pfeiles

gezwungen wird, ergiebt ſich aus der Figur leicht, wenn man die Punktirung beachtet, welche die Schere im geſchloſſenen Zuſtande darſtellt. Die Möglichkeit einer ſolchen Verſchiebung wird durch den in dem Blatte *B* enthaltenen längeren Schlitz *b* geboten, durch welchen der Scharnierbolzen hindurchtritt. Die hohle Form des Blattes *C* hat den Zweck, den gefaßten Zweig am Herausſchlüpfen zu verhindern, die Feder *F* öffnet die Schere ſelbſtthätig bei nachlaſſendem Drucke, und der kleine Bügel *H* dient dazu, die Schere, wenn ſie nicht gebraucht wird, geſchloſſen zu halten. In welcher Art die ziehende Bewegung des Backens zu beurtheilen iſt, wurde oben bei Gelegenheit der Schneidwirkung in §. 54 ſchon beſprochen.

§. 70. **Hebelſcheren.** Bei den Hebelſcheren, welche in ſolchen Fällen Verwendung finden, wo der zu überwindende Schwerwiderſtand für die gewöhnlichen Handſcheren zu groß iſt, wird immer nur die eine Scherbacke bewegt, während man das andere Blatt vollſtändig feſt mit dem Geſtelle oder Tiſche der Schere verbindet. Um die erforderliche größere Kraft ausüben zu können, iſt das bewegliche Blatt an einem längeren Hebel angebracht, an deſſen freiem Ende die bewegende Kraft angreift. Die einfacheren, durch die Hand des Arbeiters bewegten Scheren dieſer Art, wie ſie von Metallarbeitern zum Abſchneiden von Metall, insbeſondere von Blechen, verwendet werden, ſind in der Regel einfach an der Werkbank befeſtigt, oder ſie werden zu vorübergehendem Gebrauche in einen Schraubſtock geſpannt; dieſelben ſind unter der Bezeichnung *Stockſcheren* allgemeiner bekannt. Die Einrichtung dieſer Scheren geht aus den Fig. 225 und 226 zur Genüge hervor. In beiden Fällen iſt *C* das feſte, *B* das bewegliche Blatt, welches durch den Druck der Hand auf die Handhabe bewegt wird. Die Anordnung in Fig. 225 verdient aus mehreren Gründen den Vorzug vor derjenigen der Fig. 226. Das von dem Arbeiter mit der linken Hand dargebotene Arbeitsſtück findet nämlich in Fig. 225 eine ſichere Unterſtützung auf dem feſten Blatte *C*, was bei der Schere in Fig. 226 nicht der Fall iſt; auch ermöglicht die Anordnung eines einarmigen Hebels bei einer beſtimmten Länge der ganzen Schere ein größeres Ueberſetzungverhältniß für die Kraft, als dies bei dem zweiarmigen Hebel Fig. 226 möglich iſt, wie eine einfache Rechnung zeigt. Iſt nämlich *a* der mittlere Abſtand eines zu zertrennenden Gegenſtandes von dem Scharnier *A*, und bezeichnet *l* die ganze Länge der Schere bis zu der Mitte der Handhabe, ſo kann eine daſelbſt wirkende Kraft *P* einen Widerſtand zwiſchen den Scherblättern überwinden, welcher, abgeſehen von der Reibung an dem Zapfen in Fig. 225, durch $W = P\frac{l}{a}$ und in Fig. 226 durch $W = P\frac{l-2a}{a}$ ausgedrückt iſt. Der auf den Drehzapfen wirkende

Druck hat in Fig. 226 die Größe $Z = Q + P$, und iſt abwärts gerichtet, ſo daß er unmittelbar von der Werkbank aufgenommen wird und eine Befeſtigung der Schere durch einfaches Einſchlagen einer Angel geſchehen kann. In Fig. 225 hat der auf den Drehzapfen wirkende Druck zwar nur die Größe $Z = Q - P$, da derſelbe aber nach oben hin gerichtet iſt, ſo muß die Befeſtigung des unteren Backens dem entſprechend angeordnet werden. Es wird daher die Schere entweder zwiſchen die Backen eines Schraubſtockes oder auch durch beſondere Schrauben auf dem Werktiſche befeſtigt, auch pflegt man wohl den aufwärts gerichteten Zug des Auges durch einen von dem letzteren nach dem Fußboden gehenden Anker aufzunehmen.

Fig. 225.

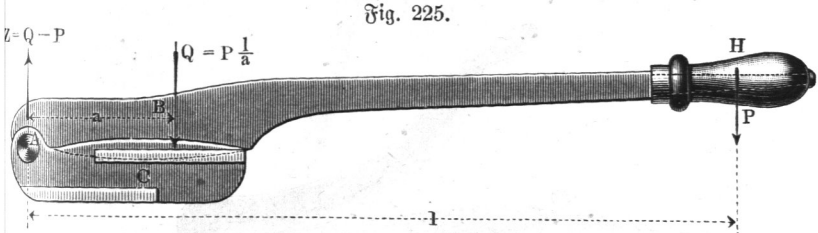
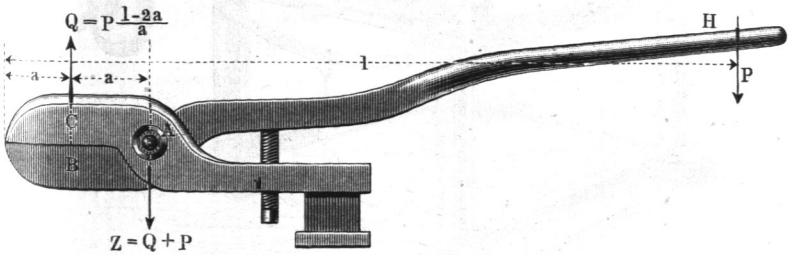


Fig. 226.



Zuweilen giebt man den Scherblättern, wie in Fig. 225 angedeutet, eine gekrümmte Geſtalt, aus dem Grunde, um einer bei geraden Blättern mit der Zeit ſich einſtellenden Aushöhlung zu begegnen, welche deswegen eintreten würde, weil das Blatt in ſeinem mittleren Theile mehr als an den Enden der Beanſpruchung und Abnutzung unterworfen iſt. Man kann vermittelſt einer gekrümmten Schneide aber auch den Zweck eines überall gleichen Kreuzungswinkels der beiden Scherkanten erreichen, und es iſt hier eine ähnliche Betrachtung anzuſtellen, wie bei Beſprechung der Schärfe von Mühlſteinen in §. 34 geſchehen. Wenn man das eine feſtſtehende Blatt mit einer geraden, nach der Mitte des Auges gerichteten Schneide verſieht, ſo hat man nach dem an genannter Stelle Angeführten das bewegliche Scherblatt nach einer logarithmiſchen Spirale von der Gleichung $r = k^{\varphi}$

zu bilden, worin $\log nat\ k = cotg\ \alpha$ iſt, unter α den conſtanten Kreuzungswinkel verſtanden, mit welchem die Schere arbeiten ſoll. Wie man eine ſolche Spirale zeichnen kann, wurde auch ſchon an beſagter Stelle angedeutet, man wird ſich bei der Ausführung mit hinreichender Genauigkeit eines Kreisbogens bedienen können.

Eine gekrümmte Schneide giebt man dem Scherblatte allgemein bei denjenigen Scheren, welche in Buchbinderwerkſtätten zum Schneiden der Pappdeckel angewendet werden, und bei welchen die Schnittlänge immer eine viel größere ſein muß, als bei den Handſcheren der Metallarbeiter. Eine derartige Pappenſchere, aus der Fabrik der Gebr. Heim in Offen-

Fig. 227.

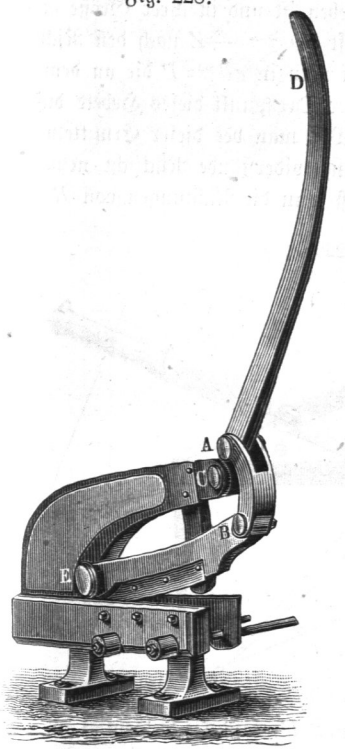


bach, zeigt Fig. 227, woraus man die Aehnlichkeit des Werkzeuges mit der alten Häckſellade erkennt. Eine Aehnlichkeit beſteht auch inſofern, als auch hier ein Feſthalten der vorgelegten Pappſcheibe durch einen darauf ruhenden Deckel mit Hülfe des Fußtrittes T und der Zugſtange Z vorgenommen wird. Im Uebrigen bedarf dieſe einfache Schere keiner weiteren Erklärung, auch wird es deutlich ſein, wie man mit Hülfe ſogenannter Anſchläge, d. h. in gewiſſer Entfernung von dem feſten Backen mit dieſem parallel befeſtigter Schienen ohne weiteres Streifen von ganz beſtimmter Breite ſchneiden kann.

Wie man durch Verbindung zweier Hebel das Ueberſetzungsverhältniß vergrößern kann, ohne übermäßig lange Hebel anwenden zu müſſen, erkennt

man aus der Fig. 228, welche eine Handſchere zum Gebrauche für Klempner aus der Fabrik von Erdmann Kircheis in Aue vorſtellt. Das bei A und B gelenkartig an die beiden Hebel CD und EB angeſchloſſene Verbindungsglied wirkt hier als Schubſtange in leicht erſichtlicher Art.

Fig. 228.

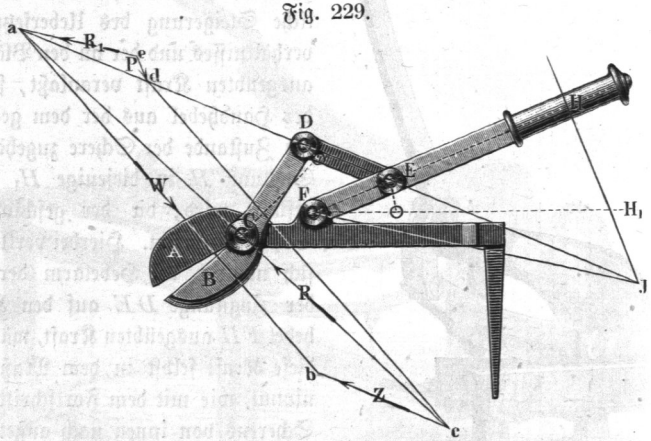


In einer eigenthümlichen Weiſe ſind die beiden Hebel bei der Schere von Molard[1]) angebracht, von welcher Fig. 229 (a. f. S.) die ungefähre Einrichtung verdeutlicht. In Folge des ſchräg geſtellten Scherenmauls AB wird hier eine allmähliche Steigerung des Ueberſetzungsverhältniſſes und der an den Blättern ausgeübten Kraft veranlaßt, ſobald der Handhebel aus der dem geöffneten Zuſtande der Schere zugehörigen Stellung H in diejenige H_1 übergeführt wird, die der geſchloſſenen Schere entſpricht. Hierbei verkleinert ſich nämlich der Hebelarm der von der Zugſtange DE auf den Handhebel FH ausgeübten Kraft, während dieſe Kraft ſelbſt in dem Maße zunimmt, wie mit dem Fortſchritte des Scherens von innen nach außen das Moment des Scherwiderſtandes ſich vergrößert. Wie man bei ſolchen und ähnlichen Anordnungen von der Größe der in den einzelnen Gliedern der Maſchine auftretenden Kräfte durch eine einfache Zeichnung ſich ein Urtheil verſchaffen kann, iſt aus dem Diagramm klar, welches in die Figur eingetragen worden iſt. Stellt hierin ab die in dem Angriffspunkte des beweglichen Scherblattes B ſenkrecht zu demſelben anzunehmende Widerſtandskraft W des zu ſcherenden Materials nach einem beliebig zu wählenden Maßſtabe vor, und iſt a der Durchſchnitt dieſer Richtung mit der Zugrichtung der Stange DE, ſo muß von dem Auge C der Schere eine Kraft R geäußert werden, welche für den Zuſtand des Gleichgewichts durch den Schnittpunkt a hindurchgeht, und deren Größe ſich daher aus der Zerlegung von ba nach bc und ca zu

[1]) Prechtl, Technolog. Encyklopädie, 12. Bd., Artikel: Schere.

$R = ca$ ergiebt. Wenn ferner an der Handhabe in H eine noch zu bestimmende Kraft P in der Richtung HJ wirksam ist, welche mit der Richtung der in DE wirkenden Zugkraft Z in dem Punkte J sich trifft, so muß in derselben Art der Drehpunkt F des Handhebels einer Kraft unterliegen, die ihrer Richtung nach durch JF gegeben ist und in ihrer Größe gefunden wird, wenn man die ermittelte Zugkraft $da = -Z$ nach den Richtungen JH und JF zerlegt. Hierdurch erhält man in $ed = P$ die an dem Handhebel anzubringende Kraft, während der Drehpunkt dieses Hebels durch die Kraft $ea = R_1$ angegriffen wird. Will man bei dieser Ermittelung auf die an den Zapfen auftretenden Reibungswiderstände Rücksicht nehmen, so kann dies einfach dadurch geschehen, daß man die Richtungen von R und R_1

Fig. 229.



nicht nach den Mitten der Bolzen C und F, sondern tangential an die um diese Mitten gezeichneten Reibungskreise gerichtet annimmt. In Betreff des Näheren hierüber kann auf frühere Bemerkungen verwiesen werden.

Die großen Scheren, welche in den Eisenwalzwerken zum Durchschneiden der Luppenschienen Verwendung finden, sind ebenfalls häufig als Hebelscheren ausgeführt, natürlich geschieht deren Bewegung bei den großen zu überwindenden Widerständen durch Dampf- oder Wasserkraft, und zwar von einer Betriebswelle aus vermittelst einer den Hebel der Schere am äußeren Ende angreifenden Kurbel oder auch wohl mit Hülfe einer excentrischen Scheibe bezw. eines entsprechend geformten Daumens. In Fig. 230 ist eine solche Hebelschere mit Kurbelantrieb dargestellt, die Kurbelwelle wird von der Hauptbetriebswelle des Werkes durch Riemen und Zahnräder mit mäßiger Geschwindigkeit umgedreht, sie macht etwa 10 Umdrehungen in der Minute, so daß in dieser Zeit ebenso viele Schnitte vollführt werden

können. Eine durch einen Daumen bewegte leichtere Hebelſchere [1]), wie ſie wohl noch zuweilen in Keſſelſchmieden gefunden wird, zeigt Fig. 231. Bei

Fig. 230.

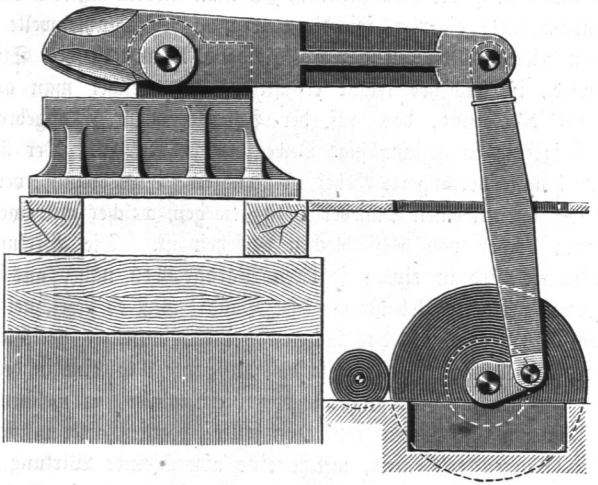
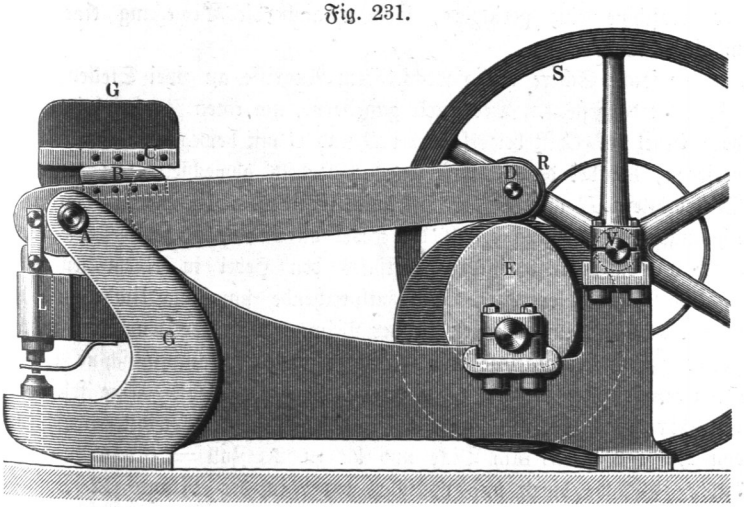


Fig. 231.



derſelben iſt das bewegliche Scherblatt bei B an dem Hebel AD und das feſte darüber bei C an dem paſſend gekröpften Gußeiſengeſtelle G an-

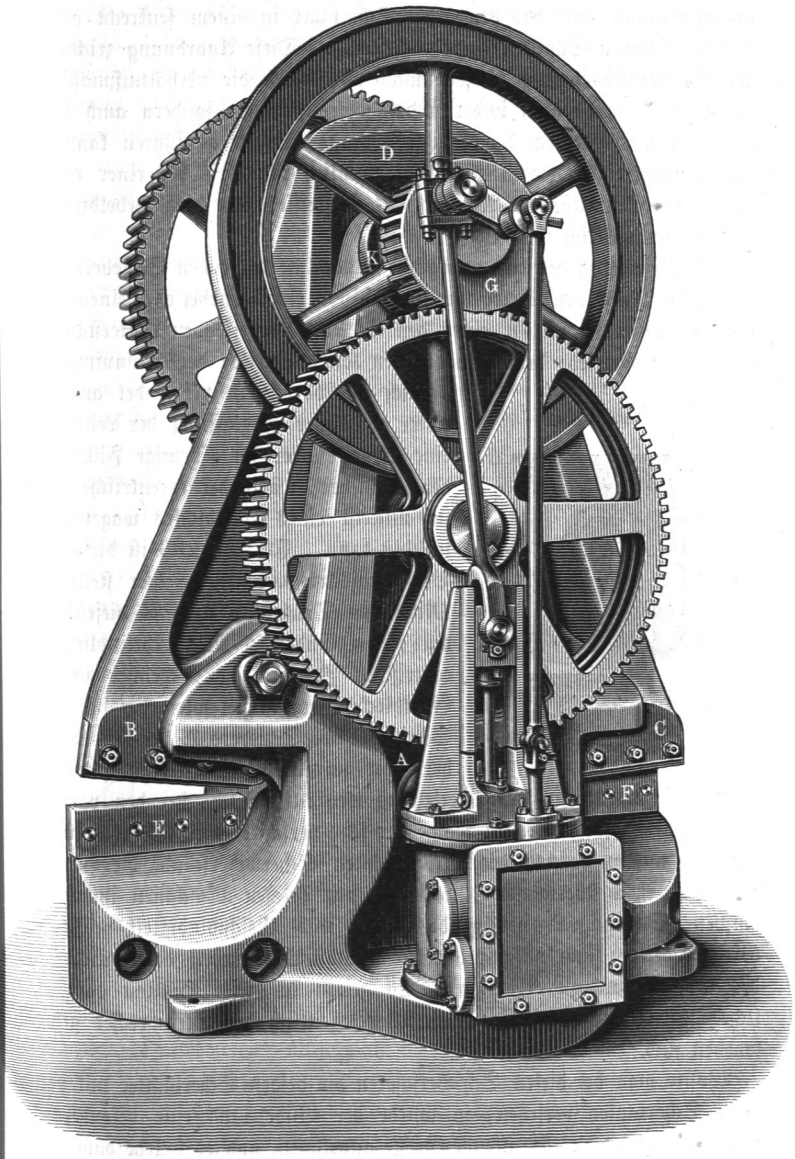
[1]) Aus Prechtl, Technolog. Encyklopädie, Bd. 12.

gebracht. Das Schneiden geſchieht daher hierbei, während der Hebel durch den Daumen E emporgedrückt wird; der Niedergang des Hebels wird durch das Eigengewicht deſſelben veranlaßt. Um die Reibung zwiſchen dem Daumen und dem Hebel herabzuziehen, hat man in dem letzteren eine Reibrolle R angeordnet; die Art, wie die Bewegung der Daumenwelle von der durch einen Riemen betriebenen Vorgelegswelle V mittelſt der Stirnräder bewirkt wird, iſt aus der Figur erſichtlich, aus welcher man auch das Schwungrad S erkennt, das auf der Vorgelegswelle V angebracht iſt, um eine einigermaßen gleichmäßige Bewegung zu erzielen. Der über den Drehpunkt hinaus verlängerte Hebel iſt gleichzeitig dazu benutzt, vermittelſt zweier Hängeſchienen einen Schieber L zu bewegen, welcher mit einem Lochſtempel zum Lochen von Keſſelblechen verſehen iſt. Die Wirkungsweiſe dieſer Lochwerke wird in einem ſpäteren Paragraphen näher auseinandergeſetzt werden. Als ein Uebelſtand dieſer Bauart muß es bezeichnet werden, daß ſowohl das Lochen wie das Scheren bei der aufwärts gerichteten Bewegung des Hebelendes D erfolgt, ſo daß die ganze Maſchine in dem Falle einer ſehr ſtarken Beanſpruchung ausgeſetzt ſein würde, in welchem gleichzeitig ein Scheren und Lochen ſtattfinden ſollte; vortheilhafter müſſen daher ſolche Anordnungen erſcheinen, welche eine abwechſelnde Wirkung an den beiden betreffenden Stellen erzielen, wodurch nicht nur die Anſtrengung der Maſchine eine geringere, ſondern auch die Bewegung eine gleichmäßigere wird.

Eine ſolche Schere mit abwechſelndem Angriffe an zwei Stellen, iſt in Fig. 232 dargeſtellt. Der ſtarke gußeiſerne, um einen Zapfen bei A drehbare Hebel BDC iſt beiderſeits bei B und C mit beweglichen Scherblättern verſehen, die bei dem Schwingen des Hebels abwechſelnd an den feſten Scherblättern E und F zur Wirkung kommen. Die hierzu erforderliche ſchwingende Bewegung erhält der Hebel durch eine Kurbelwelle k, deren Kurbelzapfen mittelſt eines Gleitſtückes den Hebel in einem ſenkrechten Schlitze deſſelben ergreift. Die entſprechende langſame Umdrehung von zehn bis zwölf Umdrehungen in der Minute wird der Kurbelaxe mittelſt zweier Zahnräder vorgelege durch eine beſondere Dampfmaſchine ertheilt, deren Kurbel das Getriebe G direct in Bewegung ſetzt. Eine ſolche von De Bergue & Co. in London ausgeführte Maſchine ſchneidet Eiſenſchienen von 1,5 Zoll = 37 mm Dicke und bis zu 20 Zoll = 0,5 m Breite im kalten Zuſtande durch und vollführt dabei in der Minute 22 Schnitte. Für kleinere Widerſtände kann das Getriebe G auch durch einen Riemen von der Hauptbetriebswelle des Werkes in Bewegung geſetzt werden. Auch hat man wohl die eine Seite zur Bewegung eines Lochſtempels verwendet, wobei jedoch bemerkt werden muß, daß dieſe Anordnung wegen der Bogenbewegung des Hebelendes zu Bedenken veranlaſſen muß, ſobald der Loch-

ſtempel unmittelbar mit dem ſchwingenden Hebel verbunden wird und nicht wie in Fig. 231 ein beſonderer Schieber angeordnet iſt.

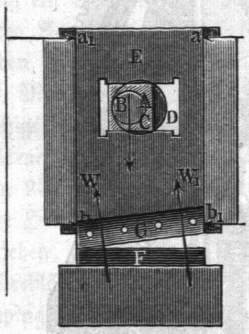
Fig. 232.



§. 71. **Schieberſcheren.** Die großen Scheren, wie man ſie in Keſſelfabriken und Blechwalzwerken zum Beſchneiden der ſtarken Eiſenbleche neuerdings meiſt in Anwendung bringt, werden in der Regel nicht als Hebelſcheren gebaut, ſondern als *Schieberſcheren*, auch *Guillotinenſcheren* genannt, derart nämlich, daß das bewegliche Scherblatt in einem ſenkrecht auf und nieder geführten Schlitten angebracht wird. Dieſe Anordnung zeichnet ſich der Hebelconſtruction gegenüber nicht nur durch die verhältnißmäßig einfachere und daher auch widerſtandsfähigere Bauart, ſondern auch dadurch aus, daß man vermöge derſelben ſehr lange Schnitte ausführen kann, was bei Hebelſcheren deswegen nicht gut thunlich iſt, weil bei einer größeren Länge des Schnittes der Abſtand des Angriffes von dem Hebeldrehpunkte zu ſehr veränderlich iſt.

Die Bewegung des das bewegliche Scherblatt tragenden Schiebers erfolgt bei dieſen Maſchinen immer unmittelbar von einer Kurbel oder einem Kreisexcenter, entweder mittelſt einer den Schieber ergreifenden Lenkerſtange, ſo daß dieſes Getriebe dem gewöhnlichen Kurbelgetriebe der Dampfmaſchinen ähnlich iſt, oder man verwendet auch wohl unter gänzlicher Weglaſſung der Lenkerſtange eine Schleife oder ſchlitzförmige Führung in dem Schieber, worin der excentriſche Zapfen ſich mittelſt eines Gleitblockes wagerecht verſchieben kann. In Fig. 233 iſt dieſe letztere Bewegungsart verdeutlicht; hier ſtellt *A* die Mitte der Triebwelle und *B* diejenige des am freien Ende der Welle befindlichen excentriſchen Zapfens vor, welcher von dem Gleitblocke *C* umfangen wird, der ſich in dem Schlitze *D* des Schiebers *E* bewegt. Obwohl bei dieſer unmittelbaren Bewegung durch die Kurbel die bedeutende Kraftüberſetzung wegfällt, welche bei den vorſtehend beſprochenen Hebelſcheren in Folge der ſehr verſchiedenen Hebelarme erreicht wird, ſo werden dennoch die beträchtlichſten Scherwiderſtände hier mit gleicher Sicherheit überwunden, weil das mit ſolchen Maſchinen immer verbundene Schwungrad genügende Größe und Geſchwindigkeit beſitzt, um vermöge der in ihm aufgeſpeicherten mechaniſchen Arbeit das Durchdrücken des Schermeſſers zu erzwingen. Es gelten in dieſer Hinſicht ganz ähnliche Bemerkungen, wie ſie in §. 20 gelegentlich der Steinbrecher gemacht worden ſind.

Fig. 233.



Wollte man bei dieſen Schieberſcheren die beiden Scherblätter mit parallelen Scherkanten verſehen, ſo würde der Widerſtand eine beſonders bei breiten Platten ganz bedeutende Größe annehmen, und es würde damit nicht

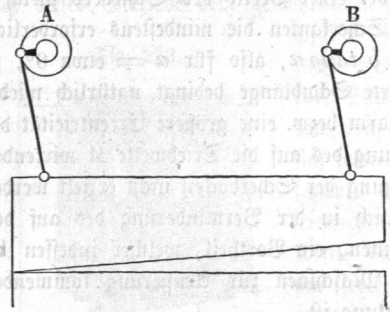
nur die Nothwendigkeit ſehr ſtarker Abmeſſungen, ſondern auch ein ſehr ungleichförmiger Gang der Maſchine in Verbindung ſtehen. Dieſen Uebelſtänden begegnet man dadurch, daß man der Kante des beweglichen Scherblattes G eine gewiſſe Neigung von etwa 5 bis 8 Grad gegen die wagerechte Kante des unteren feſten Blattes F ertheilt, eine Neigung, die noch nicht ſo groß iſt, um eine ſeitliche Verſchiebung des Arbeitsſtückes aus dem Scherenmaul heraus befürchten zu laſſen. In Folge dieſer Neigung der Scherkanten wird auch bei dieſen Scheren ähnlich wie bei den Hebelſcheren ein allmähliches Fortſchreiten des Angriffspunktes entlang der Schnittfläche erreicht, und der Scherwiderſtand, welcher zu überwinden und von den einzelnen Theilen auszuhalten iſt, fällt deswegen in dem Maße kleiner aus, wie die in irgend einem Augenblicke angegriffene Breite kleiner iſt als die ganze Blechbreite. Selbſtverſtändlich muß in Folge dieſer Anordnung auch der Hub des Schlittens größer ſein als die einfache Blechdicke, welche das nothwendige Maß des Hubes bei parallelen Scherkanten vorſtellt. Man erkennt leicht aus der Figur, daß bei einer Breite des Schiebers gleich b und einem Neigungswinkel α der Scherkanten die mindeſtens erforderliche Schublänge des Schiebers zu $s = b\ tang\,\alpha$, alſo für $\alpha =$ etwa 6^0, zu $s = 0{,}1\ b$ folgt. Dieſe vergrößerte Schublänge bedingt natürlich wieder einen entſprechend größeren Kurbelarm bezw. eine größere Excentricität des Zapfens B, ſo daß eine Verkleinerung des auf die Triebwelle A wirkenden Kraftmomentes durch die Neigung der Scherbacken nicht erzielt werden kann. Der Vortheil iſt hauptſächlich in der Verminderung des auf das Geſtell wirkenden Druckes zu erkennen, ein Vortheil, welcher indeſſen bei den gewaltigen, gerade in dieſen Maſchinen zur Aeußerung kommenden Widerſtänden von erheblicher Bedeutung iſt.

Aus dieſem Grunde nimmt man denn ſelbſt den mit der Neigung der Scherblätter unvermeidlichen Uebelſtand in Kauf, welcher aus der ſchrägen Richtung des Scherwiderſtandes und aus der veränderlichen Lage ſeines Angriffspunktes folgt. Es ergeben ſich hieraus gewiſſe Seitendrucke gegen den Schieber, welche in deſſen Führungen ſchädliche Reibungswiderſtände hervorrufen. Würde nämlich der von dem durchzuſcherenden Bleche dem bewegten Scherblatte dargebotene Widerſtand immer genau ſenkrecht und in derſelben Geraden, wie der abwärts wirkende Druck des Kurbelzapfens auftreten, ſo würden die Führungen des Schiebers einem Seitendrucke nicht ausgeſetzt ſein. Nun wirkt aber der gedachte Scherwiderſtand ſenkrecht zu der geneigten Scherkante G, und zwar verſchiebt ſich ſein Angriffspunkt während des erfolgenden Durchſcherens allmählich über die ganze Breite des Bleches. Daraus ergiebt ſich das Auftreten eines Kräftepaares, welches eine Verdrehung des Schiebers anſtrebt. Es iſt auch erſichtlich, daß die Drehungsrichtung dieſes Kräftepaares eine wechſelnde iſt, je nachdem der Wider-

ſtand durch W oder W_1 dargeſtellt iſt. Die Folgen dieſes Drehungsmomentes ſind natürlich Seitendrucke in den Ecken der Führungen entweder bei a und b oder bei a_1 und b_1, je nachdem der Widerſtand in W oder in W_1 auftritt. Es iſt auch erkenntlich, daß die Größe dieſes Drehungsmomentes und damit der Seitenreibungen um ſo größer ausfällt, je weiter der Angriff des Scherblattes aus der Mitte gerückt iſt. Wenn daher, wie es meiſtens der Fall ſein wird, die Breite der zu ſchneidenden Platte geringer iſt, als die Länge der Scherblätter, ſo empfiehlt es ſich, das Scheren in dem mittleren Theile der Blätter vorzunehmen. Ein Seitendruck gegen die Führungen tritt nicht auf in demjenigen Augenblicke, in welchem die Richtung des zu dem bewegten Scherblatte ſenkrechten Widerſtandes W durch die Mitte des Kurbelzapfens hindurchgeht.

Bei großer Breite der zu ſcherenden Platten wendet man zur Bewegung des Schiebers zwei Kurbeln A und B, Fig. 234, an, welche durch zwei geſonderte Lenkſtangen den Schieber in zwei Punkten ergreifen. Hierdurch wird die Neigung des Schiebers, zu *ecken*, d. h. ſich unter Einwirkung des gedachten Kräftepaares in ſeiner Ebene zu verdrehen, weſentlich verringert; denn man wird annehmen müſſen, daß die von den beiden Lenkſtangen auf den Schieber ausgeübten Schubkräfte nicht immer von gleicher Größe, ſondern derart verſchieden ſein werden, daß die größere Schubkraft von derjenigen Lenkſtange ausgeübt wird, welcher der Angriffspunkt des Scherwiderſtandes näher liegt. Hierdurch wird die jedesmalige Mittelkraft aus den beiden Kräften der Schubſtangen ſich auch dem jedesmaligen Angriffspunkte des Scherwiderſtandes nähern. Von großer Wichtigkeit iſt bei der Anordnung zweier Lenkſtangen, daß die beiden Kurbeln nicht nur genau gleiche Länge haben, ſondern daß auch die Richtungen derſelben genau parallel ſind, weil eine Abweichung in der einen oder anderen Beziehung bewirken würde, daß die Bewegung der beiden Lenkerangriffe nicht übereinſtimmen könnte, und es müßten ſich namentlich in den Todtſtellungen der Kurbeln, alſo bei dem Wechſel der Schieberbewegung, die Einflüſſe dieſer ungenauen Ausführung durch ſtarke Seitenreibung in den Führungen und ſchnelle Abnutzung kenntlich machen.

Fig. 234.



Die Scherblätter werden bei derartigen Maſchinen immer als beſondere ſtählerne Klingen mit Schrauben an dem Schieber befeſtigt, ſo daß ein

Schärfen ſtumpf gewordener oder ein Erſatz unbrauchbarer Blätter leicht zu ermöglichen iſt. Da nun mit jedesmaligem Schleifen der Blätter, das immer nur auf der ſchmalen, den Druck beim Schneiden ausübenden Fläche geſchieht, die Breite der Meſſer ſich verringert, ſo würden, wenn man nicht etwa den Ausſchub des Schlittens ungebührlich groß annehmen wollte, die Scherkanten ſchließlich nicht mehr weit genug über einander greifen, um den Schnitt zu vollenden. Man kann dieſem Uebelſtande in einfacher Art dadurch abhelfen, daß man nach jedesmaligem Schleifen der Blätter dieſelben durch Verſchiebung auf ihren Sitzen wieder entſprechend einander nähert, wozu die Löcher für die Befeſtigungsſchrauben länglich auszuführen ſind. Dieſe Anordnung iſt zwar einfach, leidet aber an dem Mangel, daß bei den großen auftretenden Druckkräften ſich leicht ein unbeabſichtigtes Zurückſchieben der Blätter einſtellt, wenn man demſelben nicht jedesmal durch beſondere, den entſtandenen Zwiſchenraum genau ausfüllende Einlageſtücke vorgebeugt hat. Vollkommener erſcheint daher eine ſolche Anordnung, bei welcher die Blätter ſtets an genau derſelben Stelle des Schlittens oder Geſtellbackens befeſtigt werden, und bei welcher man die Länge der von der Kurbel bewegten Lenkerſtange einer Veränderung unterwirft. Nur bei ganz kleinen Kräften wird man dieſe Verlängerung dadurch möglich machen, daß man die Schubſtange aus zwei Theilen bildet, die durch Schraubengewinde mit einander vereinigt ſind, denn hierbei müſſen die Schraubengewinde den ganzen in der Lenkſtange auftretenden Druck übertragen, wozu ſie ihrer Form wie ihren Abmeſſungen nach nur wenig geeignet ſind.

Eine vorzügliche Einrichtung, um die gedachte Längenveränderung zu bewirken, iſt dagegen durch Fig. 235 (a. f. S.) verdeutlicht, welche die Einrichtung vorſtellt, die bei den Maſchinen der Stiles & Parker Preß Co. in Middletown, Connecticut, zur Verwendung kommt. Hierin ſtellt A die aus Stahl geſchmiedete Lenkerſtange vor, welche ſich mit ihrem unten halbcylindriſch gebildeten Ende in die paſſende Aushöhlung des Schiebers F ſtemmt, um den großen Druck unmittelbar ohne einen Zwiſchenbolzen auf den Schieber zu übertragen; der Bolzen G dient nur dazu, bei dem Aufgange der Lenkſtange den Schlitten leer wieder zurückzuziehen. Der Kurbelzapfen iſt durch E vorgeſtellt, und man erſieht aus der Figur, daß dieſer Zapfen von einer excentriſchen Scheibe B umfangen wird, welche als das Lagerfutter des Kurbelzapfens E anzuſehen iſt, indem nämlich dieſe Scheibe für gewöhnlich unverrückbar feſt in dem erweiterten Auge der Lenkerſtange befeſtigt iſt. Wenn dagegen eine Veränderung der Lenkſtangenlänge vorgenommen werden ſoll, ſo genügt es, die Scheibe B in dem Stangenkopfe durch Zurückdrehen der Stellſchrauben D zu löſen und eine entſprechende Verdrehung der Scheibe B in dem Auge der Lenkſtange vorzunehmen. Auf

dieſe Weiſe kann durch eine halbe Umdrehung der excentriſchen Scheibe eine Verlängerung der Lenkſtange um die Größe $2a$ erzielt werden, wenn die

Fig. 235.

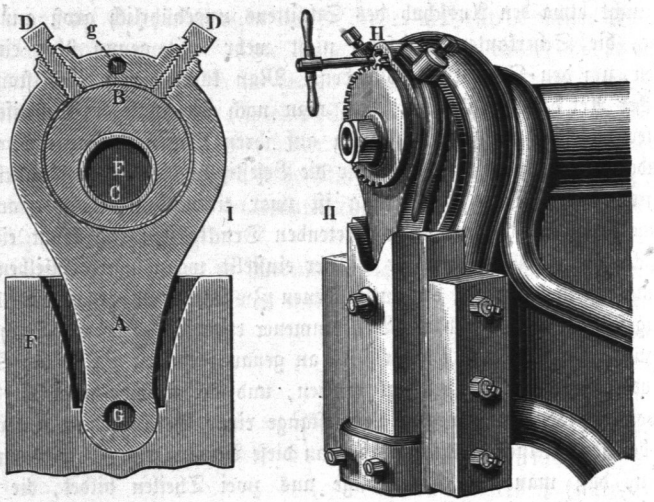
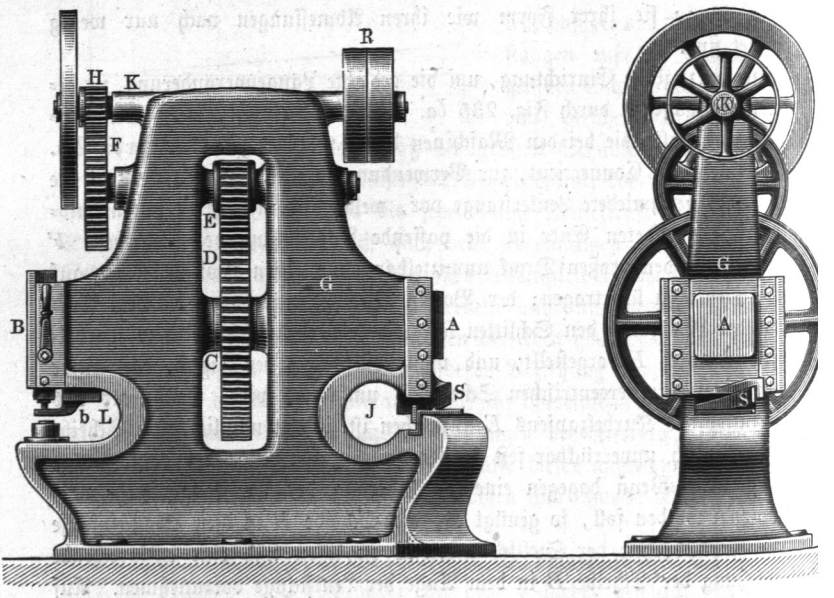


Fig. 236.



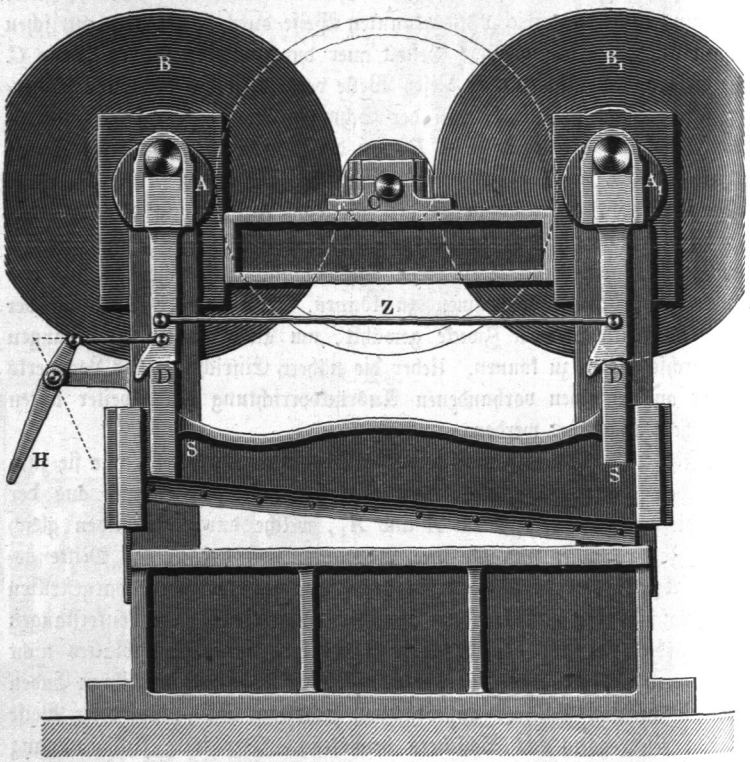
Excentricität durch a bezeichnet wird. Da die Verdrehung mittelſt des kleinen Getriebes H, das in den gezahnten Scheibenumfang eingreift, mit großer Genauigkeit vorgenommen werden kann, ſo iſt hierdurch ein Mittel zu einer bequemen und ſicheren Regulirung gegeben.

Eine Schieberſchere, verbunden mit Lochwerk, wie ſie für Keſſelſchmieden gebräuchlich iſt, ſtellt Fig. 236 nach der Bauart von Richard Hartmann in Chemnitz vor. Die beiden Schieber A und B, von denen A das bewegliche Scherblatt und B den Lochſtempel trägt, ſind in übereinſtimmender Art in dem Hohlgußgeſtell G geführt, und erhalten die auf- und niederſteigende Bewegung in der aus Fig. 233 bekannten Weiſe durch je einen excentriſchen Zapfen an dem Ende der das Geſtell quer durchſetzenden ſtarken Welle C. Wie die langſame Umdrehung dieſer Welle vermittelſt des doppelten Räder-vorgeleges D, E und F, H von der Schwungradwelle K erfolgt, der die Bewegung durch die Riemſcheibe R von der Hauptbetriebswelle der Fabrik mitgetheilt wird, iſt ohne Erklärung erſichtlich. Die beiden Räder D und E finden ihren Platz zweckmäßig in der mittleren Ausſparung des Geſtelles, und die Ausbuchtung deſſelben bei J und L hat den Zweck, das Scheren oder Lochen in einem der Tiefe dieſer Ausbuchtung entſprechenden Abſtande von dem Blechrande vornehmen zu können. Die ſchräge Stellung der Schere S iſt nur zu dem Zwecke gewählt, um auch längere Eiſenſtangen noch durchſchneiden zu können. Ueber die nähere Einrichtung des Lochwerks und der an demſelben vorhandenen Ausrückvorrichtung wird weiter unten das Nähere angeführt werden.

In Fig. 237 (a. f. S.) iſt eine große Blechſchere dargeſtellt, wie ſie zum Beſchneiden ganzer Blechtafeln verwendet wird. Man erkennt aus der Figur die beiden Kurbelwellen A und A_1, welche durch die beiden gleich großen Zahnräder B und B_1 ihre Bewegung von der in der Mitte gelagerten Axe C einer beſonderen in der Figur nicht beſonders dargeſtellten Dampfmaſchine mit oscillirendem Cylinder empfangen. Die Lenkerſtangen dieſer Kurbeln ſind mit dem Schieber S des beweglichen Scherblattes nicht durch Bolzen feſt verbunden, ſie ſtemmen ſich vielmehr nur mit ihren Enden gegen die an dem Schieber angebrachten Schultern DD_1, auf dieſe Weiſe nur den Niedergang des Schiebers bewirkend. Der leere Aufwärtsgang deſſelben wird hierbei durch zwei Gewichte veranlaßt, welche an längeren Armen von zwei hinterhalb angebrachten Hebel wirken, die mit den kürzeren Armen an den Schieber angeſchloſſen ſind. Dieſe Anordnung geſtattet jederzeit ein bequemes und ſchnelles Anhalten des Betriebes, zu welchem Zwecke der Handhebel H vorgeſehen iſt, durch deſſen Umlegen in die punktirte Lage die beiden durch die Zugſtange Z mit einander vereinigten Lenkerſtangen von den Schultern des Schiebers abgezogen werden. Eine derartige unmittelbare Ausrückung des Meſſers iſt bei allen Scheren und Lochwerken höchſt

wünſchenswerth, da ſehr leicht der Fall eintreten kann, daß die zu bearbeitende, oft ſchwere Platte noch nicht in die genau richtige Lage gebracht iſt, während das Meſſer oder der Lochſtempel bereits niedergeht. Alsdann würde ohne ein ſofortiges Abſtellen des Schiebers ein Verderben des Arbeitsſtückes unvermeidlich ſein, da ein Ausrücken der Betriebswelle durch Verſchiebung des Riemens auf die Leerſcheibe nicht zum Ziele führen könnte, indem das Schwungrad dieſer Welle vermöge der in ihm aufgeſpeicherten

Fig. 237.



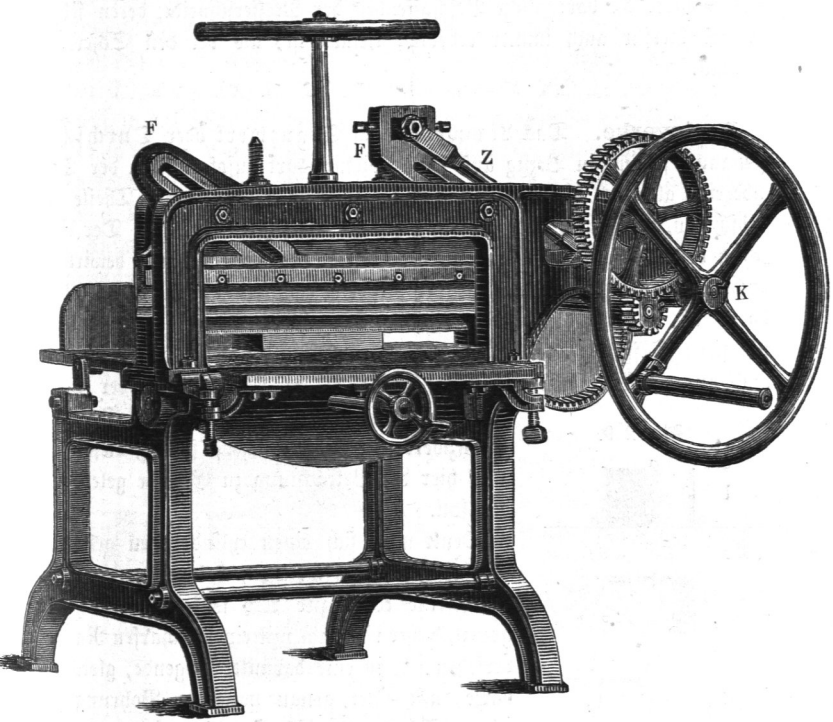
Arbeit die Bewegung noch lange genug erhalten würde, um den zu vermeidenden falſchen Schnitt hervorzubringen.

Außer den hier beſprochenen ſelbſtſtändigen Scherwerken zum Beſchneiden von Blechen und Trennen von Stäben kommen Scheren noch vielfach als Beſtandtheile gewiſſer Maſchinen vor, wie ſie zur Herſtellung beſtimmter Artikel aus Draht oder Blech in Gebrauch ſind, ſo z. B. bei den Maſchinen zur Herſtellung von Drahtſtiften und aus Blech geſchnittenen Nägeln,

ferner zur Herſtellung der Nähnadeln, ſowie der für Spinnereien erforderlichen Kratzenbeſchläge und in manchen anderen Fällen. Die Wirkungsweiſe dieſer Art von Scheren, die immer nur klein ſind und meiſtens durch Daumen und Hebel bewegt werden, bietet Beſonderheiten nicht dar.

Dagegen möge hier noch eine Maſchine angeführt werden, wie ſie von Buchbindern und in Papierfabriken zum Beſchneiden von Papierballen ver-

Fig. 238.

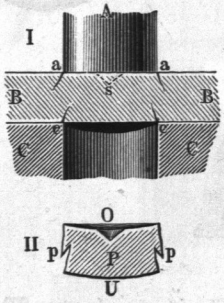


wendet wird. Das Eigenthümliche dieſer als Schieberſchere gebauten Maſchine, von welcher die Fig. 238 eine Ausführung der Maſchinenfabrik von Gebr. Heim in Offenbach darſtellt, beſteht in der ſchräg gegen das Papierpacket gerichteten Bewegung des Meſſers, wodurch ein gezogener Schnitt erzielt wird, über deſſen Eigenthümlichkeiten auf das in §. 54 Geſagte verwieſen werden kann. Aus der Figur erkennt man, wie dem das Meſſer tragenden Schlitten durch die beiderſeits angebrachten ſchrägen Schlitze *F* die gedachte Führung ertheilt wird, während die Bewegung nach der Rich-

tung dieſer Schlitze durch eine Zugſtange Z bewirkt wird, die mit einer Kurbel verbunden iſt, der durch die Welle K unter Vermittelung einer mehrfachen Zahnradüberſetzung eine langſame Umdrehung ertheilt wird. Dieſe Maſchine, welche eine gewiſſe Aehnlichkeit mit den oben beſprochenen Guillotinhäckſelmaſchinen (§. 58) zeigt, bewirkt eigentlich weniger ein Abſcheren, als vielmehr ein Durchſchneiden des Papiers, durch welches allein die glatte Schnittfläche erzielt werden kann, auf die es bei der gedachten Verwendung weſentlich ankommt. Von beſonderem Einfluß auf die Glätte der Schnittfläche iſt außer der ſchrägen Bewegung des Meſſers die vorzügliche Beſchaffenheit der Meſſerſchneide, deren Kantenwinkel hierfür auch immer erheblich kleiner iſt, als bei den Scheren für Metall.

§. 72. **Lochwerke.** Das Lochwerk, auch Stanzwerk oder Durchſchnitt genannt, ſtimmt in Bezug auf ſeine Wirkungsart inſofern mit der Schere überein, als auch hierbei die Trennung der beiden betreffenden Theile durch Abſcheren, d. h. durch Ueberwindung der Schubfeſtigkeit, erfolgt. Der Unterſchied beſteht hauptſächlich nur in der Geſtalt der die Trennung bewirkenden Scherkanten, welche hierbei in der Regel geſchloſſene Linien, z. B. Kreiſe, darſtellen, ſo daß durch die Wirkung des Werkzeugs eine ringsum geſchloſſene Oeffnung, wie z. B. bei Herſtellung der Nietlöcher, zuweilen auch nur ein Einſchnitt am Rande, wie z. B. bei dem Stanzen der Sägezähne, entſteht. Die größte Bedeutung haben die Stanzwerke für runde Löcher, ſo daß dieſe Form auch hier der Betrachtung zu Grunde gelegt werden ſoll.

Fig. 239.

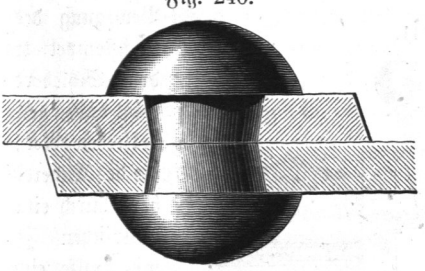


Denkt man ſich einen cylindriſchen gehärteten Stahlſtempel A, Fig. 239, welcher an der Stirn durch eine ebene zur Axe ſenkrechte Fläche begrenzt, daher ringsum mit einem ſcharfen Rande a verſehen iſt, in eine darunter liegende, gleichfalls harte, mit einer genau paſſenden Bohrung verſehene Scheibe C geſchoben, ſo wird aus einer zwiſchengelegten Blechplatte B ein im Allgemeinen cylindriſches Stück, der ſogenannte Putzen P, herausgedrückt. Hierbei wirkt der ſcharfe Rand des Stempels a zuſammen mit dem der Lochſcheibe c wie ein Paar Scherkanten, wobei man als den zu überwindenden Widerſtand die Scherfeſtigkeit des Materials an der Trennungsfläche anzunehmen hat, als welche hierbei die cylindriſche Innenfläche der entſtandenen Oeffnung angeſehen werden muß. Es iſt ſelbſtredend, daß der Stempel, bevor er ein Abſcheren des Putzens zu bewirken vermag, zunächſt eine Zuſammen-

drückung des Materials hervorbringt, und zwar ſo lange, bis der gegen ihn geäußerte Widerſtand denjenigen Betrag erreicht, bei welchem die gedachte Scherfeſtigkeit überwunden wird. Die Betrachtung des ausgeſtoßenen Putzens P zeigt demgemäß auch immer die Entſtehung einer gewölbten Unterfläche U und einer muldenförmigen Vertiefung oben bei O, welche letztere noch beſonders durch die an dem Stempel meiſtens vorhandene kegelförmige Spitze s befördert wird, die man anbringt, um das Lochen mit Sicherheit genau an vorgezeichneter Stelle vornehmen zu können.

Man bemerkt ferner in dem Falle des gleichen Durchmeſſers von Stempel und Lochſcheibe an dem Putzen ſtets ein oder mehrere ringsum laufende Anſätze von der bei p angegebenen Beſchaffenheit, welche ſich dadurch erklären, daß der Druck der Scherkanten von Stempel wie Lochſcheibe ſich in geneigter Richtung in das Material hinein fortpflanzt, und zwar bei dem Stempel nach außen und bei der Lochſcheibe nach innen. Hierdurch ſcheint die Bildung von Riſſen in der durch Fig. 239 I angedeuteten Weiſe veranlaßt, wodurch die gedachten Anſätze am Putzen, Fig. 239 II, ſich erklären. Um die Bildung dieſer Anſätze, welche natürlich auch mit einer entſprechenden Unregelmäßigkeit der Lochinnenfläche verbunden iſt, zu vermeiden, empfiehlt daher v. Reiche, zum Lochen der Keſſelbleche den Durchmeſſer des Lochſcheibenrandes um $^1/_4$ der Blechſtärke größer als den Stempeldurchmeſſer zu wählen. In Folge dieſer Anordnung erhalten die Löcher eine kegelförmige Geſtalt, die für die Feſtigkeit der eingezogenen Nieten beſonders vortheilhaft iſt, ſobald man die Vorſicht gebraucht, die beiden zuſammen zu nietenden Platten nach Fig. 240 mit den engen Lochſeiten zuſammenzulegen. Von anderer Seite wird dagegen empfohlen, den Durchmeſſer des Loches nicht oder nur ſehr wenig kleiner als den des Stempels zu wählen, um möglichſt ſcharfe Ränder des Loches zu erzielen, was in dem Maße weniger der Fall iſt, in welchem das weitere Loch ein gewiſſes Durchbiegen der Blechplatte geſtattet, womit denn auch weniger eine reine Scherwirkung als in gewiſſem Betrage das Abreißen einzelner Faſern verbunden ſein muß. Jedenfalls pflegt man bei geringeren Blechſtärken, bei denen es auf möglichſt ſcharfe Lochränder ankommt, und wo überhaupt die Anſatzbildung in geringerem oft kaum merklichem Maße auftritt, den Stempel ſo genau paſſend in die Lochſcheibe zu arbeiten, wie dies mit den unvermeidlichen Ungenauigkeiten der Stempelführung nur verträglich iſt. Es ergiebt ſich aus dieſer

Fig. 240.

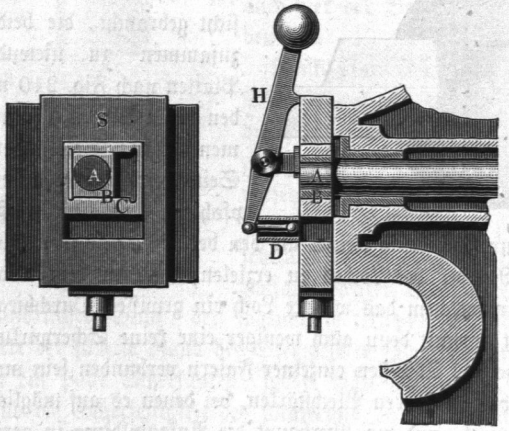


Bemerkung, von welcher Bedeutung für eine gute Wirkſamkeit derartiger Durchſchnitte die Genauigkeit der Stempelführung iſt.

Es mag hier bemerkt werden, daß genaue Meſſungen der aus Keſſelblechen und ſtärkeren Platten ausgeſtoßenen Putzen an dieſen eine geringere Dicke ergeben haben, als das Blech hatte, und da eine Verdichtung des Materials nicht eingetreten war, wie ſich daraus ergab, daß das ſpecifiſche Gewicht des Putzens nach dem Lochen ſich nicht größer, eher kleiner als das des Bleches herausſtellte, ſo wird man annehmen müſſen, daß gleichzeitig mit dem Ausſtoßen oder unmittelbar vor demſelben während der Zuſammendrückung eine ſeitliche Verdrängung des Materials in die gelochte Platte hinein ſtattfindet. Dieſe eigenthümliche Erſcheinung, welche auch bei anderen Vorgängen der Metallverarbeitung feſtgeſtellt worden iſt und für welche man nach Tresca den Namen des Fließens gebraucht hat, geht auch aus der überall zu beobachtenden Erſcheinung hervor, wonach eine Stange, in welche der Länge nach eine Reihe von Löchern geſtoßen wird, nach dem Lochen eine größere Länge zeigt, als vorher. Indem die nähere Beſprechung der bei dem Lochen und Scheren auftretenden Widerſtände in dem folgenden Paragraphen ſtattfinden ſoll, möge hier nur die Einrichtung der zum Lochen dienenden Maſchinen erläutert werden.

Wie die Bewegung des Lochſtempels von dem Hebel des Scherwerks bewirkt werden kann, wurde ſchon in Fig. 231 angegeben, und ebenſo wurde in Fig. 236 eine Schieberſchere mit eben ſolchem Lochwerk angeführt. Die Bewegung des den Lochſtempel tragenden Schiebers erfolgt dabei genau in derſelben Art, wie die des Scherenſchiebers durch einen excentriſchen Zapfen mit Hülfe eines in dem Schieberſchlitze beweglichen Gleitblockes. In Fig. 241 iſt ein Durchſchnitt durch den Schieber eines ſolchen Lochwerkes gegeben, woraus man auch die Art erkennt, in welcher die Wirkung des Stempels in jedem Augenblicke unterbrochen werden kann. Um dies zu erreichen, iſt hierbei der den Zapfen *A* umſchließende Gleitblock *B* zunächſt in ein Rähm-

Fig. 241.



hen *C* eingeſetzt, in welchem er ſich in erforderlicher Art wagerecht verſchieben kann, während dieſes Rähmchen ſelbſt in dem Schieberſchlitze einer ſenkrechten Verſchiebung befähigt iſt, deren Betrag gleich dem ganzen Schube des Kurbelzapfens gemacht iſt. Wenn nun der Stempel arbeiten ſoll, ſo wird dem Rähmchen *C* durch ein unter ihm eingepaßtes parallelepipediſches Zwiſchenſtück *D* jede Verſchiebung in dem Schieberſchlitze unmöglich gemacht, ſo daß der Druck des Kurbelzapfens *A* durch den Gleitblock *B*, das Rähmchen *C* und das Zwiſchenſtück *D* auf den Schieber *S* des Stempels übertragen wird. Sobald jedoch durch Umlegen des Hebels *H* das Zwiſchenſtück *D* aus dem Schieber heraus in die in der Figur dargeſtellte Lage gezogen wird, kann zwar bei weiterer Drehung der Kurbelwelle der Gleitblock *B* das Rähmchen *C* auf und nieder bewegen, der Schieber *S* wird aber wegen des nunmehr vorhandenen freien Spielraums im Schlitze an der Bewegung keinen Antheil haben.

Man kann natürlich der Ausrückvorrichtung noch mancherlei andere Anordnung geben, z. B. kann man das betreffende Unterlageſtück durch eine Drehung anſtatt einer Verſchiebung in oder außer Wirkſamkeit bringen, wie dies bei der Maſchine in Fig. 236 der Fall iſt, oder man kann auch die Wirkung des Schiebers ſelbſt dadurch unterbrechen, daß man die Kurbelwelle mittelſt einer lösbaren Kuppelung mit dem Zahnrade verbindet, durch welches ſie ihre langſame Bewegung erhält, doch ſcheint es unnöthig, auf dieſe verſchiedenen Ausführungsarten hier beſonders einzugehen.

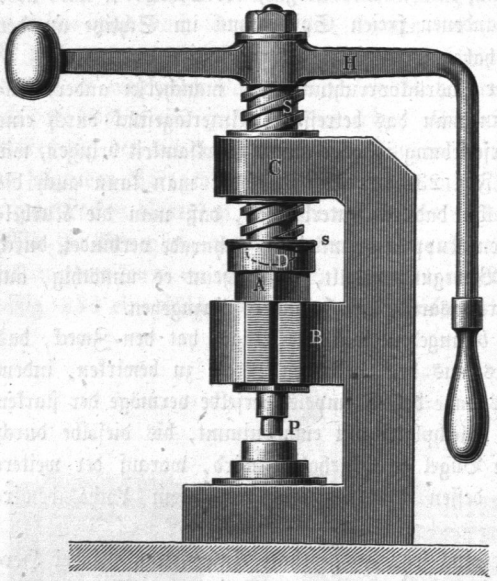
Der in Fig. 236 bei *b* angedeutete kleine Bügel hat den Zweck, das Herausziehen des Stempels aus dem gelochten Bleche zu bewirken, indem nämlich bei dem Aufwärtsgange des Stempels derſelbe vermöge der ſtarken Reibung in dem Loche die Blechplatte mit empornimmt, bis dieſelbe durch Anſtoßen an den beſagten Bügel zurückgehalten wird, worauf der weitere Aufgang des Stempels deſſen Herausziehen aus dem Loche bewirken muß.

Der Durchſchnitt findet eine ſehr ausgedehnte Anwendung bei der Herſtellung verſchiedener Metallwaaren aus Blech, z. B. der von Metallknöpfen, Münzen, Zündhütchen, Stahlfedern u. ſ. w., ſowie zur Herſtellung der Oehre in Nähnadeln. Da es ſich hierbei meiſt nur um kleine Widerſtände handelt, ſo ſind die dabei in Verwendung kommenden Maſchinen in der Regel für den Handbetrieb eingerichtet. Ein derartiger kleiner Durchſchnitt mit Schraubenbewegung iſt in Fig. 242 [1]) (a. f. S.) angegeben. Als Schieber dient hier das vierſeitige ſchmiedeeiſerne Prisma *A*, welches in dem Arme *B* des Geſtelles genau paſſend geführt wird, und an ſeinem unteren Ende in einer Bohrung den Stempel *P* aufnimmt, deſſen Querſchnitt natürlich je

[1]) Prechtl, Technolog. Encyclopädie, Bd. 4, Art. Durchſchnitt.

nach der gewünſchten Geſtalt des zu erzeugenden Loches oder Putzens gewählt iſt. Die erforderliche Bewegung erhält der Schieber durch eine auf ſeinen Kopf bei *D* drückende Schraube *S*, für welche die Mutter in einem anderen Querarme des Geſtells bei *C* befindlich iſt und welche ihre Drehung durch den mit Handhabe verſehenen Hebel *H* empfängt. Die Schraube drückt beim Niedergehen mit ihrem abgedrehten Ende auf den Schieber, welchen ſie mittelſt einer eingedrehten Halsſcheibe *s* bei ihrem Aufgange wieder mit empornimmt. Um das Durchſchneiden des meiſt nur dünnen Bleches durch eine geringe Drehung der Schraube von etwa $^1/_5$ bis $^1/_4$ eines Umganges zu erzielen, giebt man der Schraube immer ein ziemlich ſteiles Gewinde, weswegen ſie in der Regel zwei- oder dreigängig ausgeführt wird. Das Gewicht *G* am Ende des Hebels wirkt vermöge der bei ſchnellem Umſchwunge in ihm aufgeſpeicherten mechaniſchen Arbeit, alſo in ähnlicher Art wie ein Schwungrad.

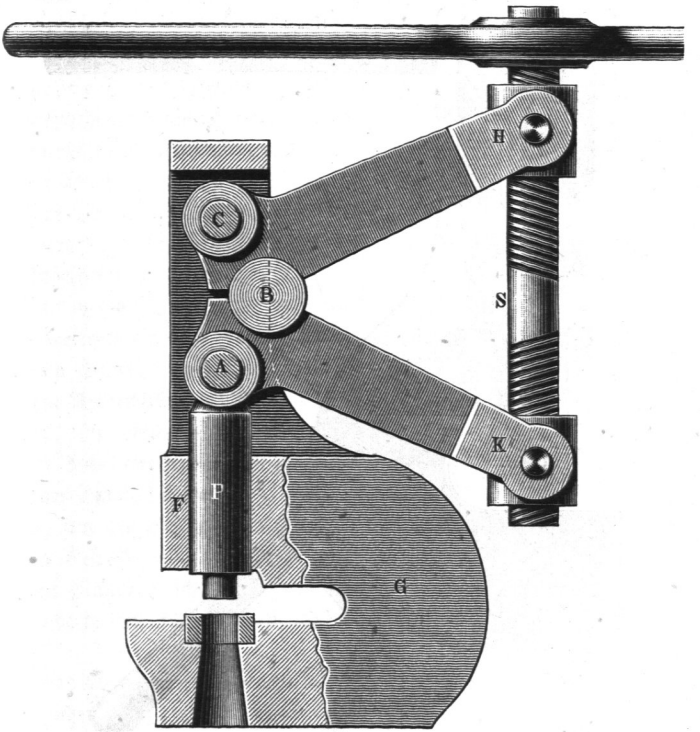
Fig. 242.



Um auch ſtärkere Metallſtücke zu durchlochen, hat man verſchiedene Maſchinen für Handbetrieb ausgeführt, welche ſich beſonders für kleinere Werkſtätten eignen, denen eine Arbeitsmaſchine nicht zur Verfügung ſteht, oder in Fällen, wo es ſich, wie z. B. bei der Aufſtellung von Maſchinen oder Eiſenconſtructionen, hauptſächlich darum handelt, ein leicht transportables Werkzeug zur Verfügung zu haben. Da in allen dieſen Fällen von der Anwendung eines größeren ſchnell bewegten Schwungrades ein Gebrauch nicht gemacht werden kann, ſo hat man in der betreffenden Maſchine eine ſo erhebliche Umſetzung der Bewegung zu bewirken, daß die Kraft der Hand genügend zur Ueberwindung des beträchtlichen Widerſtandes iſt. Man hat dies einerſeits durch geeignete Verbindung von Hebeln, Schrauben, Keilen oder Kniegelenken, andererſeits in der Art wie bei hydrauliſchen Preſſen durch Waſſerdruck erreicht.

Eine Handlochmaſchine, mittelſt eines Kniegelenkes wirkend, zeigt Fig. 243. Der in der Führung F des kleinen Geſtells G bewegliche Stempelſchieber P wird gegen das zu durchlochende Blech gedrückt, wenn das aus den beiden Schenkeln AB und BC beſtehende Knie in die geſtreckte Lage gebracht wird. Um dies mit der nöthigen Kraft zu vollführen, ſind die Knieſchenkel in Geſtalt von Winkelhebeln ausgeführt, deren längere Arme H und K an den Enden mittelſt der Schraubenſpindel S zuſammengedrängt werden. Die

Fig. 243.

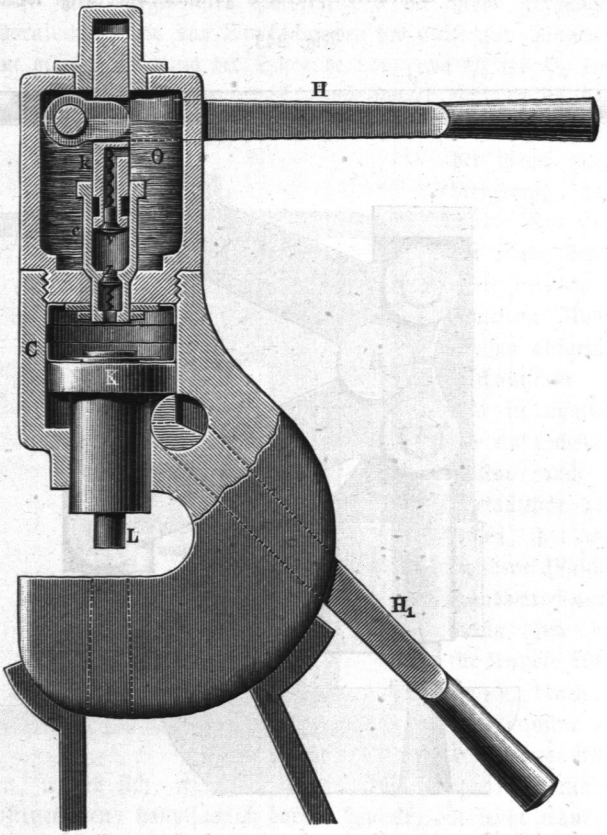


Schraubenſpindel iſt zu dem Ende mit entgegengeſetzten Gewinden verſehen, deren beide Muttern in die Hebelarme H und K wegen deren Bogenbewegung drehbar eingelenkt ſind. In welcher Art die Kraftüberſetzung durch ein ſolches Kniegelenk zu beurtheilen iſt, wurde bereits in §. 18 gelegentlich der Beſprechung von Steinbrechern angegeben, und in Bezug auf die Wirkungsweiſe der Schraube kann auf Th. III, 1 verwieſen werden. Jedenfalls iſt der Wirkungsgrad derartiger Anordnungen wegen der großen Reibungen in der Schraube ſowohl wie in dem Kniegelenk nur ein geringer, ſo

daß ſolche Maſchinen wohl unter den oben angeführten Verhältniſſen empfehlenswerth ſein mögen, dagegen in den Fällen ſich nicht rechtfertigen, wo es ſich um ſteten Betrieb und Erzielung größerer Leiſtungen handelt.

Eine hydrauliſche Lochmaſchine iſt durch Fig. 244 der Hauptſache nach erläutert. Der Kolben *K*, welcher durch eine Ledermanſchette in dem

Fig. 244.



Cylinder *C* gedichtet iſt, verſieht hier die Stelle des Schiebers für den an dem unteren Ende eingeſetzten Lochſtempel *L*. Das hohle Geſtell iſt oberhalb zu einem kleinen Behälter *O* für Waſſer oder Oel ausgebildet, aus welchem dieſe Flüſſigkeit durch eine kleine Handdruckpumpe entnommen wird, um in den Raum oberhalb des Kolbens *K* gepreßt zu werden. Die Bewegung des Pumpkölbchens *k* durch den langen Handhebel *H* wird aus der Figur deutlich, und man erkennt daraus auch, wie die Pumpenwirkung

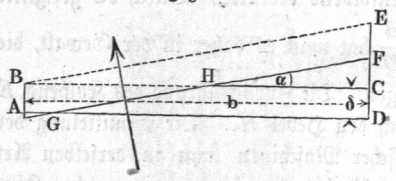
vor sich geht. Bewegt sich nämlich der Kolben k nach oben, so veranlaßt der unter demselben in dem Pumpencylinder c entstehende leere Raum ein Ansaugen der Flüssigkeit aus dem Behälter O durch den hohlen Kolben k hindurch, indem das Ventil v sich öffnet, während bei dem darauf folgenden Niedergange dieses Kolbens das Ventil v geschlossen und dasjenige z geöffnet wird, so daß nunmehr eine Verschiebung des Stempels um die Länge $\frac{d^2}{D^2}\,l$ erfolgt, wenn D der Durchmesser des Kolbens K, d derjenige des Plungers k ist und l die Hubhöhe des Pumpenkolbens bedeutet. Durch die geeignete Wahl des Durchmesserverhältnisses $\frac{d}{D}$ hat man es daher in der Gewalt, die erforderliche Drucksteigerung zu erlangen. Die Zurückführung des Kolbens K nach geschehener Lochung erfolgt durch den Hebel H_1. Die Ermittelung der Kraftverhältnisse derartiger hydraulischer Maschinen kann in derselben Art wie bei den hydraulischen Pressen und Aufzügen geschehen, in welcher Hinsicht auf Th. III, 2 verwiesen werden muß. Jedenfalls ist der Wirkungsgrad derartiger Maschinen ein größerer, als derjenige von Schrauben- und Kniehebelpressen.

Man wendet Stanzwerke auch an, um gewisse, aus Metall durch Prägung gebildete einfache Gegenstände, z. B. Schlüssel, Gewehrkugeln u. s. w. von dem Grathe zu befreien, welcher sich bei dem Prägen ringsherum da an dem Arbeitsstücke gebildet hat, wo die beiden Prägstempel auf einander treffen. In solchem Falle muß natürlich der Lochstempel einen dem Durchschnitte des betreffenden Gegenstandes übereinstimmenden Querschnitt und in seiner Endfläche eine der Form dieses Gegenstandes entsprechende Höhlung haben, um den oberhalb des besagten Grathes befindlichen Theil des zu beschneidenden Gegenstandes darin aufzunehmen. Der Stempel erhält dadurch an den Rändern scharfe schneidende Kanten. Daß die Verwendung der Stanzwerke eine vielseitige ist, wurde schon oben bemerkt.

Arbeitswiderstand beim Scheren und Lochen. Der von dem beweglichen Scherblatte zu überwindende Widerstand ist außer von dem Materiale und den Abmessungen des Arbeitsstückes noch von dem Kreuzungswinkel der Scherblätter abhängig. Dagegen wird der Schneidwinkel, d. h. der an den Scherblättern vorhandene Kantenwinkel, deshalb eine besondere Berücksichtigung nicht erfordern, weil dieser Winkel doch in allen Fällen von einem rechten nur sehr wenig abweicht. Daß dagegen der Kreuzungswinkel der Scherblätter gegen einander von großer Bedeutung für den Widerstand sein muß, erkennt man aus der Fig. 245 (a. f. S.), welche ein Blech von der Dicke $CD = \delta$ zeigt, das zwischen die unter einem Winkel $FGD = \alpha$ gegen einander geneigten Scherblätter gelegt ist. Der §. 73.

Angriff erfolgt hierbei in dem betreffenden Augenblicke in der Strecke $GH = \frac{\delta}{\sin \alpha}$, und die Bewegung, welche dem Scherblatte zum vollſtändigen Trennen des Stückes von der Breite $AD = b$ mindeſtens ertheilt werden muß, berechnet ſich nach der Figur zu $ED = b \, tang \, \alpha + \delta$. Es wird daher im Allgemeinen eine Vergrößerung des Winkels α der Scherblätter mit einer Verkleinerung der Angriffslinie und ſomit auch des Abſcherungswiderſtandes verbunden ſein, dagegen fällt andererſeits der Weg größer aus, auf welchem dieſer Widerſtand zu überwinden iſt, ſo daß die aufzuwendende mechaniſche Arbeit, welche als das Product aus Kraft und Weg anzuſehen iſt, einen um ſo größeren Werth annimmt, je größer der Kreuzungswinkel α gewählt wird. Dies geht aus der im Folgenden angeführten Tabelle hervor, welche die von Kick gefundenen und an unten angezeigter Stelle [1]) veröffentlichten Verſuchsreſultate enthält. Dieſe Werthe beziehen ſich durchweg auf Blechplatten von 1 mm Dicke, und es iſt für die Beſtimmung des Arbeitsbedarfs eine Breite von 1 m zu Grunde gelegt.

Fig. 245.



	Scherwiderſtand in kg für Blech von 1 mm Dicke			Arbeitsgröße in mkg bei 1 mm Blechdicke und 1 m Schnittlänge		
	$\alpha = 5\frac{1}{2}^0$	$\alpha = 9\frac{1}{2}^0$	$\alpha = 14\frac{1}{2}^0$	$\alpha = 5\frac{1}{2}^0$	$\alpha = 9\frac{1}{2}^0$	$\alpha = 14\frac{1}{2}^0$
Eiſen . . .	100	70	53	9,63	11,69	13,73
Stahl . . .	165	118	100	15,89	19,71	25,9
Kupfer . . .	90	56	41	8,67	9,35	10,52
Meſſing . .	100	60	43	9,63	10,02	11,14
Zink	44	29	24	4,24	4,84	6,22
Zinn . . .	14	9	6	1,35	1,50	1,55

Die Werthe dieſer Tabelle können benutzt werden, um mit Hülfe des Kick'ſchen Geſetzes von den proportionalen Widerſtänden auch für andere Metalldicken den Widerſtand zu beſtimmen. Nach dieſem Geſetze (ſ. §. 2) ſind nämlich die zu übereinſtimmender Formänderung geometriſch ähnlicher

[1]) Das Geſetz der proportionalen Widerſtände von Friedrich Kick.

Körper erforderlichen Arbeitsgrößen dem Volumen dieſer Körper verhältnißmäßig gleich. Setzt man daher zwei ähnliche Arbeitsſtücke von den Dicken δ und δ_1 voraus, ſo gilt für die Arbeiten A und A_1, welche bei derſelben Schere und gleichem Material zur Trennung erfordert werden, die Beziehung: $A : A_1 = \delta^3 : \delta_1^3$. Bezeichnet man ferner mit $n = \frac{\delta}{\delta_1}$ das Grundverhältniß der Abmeſſungen zweier ähnlichen Schienen von den Dicken δ und $n\delta$, den Breiten b und nb, und den Längen l und nl, ſo iſt auch $\frac{A}{A_1} = \frac{1}{n^3}$. Bedeutet nun P und bezw. P_1 die auf das Scherblatt ausgeübte Widerſtandskraft, welche auf einem Wege zu überwinden iſt, der hinreichend genau gleich $b\,tang\,\alpha$ und bezw. $nb\,tang\,\alpha$ geſetzt werden kann, ſo findet man aus $A = P\,b\,tang\,\alpha$; $A_1 = P_1\,nb\,tang\,\alpha$ auch $\frac{P}{P_1} = n\,\frac{A}{A_1} = \frac{1}{n^2}$, d. h. man erhält den von Kick ausgeſprochenen Satz:

> Die zum Schneiden von Blech beſtimmten Materiales erforderliche Maximalpreſſung iſt bei beſtimmtem Scherwinkel proportional dem Quadrate der Blechdicke,

welcher Satz übrigens auch für beliebige Längen der zu ſchneidenden Bleche Gültigkeit hat, da die Längen einen Einfluß auf den Widerſtand des Scherens nicht ausüben. Auch die Breite der zu ſchneidenden Platte kann auf die Größe des Widerſtandes nur von ſehr geringem Einfluſſe ſein, da der Angriff des Scherblattes an der Linie GH, Fig. 245, erfolgt, welche gleich $\frac{\delta}{sin\,\alpha}$ iſt, alſo von der Breite b gar nicht abhängt. Ein gewiſſer Einfluß der Breite wird nur auf den mittleren Scherwiderſtand dadurch ausgeübt, daß bei dem Beginne des Scherens der Widerſtand von Null bis zu einem größten Werthe P ſich erhebt, entſprechend der Angriffslinie GH, dann während der größeren Zeit dieſen Werth P beibehält, um gegen Ende des Scherens von dieſem Werthe P wieder bis zu Null herabzuſinken. Andererſeits iſt der ganze von dem Scherblatte durchlaufene Weg aber etwas größer als $b\,tang\,\alpha$, nämlich gleich $ED = b\,tang\,\alpha + \delta$. Dieſe beiden Einflüſſe werden ſich, beſonders bei langen Schnitten, nahezu aufheben, wenn man die Maximalkraft P als während des ganzen Hubes wirkend annimmt und den Weg dieſes Druckes nur gleich $b\,tang\,\alpha$ ſetzt. Selbſtverſtändlich erhält man hiernach denſelben Werth für den Scherwiderſtand, wenn dieſelbe Blechdicke und gleiches Material, aber verſchiedene Breite der Bleche vorausgeſetzt wird; dagegen verhalten ſich dann die Arbeiten wie die Breiten oder wie die Querſchnitte der geſchnittenen Platten. Dieſe Beziehungen laſſen ſich allgemein durch die Gleichungen ausdrücken:

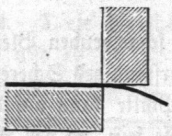
1) $P : P_1 = \delta^2 : \delta_1^2$,

2) $A : A_1 = b\delta^2 : b_1 \delta_1^2$,

folglich für $b = b_1$; $A : A_1 = \delta^2 : \delta_1^2 = P : P_1$ und für $\delta = \delta_1$; $P = P_1$; $A : A_1 = b : b_1$.

Mit Hülfe dieſer Gleichungen laſſen ſich die Widerſtände und Arbeitsbeträge auch für beliebig dicke und breite Platten aus den in oben angeführter Tabelle enthaltenen Angaben beſtimmen, wobei jedoch ausdrücklich bemerkt werden muß, daß die in den Scheren ſelbſt auftretenden Widerſtände immer erheblich größer ausfallen, wegen der ſchädlichen Nebenhinderniſſe derſelben. Von ganz beſonderem Einfluſſe auf dieſe Nebenhinderniſſe iſt die ſchon oben erwähnte eckende Wirkung, welche ſich immer einſtellen muß, wenn die Widerſtandskraft nicht genau in der von dem Kurbelzapfen auf den Schieber ausgeübten Richtung wirkſam iſt. Die Verſuche von Kick zeigten eine ganz erhebliche Steigerung des Widerſtandes durch eine excentriſche Lage des Bleches, ſo daß der zu überwindende Widerſtand ſich unter Umſtänden auf mehr als das Doppelte des bei centraler Wirkung erforderlichen Druckes erhob. In gleicher Art iſt der genaue Anſchluß der Scherbacken von der größten Bedeutung für die Größe des Widerſtandes; bei den erwähnten Verſuchen konnte die Dicke eines Seidenpapiers einen Einfluß von 20 bis 40 Proc. ausüben, ebenſo hat die Form des abzuſchneidenden Blechendes großen Einfluß auf den Widerſtand. Wurde z. B. dieſes Blech nach Fig. 246 nach abwärts abgebogen, ſo erhob ſich auch bei vollkommen gutem Anſchluſſe der Scherblätter der Widerſtand von 58 auf 90 oder von 27 auf 46 kg.

Fig. 246.



Beiſpiel. Wie groß wird der Widerſtand ſein, welcher beim Abſcheren einer Flacheiſenſchiene von 20 mm Dicke und 120 mm Breite zu überwinden iſt, wenn die Scherblätter einen Winkel von 10 Grad mit einander bilden?

Nimmt man hierfür aus der obigen Tabelle die einem Winkel von 9,5 Grad entſprechende Zahl von 70 kg für Eiſenblech an, ſo findet man den größten zum Abſcheren nöthigen Druck zu $P = 70 . 20^2 = 28000$ kg. Der ganze von dem Scherblatte während des Schneidens durchlaufene Weg beſtimmt ſich zu

$$20 + 120 \,.\, tang\ 10^0 = 41{,}2 \text{ mm}.$$

Setzt man voraus, daß der beſtimmte Maximaldruck P während eines Weges von $120 . tang\ 10^0 = 21{,}2$ mm überwunden werden muß, ſo entſpricht dies einer mechaniſchen Arbeit von $A = 28000 . 0{,}0212 = 594$ mkg.

Dieſe Annahme würde ein genaues Reſultat für die Arbeit liefern, wenn man annehmen dürfte, daß eine gleichmäßige Zu- und Abnahme des Widerſtandes am Anfange und Ende des Schnittes ſtattfinde. Unter dieſer Vorausſetzung hätte man während eines Weges gleich δ am Anfange und am Ende einen durchſchnittlichen Widerſtand gleich $\frac{P}{2}$ anzunehmen, ſo daß die geſammte Arbeit zu

$A = 2 \cdot \frac{P}{2} \delta + P\,(b\,tang\,\alpha - \delta) = P\,.\,b\,tang\,\alpha$ folgt. Die gedachte Annahme wird sich von der Wirklichkeit nicht weit entfernen. Der Ausschub des Schiebers wird in diesem Falle mindestens $20 + 120\,.\,tang\,10^0 = 41{,}2$ mm betragen müssen.

Bei dem Lochen hat man stets einen Kreuzungswinkel der Schneiden gleich Null. Auch hierfür giebt Kick die Widerstände für die meist vorkommenden Bleche in der folgenden Zusammenstellung an:

Widerstand des Lochens in kg für 1 mm Blechdicke und 10 mm Schnittlänge

Eisen	Stahl	Kupfer	Zink	Zinn
200	400	150	120	19

Die hier angeführten Zahlen stellen den Druck vor, welcher zum Scheren dünner Bleche von 1 mm Dicke und 10 mm Breite erforderlich ist, sobald die Scherblätter zu einander parallel angeordnet sind. Bei gleichen Dicken verhalten sich die Widerstände hier einfach wie die Breiten b und bei gleichen Breiten direct wie die Dicken, wie man aus der oben unter 2) angegebenen Gleichung sogleich erkennt, wenn man einmal $\delta = \delta_1$ und das andere Mal $b = b_1$ einsetzt, und berücksichtigt, daß der Weg des Widerstandes hier gleich der Dicke δ angenommen werden kann, so lange das Blech nur eine geringe Stärke hat. Dagegen sind diese Werthe nicht unmittelbar verwendbar, sobald es sich um das Lochen dickerer Platten, wie z. B. der Kesselbleche, handelt, da hierbei der Vorgang, wie schon oben hervorgehoben wurde, nicht in einem reinen Abscheren besteht, sondern der Trennung eine gewisse Verdrängung von einzelnen Materialtheilen vorhergeht. Es sind in dieser Hinsicht die von Keller[1]) angestellten Versuche sehr lehrreich, und es möge im Folgenden näher auf die Ergebnisse dieser Versuche eingegangen werden.

Keller's Versuche. Bei den erwähnten, von Keller angestellten Versuchen wurden schmiedeeiserne Flachstäbe und Kesselblechstücke auf einer kräftigen Schraubenpresse, wie sie zu Materialprüfungen verwendet wird, mit Stempeln von 12, 15, 18 und 20,8 mm Durchmesser gelocht; die Dicken der Versuchsstücke schwankten zwischen 2,7 und 24 mm. Die Versuche wurden derart ausgeführt, daß während des Lochens in hinreichend vielen nahe auf einander folgenden Zeitpunkten nicht nur der von der Schraubenspindel ausgeübte Druck an dem zu dem Ende vorhandenen Belastungshebel abgelesen, sondern jedesmal gleichzeitig die Anzahl der Umdrehungen festgestellt wurde, welche die zum Betriebe der Schraube dienende Vorgelegswelle vollführt hatte, die ihre Umdrehung von einem Otto'schen Gasmotor empfing. Aus dem bekannten Umsetzungsverhältniß zwischen dieser Vorgelegswelle und der Schraubenspindel konnte dann der Weg der letzteren ermittelt werden, wobei die durch vorherige Versuche festgestellte, aus den elastischen Formänderungen der Maschinentheile sich ergebende Bewegung entsprechende §. 74.

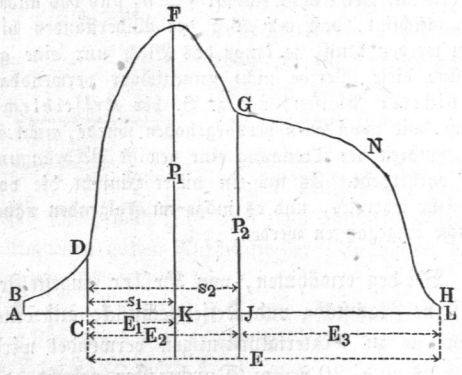
[1]) Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888.

Berückſichtigung fand. Werden nun die betreffenden Bewegungen der Spindel oder des Lochſtempels als Abſciſſen auf einer Axe und die zugehörigen Preſſungen als die Ordinaten dazu aufgetragen, ſo erhält man ein Diagramm, welches über die bei dem Lochen ſtattfindenden Vorgänge Aufſchluß giebt. Dieſe Diagramme, von denen an der angezeigten Stelle eine größere Anzahl veröffentlicht iſt, zeigten im Allgemeinen den durch die Fig. 247 angedeuteten Verlauf. Aus denſelben ergiebt ſich, daß der ganze Vorgang bei dem Lochen in vier von einander hinreichend unterſchiedene Abſchnitte zerfällt.

Der erſte, in der Figur durch $ABDC$ dargeſtellte Abſchnitt entſpricht dem Eindringen des an dem Lochſtempel befindlichen kegelförmigen Körners, derſelbe iſt für das eigentliche Lochen nicht von erheblicher Bedeutung, er war gar nicht zu bemerken, wenn die in dem Bleche vorher ſchon angebrachte kegelförmige Vertiefung zur Aufnahme des Körners geräumig genug war.

Der zweite, durch $CDFK$ dargeſtellte Abſchnitt zeigt die ſchnelle Steigerung des Stempeldruckes, wie ſie im Anfange ſich einſtellt, während das Blech unter dem Stempel zuſammengedrückt oder vielmehr nach der Seite hin gedrängt wird. Daß das letztere der Fall iſt, geht, wie ſchon früher bemerkt wurde, daraus hervor, daß der aus dem Loche herausgepreßte Putzen zwar eine geringere Dicke, aber kein höheres ſpecifiſches Gewicht als das Blech hat. Gleichzeitig mit dem Eindringen des Stempels oben zeigt ſich ein Hervortreten des Eiſens unterhalb, ohne daß jedoch bereits eine Trennung durch Abſcheren ſtattfände, wie der gänzliche Mangel an Riſſen in den geätzten Flächen des zu dieſer Zeit durchgeſchnittenen Probeſtückes beweiſt. Dieſer zweite Abſchnitt erreicht ſein Ende mit dem Maximaldrucke $P_1 = KF$, der durch die wagerechte Tangente in dem Diagramme beſtimmt iſt. Das Eindringen des Stempels iſt bei der Erreichung dieſes größten Druckes P_1 durch $CK = s_1$ ausgedrückt.

Fig. 247.



Der dritte Abſchnitt zeigt ein ziemlich ſchnelles Abnehmen der Preſſung, eine weitere Verringerung der Dicke des Lochkerns, aber immer noch kein eigentliches Abſcheren, ſo daß man annehmen muß, während dieſer weiteren Bewegung werde zunächſt noch eine fernere Verdrängung des Materials bewirkt. Erſt in einem mehr oder minder ſcharf gekennzeichneten Punkte G

erreicht dieſer Abſchnitt ſein Ende, welcher Punkt dadurch feſtgeſtellt wird, daß die ſchnelle Abnahme des Druckes, welche der ſteilen Curve FG entſpricht, einer viel geringeren Abnahme weicht, wie ſie durch die anfangs nur wenig gegen den Horizont geneigte Curve GNH dargeſtellt wird. Von dieſem Augenblicke an, welchem der Druck $JG = P_2$ und der Weg $CJ = s_2$ entſpricht, beginnt die eigentliche Trennung des Lochkerns von dem Bleche und das Herausſchieben des erſteren aus dem letzteren, welchem Vorgange der vierte Abſchnitt der Curve $GNHL$ zugehört.

Die zwiſchen der Axe AL und der erhaltenen Diagramm- oder Schaulinie enthaltene Fläche giebt in der bekannten Weiſe ein Maß für die Größe der geleiſteten Arbeit, und aus der Vergleichung einer großen Anzahl ſeiner Verſuche leitet Keller die folgenden Beziehungen ab: Bezeichnet man mit E die für den ganzen Vorgang erforderliche, durch die ganze Fläche $CDFGNL$ gemeſſene Arbeit, und bedeutet ebenſo E_1 die dem zweiten Abſchnitte zugehörige Arbeit, ferner E_2 die Arbeit für den zweiten und dritten Abſchnitt zuſammen, und endlich E_3 die dem vierten Abſchnitte zukommende Arbeit, ſo iſt die ganze zum Lochen erforderliche Arbeit:

$$E = 0{,}0203\, D^3 \pi \left[\left(\frac{\delta}{D}\right)^2 - 0{,}14\left(\frac{\delta}{D}\right) + 0{,}01\right] \text{mkg},$$

und $E_1 = 0{,}367\, E$; $E_2 = 0{,}509\, E$; $E_3 = 0{,}491\, E$, wenn D den Stempeldurchmeſſer und δ die Blechdicke in Millimetern vorſtellt. Desgleichen findet ſich für die Bewegung des Stempels während des erſten Abſchnittes $s_1 = 0{,}9\,\text{mm} + 0{,}01\,\delta^2$, und als durchſchnittlicher Mittelwerth davon: $s_1 = 0{,}206\,\delta$. Ebenſo iſt: $s_2 = 0{,}4\,\delta - 0{,}6\,\text{mm}$, und im Durchſchnitt: $s_2 = 0{,}33\,\delta$.

Will man die Größe der Scherfeſtigkeit für die Einheit der Trennungsfläche beſtimmen, ſo kann man den größten Druck P_1 hierzu benutzen, und man erhält, wenn man als Trennungsfläche die Innenfläche $\pi D\delta$ des Loches anſieht, den Werth der Abſcherungsfeſtigkeit für 1 qmm zu $k = \dfrac{P_1}{\pi D \delta}$. Wenn man dagegen als die Trennungsfläche nur die Größe $\pi D(\delta - s_1)$ annimmt, ſo berechnet ſich nach den Keller'ſchen Verſuchen die am Ende des zweiten Abſchnittes ſtattfindende ſpecifiſche Preſſung zu $k_1 = \dfrac{P_1}{\pi D(\delta - s_1)}$. Als Mittelwerthe ergaben ſich $k_1 = 39\,\text{kg}$ und $k = 31\,\text{kg}$. In gleicher Art kann man die Spannung für die Einheit der Anhaftungsfläche in dem Augenblicke beſtimmen, in welchem die Materialverdrängung ihr Ende erreicht hat und die Trennung erfolgt; man erhält für dieſen Augenblick die Spannung zu $k_2 = \dfrac{P_2}{\pi D(\delta - s_2)}$ und als durchſchnittlichen Mittelwerth $k_2 = 36{,}6\,\text{kg}$.

Aus den oben angeführten Formeln für die verſchiedenen Arbeiten folgt, daß zu der Verdrängung des Materials mehr als die Hälfte (0,509 E) der ganzen aufzuwendenden Arbeit E verbraucht wird, und nicht ganz die Hälfte (0,491 E) dem eigentlichen Abtrennen entſpricht. Es iſt ferner noch von Intereſſe, zu unterſuchen, in welchem Verhältniſſe die zum Lochen thatſächlich aufzuwendende Arbeit E zu derjenigen $A = P_1 \delta$ ſteht, welche man erhalten würde, wenn man den höchſten Druck P_1 auf dem ganzen Wege gleich der Blechdicke δ unveränderlich wirkſam annehmen wollte. Die Verſuche ergaben in dieſer Hinſicht ein etwas veränderliches Verhältniß von $\frac{E}{A}$, welches zwiſchen 0,405 und 0,661 ſchwankte und im Allgemeinen mit zunehmender Blechdicke größer, dagegen mit zunehmendem Stempeldurchmeſſer kleiner ausfiel. Mit dieſen Verſuchsergebniſſen ſind die Annahmen einigermaßen im Einklange, welche von Karmarſch einerſeits und von Kick andererſeits in dieſer Hinſicht gemacht werden, indem Karmarſch vorſchlägt, man ſolle den höchſten Druck nur auf einem Wege gleich der halben Blechdicke als wirkſam vorausſetzen, wogegen Kick hierfür $^2/_3$ der Blechdicke annimmt.

Beiſpiel: Für einen Stempeldurchmeſſer $D = 20\,\text{mm}$ und eine Dicke des zu lochenden Eiſenbleches von $d = 10\,\text{mm}$ ſind die Verhältniſſe zu beſtimmen.

Man findet nach den vorſtehenden Formeln unmittelbar die Tiefen des Eindringens des Stempels in das Blech zu

$$s_1 = 0{,}206 \,.\, 10 = 2{,}1\,\text{mm}, \quad s_2 = 0{,}33 \,.\, 10 = 3{,}3\,\text{mm},$$

ferner die entſprechenden Preſſungen auf den Stempel zu

$$P_1 = 31 \,.\, \pi D d = 31 \,.\, 3{,}14 \,.\, 20 \,.\, 10 = 19\,468\,\text{kg},$$
$$P_2 = 36{,}6\, \pi D (d - s_2) = 36{,}6 \,.\, 3{,}14 \,.\, 20 \,.\, 6{,}7 = 15\,400\,\text{kg}.$$

Die ganze, für eine Lochung erforderliche Arbeit beſtimmt ſich ebenſo zu

$$E = 0{,}0203 \,.\, 20^3 \,.\, 3{,}14 \left[\left(\frac{10}{20}\right)^2 - 0{,}14\,\frac{10}{20} + 0{,}01\right] = 96{,}8\,\text{mkg},$$

wovon $0{,}509 \,.\, 96{,}8 = 49{,}3\,\text{mkg}$ zur Materialverdrängung und 47,5 mkg zur eigentlichen Abtrennung des Putzens erfordert werden.

Es muß bemerkt werden, daß die hier angezogenen Verſuche bei ſehr kleinen Geſchwindigkeiten des Stempels vorgenommen wurden, es erforderte nämlich der Weg des Stempels um 1 mm dabei eine Zeit zwiſchen 80 und 90 Secunden. In allen Fällen der Anwendung aber iſt die Stempelgewindigkeit viel größer, wie ſich daraus ergiebt, daß ein gewöhnliches Lochwerk für Keſſelbleche in einer Minute zwiſchen acht und zehn Lochungen bewirkt, ſo daß zu einem einfachen Niedergange von ungefähr 20 mm nicht mehr als etwa 3 bis 4 Secunden erforderlich ſind. Um nun den Einfluß einer größeren Geſchwindigkeit des Lochſtempels auf die Verhältniſſe zu beurtheilen, wurden auch Verſuche mit zwar größeren, aber doch immer noch ſehr kleinen Geſchwindigkeiten ausgeführt, aus denen ſich eine Zunahme ſowohl des größten Druckes P_1 wie auch der ganzen Arbeit E ergab, ſobald die Geſchwindigkeit geſteigert wurde. Keller empfiehlt daher, die für die

Anwendung zu Grunde zu legenden Werthe um etwa 10 Proc. größer anzunehmen, als sie aus den Versuchen sich ergeben.

Hartig's Versuche. §. 75. Es muß hervorgehoben werden, daß die vorstehend angegebenen Ermittelungen sich nur auf den Widerstand beziehen, welchen das zu durchlochende Material dem Stempel unmittelbar entgegensetzt, wogegen die in der Schere oder dem Lochwerke thatsächlich auftretenden Widerstände natürlich ganz erheblich größer ausfallen müssen wegen der in diesen Maschinen auftretenden Nebenhindernisse. Aus diesem Grunde haben die Angaben einen besonders großen Werth, welche von Hartig[1]) auf Grund zahlreicher Versuche an wirklichen Maschinen gemacht sind, und auf welche im Laufe der späteren Besprechungen noch mehrfach Bezug genommen werden wird. Diese Versuche wurden mittelst des aus Th. II, 2 bekannten Hartig'schen Dynamometers an vielen Arbeitsmaschinen derart gemacht, daß an denselben während ihrer regelrechten Thätigkeit durch den an dem Kraftmesser befindlichen selbstthätig aufzeichnenden Apparat die Diagramme oder Schaulinien genommen wurden, welche für jeden Augenblick die Federspannung und damit die Größe des auf die Triebwelle der betreffenden Maschine übertragenen Druckes ersehen lassen. Aus diesen Aufzeichnungen und den gleichzeitig ermittelten Umdrehungszahlen der Triebwelle konnte dann die Arbeit berechnet werden, welche bei dem Versuche verbraucht wurde. Aus einer größeren Anzahl von Versuchen an Scheren und Lochmaschinen kommt nun Hartig zu den folgenden Ergebnissen:

Man kann den ganzen Arbeitsaufwand einer Schere wie Lochmaschine in Pferdekräften zu $N = N_0 + N_1$ annehmen, worin N_0 den Arbeitsverbrauch für den Leergang darstellt, welcher für eine bestimmte Maschine einen unveränderlichen Werth hat, der bei den verschiedenen untersuchten Maschinen zwischen 0,16 und 1,02 Pferdekräften schwankte. Die Größe N_1 dagegen, welche der eigentlichen Nutzleistung der Maschine entspricht, hängt ab von der Größe der in bestimmter Zeit erzeugten Schnittfläche. Aus den Versuchen ergab sich, daß man bei den Scheren sowohl wie bei den Lochmaschinen den Arbeitsbetrag in Meterkilogrammen für jeden Quadratmillimeter Schnittfläche zu $\alpha = 0{,}25 + 0{,}0145\,\delta$ mkg annehmen kann, wenn δ die Dicke des Arbeitsstückes in Millimetern bedeutet. Wenn daher die Schnittfläche einer Maschine stündlich zu F qm, also in der Secunde zu $\frac{1\,000\,000}{60 \cdot 60} F = 277{,}8\,F$ qmm bemessen ist, so findet sich die für die eigentliche Nutzleistung erforderliche Betriebskraft zu

[1]) Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch der Werkzeugmaschinen von Dr. E. Hartig. Mittheilungen der Sächs. Pol. Schule zu Dresden 1873.

$N_1 = \frac{277{,}8}{75}(0{,}25 + 0{,}0145\,\delta)\,F = 3{,}71\,(0{,}25 + 0{,}0145\,\delta)\,F$ Pfkrft.,

und man hat daher den ganzen Arbeitsbedarf einer solchen Maschine zu $N = N_0 + 3{,}71\,(0{,}25 + 0{,}0145\,\delta)\,F$ Pferdekraft anzunehmen.

In Bezug auf die Leergangsarbeit giebt Hartig ferner die den Versuchen entnommene Formel

$$N_0 = 0{,}1 + \frac{n\,\delta^2}{1000000}\text{ Pferdekraft},$$

worin δ wie bisher die Dicke des Arbeitsstückes in Millimetern und n die Anzahl der Schnitte in der Stunde bedeutet.

Beispiel: Nach diesen Angaben bestimmt sich die zum Durchscheren einer 20 mm dicken und 120 mm breiten Eisenschiene erforderliche Arbeit zu:

$$A = 20\,.\,120\,(0{,}25 + 0{,}0145\,.\,20) = 2400\,.\,0{,}54 = 1296\text{ mkg},$$

während oben nach den Angaben von Kick der bloße Abscherungswiderstand sich zu nur 594 mkg berechnete, also noch nicht halb so groß, wie nach den Versuchen von Hartig. Der Grund dieser Verschiedenheit ist, wie auch oben bereits angeführt worden, in den erheblichen Nebenhindernissen der Arbeitsmaschine zu suchen, welche so groß sind, daß, wie Kick auch anführt, der Wirkungsgrad der Maschine selten über 40 Proc., gewöhnlich noch weniger beträgt.

Ebenso erhält man den Arbeitsbetrag zum Durchstoßen eines Loches von 20 mm Durchmesser durch eine 10 mm dicke Eisenplatte, welcher nach den Keller'schen Versuchen zu nur 96,8 mkg gefunden wurde, nach Hartig zu:

$$A = 3{,}14\,.\,20\,.\,10\,.\,(0{,}25 + 0{,}0145\,.\,10) = 628{,}3\,.\,0{,}395 = 248\text{ mkg},$$

also ebenfalls mehr als doppelt so groß wie den reinen Abscherungswiderstand.

Setzt man etwa eine Anzahl von zehn Schnitten in der Minute, also $n = 600$, voraus, so ergiebt sich die zum Betriebe erforderliche Kraft für die Schere zu:

$$N = 0{,}1 + \frac{600\,.\,20\,.\,20}{1000000} + 3{,}71\,.\,0{,}54\,.\,\frac{600\,.\,20\,.\,120}{1000000} = 0{,}34 + 2{,}88 =$$

3,22 Pferdekraft;

für das Lochwerk zu:

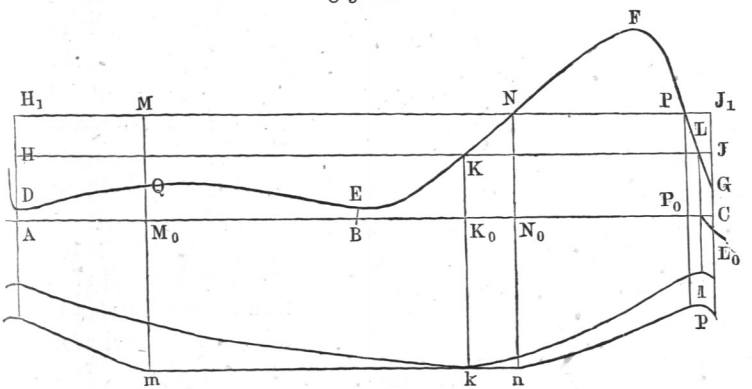
$$N = 0{,}1 + \frac{600\,.\,10\,.\,10}{1000000} + 3{,}71\,.\,0{,}395\,\frac{600\,.\,20\,.\,3{,}14\,.\,10}{1000000} = 0{,}16 + 0{,}55 =$$

0,71 Pferdekraft.

Von besonderer Wichtigkeit für alle Scheren und Lochwerke ist das Vorhandensein eines hinreichend großen und schnell bewegten Schwungrades, über dessen Wirkungsweise die in §. 20 gelegentlich der Besprechung der Steinbrecher gemachten Bemerkungen ebenfalls gelten. Es wurde daselbst schon hervorgehoben, wie in Folge der veränderlichen Geschwindigkeit dieser und ähnlicher Arbeitsmaschinen zeitweise ein Gleiten des Betriebsriemens unvermeidlich ist. Will man, um dieses Gleiten möglichst einzuschränken, in einem bestimmt vorliegenden Falle bei dem Entwurfe eines Lochwerks oder einer Schere eine solche Anordnung wählen, daß die Ungleichförmigkeit der Bewegung einen bestimmten Betrag nicht überschreitet, so kann man die erforderliche Größe des Schwungrades in der in §. 20 erläuterten Art ermitteln. Man kann sich dann zur Verzeichnung des

daſelbſt in Fig. 48 angegebenen Diagramms etwa der Keller'ſchen Verſuchsergebniſſe bedienen, indem man von den vielen durch dieſe Verſuche gefundenen Diagrammen für den vorliegenden Fall ein paſſend erſcheinendes auswählt und der Ermittelung des Schwungradgewichtes zu Grunde legt. Entnimmt man nun dem gewählten Diagramme für eine hinreichend große Anzahl von Punkten des Stempelweges den zugehörigen Stempeldruck und beſtimmt den zu dieſem Stempeldrucke jeweilig erforderlichen Umfangsdruck an einem beſtimmten Halbmeſſer der treibenden Kurbelwelle, ſo erhält man in dieſem Umfangsdrucke die betreffende Ordinate, deren zugehörige Abſciſſe die Umfangsbewegung der Kurbelwelle in dem gedachten Halbmeſſer ſein muß. Dieſe Coordinaten, von Punkt zu Punkt aufgetragen, liefern die in der Fig. 48 angegebene Curve, wobei man natürlich auch den Rückgang des Stempels zu beachten hat, für welchen man etwa einen conſtanten Stempeldruck annehmen kann. Denkt man ſich dann die ganze, durch die gefundene Curve $DQEFG$ bis zur Axe AC eingeſchloſſene Fläche, welche die Arbeit eines Spiels vorſtellt, in ein Rechteck $AHJC$ von gleichem Inhalte

Fig. 48.



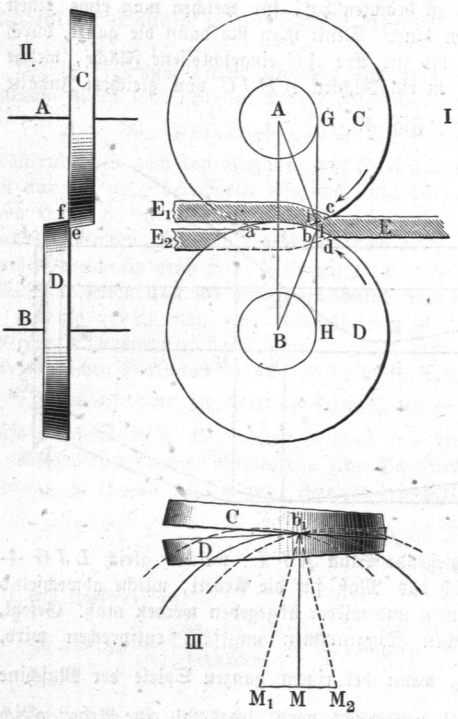
verwandelt, ſo liefert das überſchießende Stück KFL, welches gleich $LJG + DHKED$ ſein muß, bekanntlich das Maß für die Arbeit, welche abwechſelnd von dem Schwungrade aufgenommen und wieder abgegeben werden muß. Geſetzt, es ſei, wie es den Keller'ſchen Diagrammen ungefähr entſprechen wird, $KFL = \frac{1}{6} AHJC$, ſo wird, wenn bei einem ganzen Spiele der Maſchine oder einem Schnitte die Arbeit A verbraucht wird, jedesmal eine Arbeit gleich $\frac{1}{6} A$ zur Beſchleunigung des Schwungrades verwendet, und dieſelbe Arbeit von dem Schwungrade nachher wieder in Folge ſeiner Verzögerung ausgegeben. Legt man etwa die für das oben berechnete Lochwerk zu $A = 248$ mkg gefundene Arbeit zu Grunde, ſo hat man $\frac{1}{6} A = 41{,}3$ mkg. Wenn nun das anzuwendende Schwungrad einen Durchmeſſer von 1,5 m und eine Umdrehungszahl von 60 in der Minute, alſo eine Umfangsgeſchwindigkeit von $v = 4{,}71$ m erhalten ſoll, und etwa die Bedingung geſtellt wird, daß die Verlangſamung dieſer Geſchwindigkeit höchſtens 10 Proc. ausmachen ſoll, ſo erhält man das erforderliche Gewicht G des Schwungringes durch die Gleichung

$41{,}3 = G\,\frac{v^2-(0{,}9\,v)^2}{2} = G\,\frac{1-0{,}81}{2\,.\,9{,}81}\,4{,}71^2$ zu $G = \frac{2\,.\,9{,}81\,.\,41{,}3}{0{,}19\,.\,4{,}71\,.\,4{,}71} = 192{,}5$ = rund 200 kg.

Im Uebrigen kann auf das über die Wirkung von Schwungrädern in Th. III, 1 Gesagte verwiesen werden.

§. 76. Kreisscheren. Zum Zerschneiden dünner Bleche, Pappen u. s. w. benutzt man häufig die sogenannten Kreisscheren, d. h. Maschinen mit zwei kreisrunden, gleich großen Stahlscheiben, welche, auf zwei Axen angebracht, eine ununterbrochene Umdrehung erhalten, wobei ihre scharfen, dicht an einander vorbei gehenden Ränder eine Trennung des zwischen sie geführten Bleches bewirken. Aus Fig. 248 wird die Wirkung dieser Scheren deutlich. Die beiden Kreisscheiben C und D sind auf den parallelen Axen A und B so befestigt, daß sie sich mit den ebenen Flächen berühren und ihre Ränder zwischen a und b sehr wenig über einander greifen. Wenn man nun die Scheiben in ähnlicher Art wie zwei Walzen in entgegengesetztem Sinne in Bewegung setzt, wie die Pfeile andeuten, so ziehen dieselben ein bei E vorgelegtes Blech zwischen sich ein, vorausgesetzt, daß die Dicke des letzteren eine bestimmte Größe nicht überschreitet. In Folge hiervon findet eine Spaltung des Bleches in zwei Streifen statt, von denen der eine E_1 oberhalb D und vor C, der andere E_2 unterhalb C und hinter D sich fortbewegt. Da die Scheiben an der Angriffsstelle b dicht an einander vorbeigehen, wie die Blätter einer Schere, so findet auch hier die Trennung durch ein reines Abscheren statt, und es gelten ähnliche Betrachtungen, wie die für die gewöhnlichen Scheren angestellten. Das geringe Uebereinandergreifen der Ränder in der Axenebene ist nur deshalb nöthig, um mit Sicherheit eine vollständige Trennung zu bewirken, die Größe ef dieses Ueberein-

Fig. 248.



andergreifens beträgt immer nur ſehr wenig, und oft kaum 1 mm. Die Dicke δ des mit ſolchen Scheiben von dem Halbmeſſer r zu ſchneidenden Bleches läßt ſich in folgender Art beſtimmen.

Aus der Figur iſt erſichtlich, daß der Angriff des Bleches durch die beiden Scheiben in den Bögen bc und bd erfolgt, und daß das Einziehen der Platte zwiſchen die Scheiben in ähnlicher Art zu beurtheilen iſt, wie das Einziehen eines Gegenſtandes zwiſchen zwei Walzen. Man wird nicht weſentlich fehlgreifen, wenn man annimmt, daß die Mittelkräfte der in den einzelnen Punkten der Angriffsflächen bc und bd von den Scheiben ausgeübten Kräfte in den Mitten dieſer Flächen i und l angreifen, ſo daß man, die kleinen Bögen bc und bd als geradlinig gedacht, den ſenkrechten Abſtand der beiden Angriffspunkte il gleich der halben Blechdicke $\frac{\delta}{2}$ ſetzen darf.

Denkt man ſich nun, wie bei den Walzen, um die Axen der Scheiben die beiden Reibungskreiſe mit den Halbmeſſern $AG = BH = fr$ gezeichnet, unter f den Reibungscoefficienten zwiſchen Scherblatt und Arbeitsſtück verſtanden, ſo darf man ebenfalls wie bei den Walzen annehmen, daß die Wirkung der Scheiben auf das Blech höchſtens in den Tangenten an dieſe Reibungskreiſe ſtattfinden kann, alſo unter dem Reibungswinkel $\varrho = arctang\, f$ gegen den Halbmeſſer geneigt, da eine größere Abweichung von dem Halbmeſſer ein Gleiten der Scheiben an dem dann feſtliegenden Bleche zur Folge haben muß. Denkt man ſich daher die gemeinſame Tangente GH dieſer Reibungskreiſe, ſo erkennt man, daß die gedachten Angriffspunkte i und l zwiſchen dieſer Tangente und der Mittellinie AB gelegen ſein müſſen, wenn das Blech überhaupt eingezogen werden ſoll. Dieſe Tangente GH giebt daher in den Durchſchnittspunkten mit den Umfängen der Scheiben die Grenze für den Abſtand der Angriffspunkte i und l, oder für die halbe Blechdicke $\frac{\delta}{2}$. Aus der Figur ergiebt ſich nun ohne Weiteres die Beziehung

$$il = \frac{\delta}{2} = AB - Gi - Hl = 2r - u - 2r\cos\varrho,$$

wenn u die Größe des Uebereinandergreifens fe der Scheiben bedeutet. Hieraus erhält man für die höchſtens zuläſſige Blechdicke die Bedingung $\delta = 4r(1 - \cos\varrho) - 2u$.

Beiſpiel: Für welche Blechdicke iſt eine Kreisſchere noch ausreichend, deren Scheiben bei einem Halbmeſſer von 100 mm an den Rändern um 1 mm über einander greifen, wenn man einen Reibungscoefficienten von 0,15 vorausſetzen darf?

Dem Reibungscoefficienten 0,15 entſpricht ein Reibungswinkel $\varrho = 8^0\,30'$, wofür $\cos\varrho = 0{,}989$ iſt, ſo daß man mit dieſem Werthe

$$\delta = 4 \,.\, 100\,(1 - 0{,}989) - 2 \,.\, 1 = 2{,}2\text{ mm}$$

erhält.

Aus der vorſtehenden Betrachtung ergiebt ſich, warum man Kreisſcheren für dicke Platten nicht wohl anwenden kann, indem nämlich hierfür die Durchmeſſer der Scheiben ſehr groß werden müßten, womit große Schwierigkeiten bei der Herſtellung verbunden ſein würden. Dagegen ſind die Kreisſcheren wegen ihrer einfachen Einrichtung und ſchnellen Wirkung für das Durchſchneiden dünner Bleche ſehr vortheilhafte und beliebte Maſchinen. Da für ihre gute Wirkung ebenſo wie bei allen Scheren ein möglichſt dichtes Berühren der Ränder an der Angriffsſtelle bei *b* Hauptbedingung iſt, ſo ſucht man dies bei den Kreisſcheren durch ein ähnliches Mittel zu erreichen, wie bei den gewöhnlichen Handſcheren durch das übliche Schränken der Blätter, indem man nämlich die Axen der Scheiben ein wenig gegen einander neigt. Hierdurch läßt ſich immer an der Stelle *b* ein dichtes Zuſammengehen der Blätter erreichen, in der Figur III iſt die Neigung übertrieben groß angedeutet, in Wirklichkeit iſt dieſelbe nur ſehr gering.

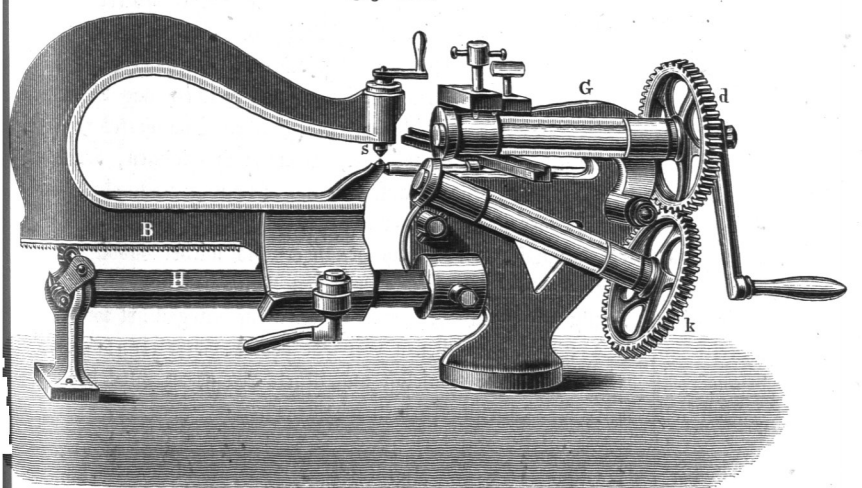
Man wendet Kreisſcheren unter anderem zum Schneiden von längeren Streifen aus Kupferblech an, wie ſolche zur Herſtellung von Röhren erforderlich ſind; desgleichen ſchneidet man wohl die ſtreifenförmigen Karten für die Jacquardmaſchinen der Webſtühle mittelſt Kreisſcheren; bei der Erzeugung des endloſen Papiers auf den Papiermaſchinen dienen in der Regel mehrere auf denſelben Axen befindliche Scheibenpaare zur Trennung des Papiers der Länge nach in Streifen von der Breite der gewöhnlichen Bogen, welche letzteren dann durch beſondere Abſchneidevorrichtungen von dieſen Streifen abgetrennt werden. Man hat auch auf den Axen eine größere Anzahl von Scheiben neben einander ſo angebracht, daß die Scheiben jeder Axe genau in die Zwiſchenräume zwiſchen den Scheiben der anderen Axe eingreifen, wodurch die Trennung eines breiteren Streifens in eine größere Anzahl ſchmaler Streifen von einer Breite gleich der Dicke der Scheiben bewirkt wird. Derart ſind die ſogenannten Eiſenſpaltwerke eingerichtet, deren Zweck die Herſtellung mehrerer ſchmaler Bandeiſen aus einem breiteren iſt. Faſt genau in derſelben Art hat man ſich die Herſtellung der für elaſtiſche Gewebe erforderlichen Gummifädchen zu denken, indem man dieſelben aus dünnen gewalzten Gummiplatten erzeugt, deren Spaltung in viele Streifen von quadratiſchem Querſchnitte durch ebenſo viele Stahlſcheiben bewirkt wird, die abwechſelnd nach Art der Eiſenſpaltwerke auf zwei parallel über einander angebrachten Axen befindlich ſind. Die Wirkung iſt in allen dieſen Fällen die gleiche.

Kreisſcheren werden auch bei der Herſtellung von Blechgeſchirren in der Klempnerei mit großem Vortheil zum Schneiden kreisrunder und ovaler Blechſcheiben benutzt, wie ſolche als Böden zu allerlei Gefäßen und zu Deckeln ſolcher verwendet werden. Um eine kreisförmige Scheibe aus Blech zu ſchneiden, hat man das letztere nur ſo zu unterſtützen, daß es ſich um

einen feſten Drehpunkt wie um eine Axe drehen kann; das Blech nimmt dann die Drehung ohne weiteres Zuthun durch den von den Scherblättern ausgeübten Zug an. Der Mittelpunkt M, Fig. 248, III, um welchen hierbei das zu ſchneidende Blech ſich dreht, muß behufs Erzielung einer guten Arbeit genau dem Eingangspunkte b_1 gegenüberſtehen, in welchem das Blech von den Scherblättern erfaßt wird, und es iſt durch den Abſtand Mb_1 des Drehpunktes von dieſem Eingangspunkte der Halbmeſſer der zu ſchneidenden Scheibe beſtimmt. Wollte man den unterſtützenden Drehpunkt an einer anderen Stelle, z. B. in M_1, wählen, ſo würde eine Scheibe von dem Halbmeſſer $M_1 b_1$ geſchnitten werden, deren Umfang ſich in dem punktirten Kreiſe bewegt, womit erſichtlich ein Stauchen des Bleches verbunden ſein müßte, da daſſelbe gegen die Ebene des Scherblattes C gedrückt würde.

Eine derartige Kreisſchere zum Gebrauche in Spenglerwerkſtätten in der Ausführung von Erdmann Kircheis in Aue zeigt Fig. 249. Die Axen

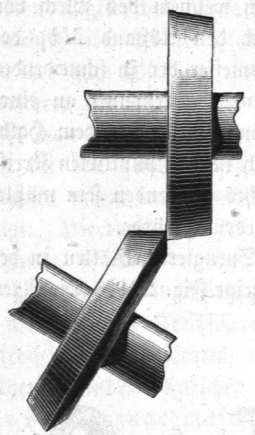
Fig. 249.



der beiden Scherblätter ſind hierbei unter einem Winkel von etwa 30^0 gegen einander geneigt, in Folge deſſen die zur Erzielung der Bewegungsübertragung zwiſchen ihnen dienenden Zahnräder d und k als Kegelräder auszuführen ſind. Den Drehpunkt für das zu kreisrunder Scheibe zu ſchneidende Blech bildet die unten in eine Körnerſpitze endigende Schraube s in dem Bügel B, deſſen Verſchiebung auf der geraden Führungsſtange H die Möglichkeit bietet, Scheiben von beliebigem Halbmeſſer zu ſchneiden. Die geneigte Stellung der Axen gegen einander iſt zu dem Zwecke gewählt worden, um auch kreisrunde Ringe aus Blech ſchneiden zu können. Wollte

man dies mittelſt einer Maſchine mit parallelen Axen ausführen, ſo würde, wie man leicht erkennt, bei dem Beſchneiden des inneren Umfanges ein Stauchen des Bleches dadurch herbeigeführt werden, daß der Ring bei ſeiner Bewegung gegen die hintere Fläche des unteren Scherblattes gepreßt würde, ein Uebelſtand, welchen man durch die Neigung der unteren Scheibe vermeiden kann. Das untere Scherblatt bekommt dann eine entſprechend kegelförmige Geſtalt, wie ſie aus der Fig. 250 erſichtlich iſt.

Fig. 250.



Die Weite der Ausſparung in dem Bügel *B* begrenzt natürlich den Halbmeſſer der zu ſchneidenden Blechſcheiben, während durch die Tiefe des Ausſchnittes in dem Geſtelle *G* die größte Breite der mit dieſer Schere zu ſchneidenden geraden Streifen beſtimmt iſt.

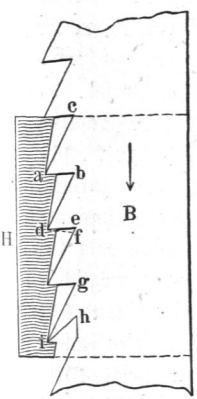
Wenn man mit dieſer Schere ovale Böden zu ſchneiden beabſichtigt, ſo iſt anſtatt des Bügels *B* ein beſonderes ſogenanntes Ovalwerk auf die Schiene *H* zu ſetzen, mit welchem das Blech verbunden wird. Die beſondere Einrichtung eines ſolchen Ovalwerkes ſoll hier nicht näher beſchrieben werden, es möge die Bemerkung genügen, daß durch daſſelbe dem eingeſpannten Bleche außer ſeiner Drehung noch eine geradlinige hin- und zurückgehende Verſchiebung ertheilt wird, wodurch der Drehpunkt dem Scherenangriffe abwechſelnd genähert und wieder davon entfernt wird, wie es zur Erzeugung eines elliptiſchen Umfanges nöthig iſt. Im Weſentlichen beruht das Ovalwerk, wie es meiſtens ausgeführt wird, auf dem in Th. III, 1 näher beſprochenen Getriebe des Ellipſenlenkers, insbeſondere iſt bei demſelben das daſelbſt angeführte Axenkreuz durch zwei ſich rechtwinkelig kreuzende Führungsfurchen verkörpert.

§. 77. **Sägen.** Wie ſchon in §. 53 angedeutet worden, iſt die Entſtehung der ſogenannten Sägeſpäne ein bezeichnendes Merkmal für die Wirkung aller Sägen, welche immer die beabſichtigte Trennung dadurch erzielen, daß ſie eine ihrer Dicke entſprechende Menge des Stoffes in ein mehr oder minder feines Mehl verwandeln. Um den hierdurch herbeigeführten Abfall möglichſt klein zu erhalten, werden daher alle Sägen als Stahlblätter von ſo geringer Dicke ausgeführt, wie ſie mit den Rückſichten auf die Widerſtandsfähigkeit nur irgend verträglich iſt. Wenn die Säge eine hin- und wiederkehrende Bewegung empfängt, ſo erhält dieſelbe die Geſtalt eines genau oder nahezu rechteckigen Blattes, während man für gewiſſe Fälle kreisförmige Blätter verwendet, denen eine ununterbrochene Drehung um ihre feſte Axe

mitgetheilt wird. Nur in vereinzelten Fällen und zu ganz bestimmten Zwecken werden auch Bandsägen angewendet, welche in Form in sich geschlossener endloser Bänder eine ähnliche Bewegung empfangen, wie sie etwa ein über zwei parallele Scheiben geführter offener Betriebsriemen annimmt. In jedem Falle ist ein Rand des Sägeblattes mit den Sägezähnen versehen, d. h. mit Einschnitten von solcher Form, daß die dadurch entstehenden Hervorragungen geeignet sind, das ihnen entgegenstehende Material des zu zerlegenden Körpers abzuscheren. In den weitaus meisten Fällen dienen die Sägen zum Zertheilen von Holz, nur ausnahmsweise verwendet man sie auch zum Trennen von Metallen, und zwar für die weicheren Metalle, sowie für Horn, Elfenbein u. s. w. in der Gestalt kleiner Handsägen, dagegen für Eisen zuweilen auch als größere, durch Maschinenkraft betriebene sogenannte Kalt- oder Warmsägen, je nachdem das Eisen im kalten oder rothwarmen Zustande bearbeitet wird.

Von der Wirkungsweise einer gewöhnlichen Säge, wie sie zum Durchschneiden von Holz vielfache Anwendung findet, gewinnt man leicht aus Fig. 251 eine Anschauung. Das dünne und breite Blatt *B* aus gehärtetem Stahl wirkt bei der durch den Pfeil angedeuteten Bewegung vermittelst seiner Zähne abscherend auf das Holz des Stammes oder Blockes *H* derartig, daß jeder Zahn, wie *abc*, von dem Blocke den schmalen Holzstreifen abschiebt, welcher unterhalb der Fläche *ab* des Zahns sich dessen Bewegung entgegensetzt. Da diese wirkende Fläche des Zahns gegen die Richtung der Bewegung des Blattes genau oder, wie bei *de* angedeutet, doch nahezu senkrecht gestellt ist, so ergiebt sich hieraus, daß die Trennung des Spans, wie bemerkt, durch Abscherung stattfindet. Wenn man trotzdem gewöhnlich von einem Schneiden der Säge spricht, so hat man sich dabei nicht die Spaltwirkung zu denken, welche das Kennzeichen der eigentlichen Schneidwirkung jedes Messers abgiebt; denn zu einer solchen Spaltwirkung würde eine Form der Zähne, wie in *gih* angedeutet, gehören, ähnlich etwa derjenigen, wie sie bei den Hobeleisen der gewöhnlichen Handhobel gebräuchlich ist. Derartig scharfe oder spitze Zähne würden bei den Sägen ganz unbrauchbar sein, da mit ihnen erfahrungsmäßig das sogenannte Verlaufen des dünnen Sägeblattes unvermeidlich verbunden sein würde, dadurch hervorgerufen, daß die Zähne solcher Form ähnlich wie Nadeln sich in das Holz fest einhaken. Man pflegt aus diesem Grunde daher die Angriffsflächen der Zähne entweder genau senkrecht zur Bewegungsrichtung zu

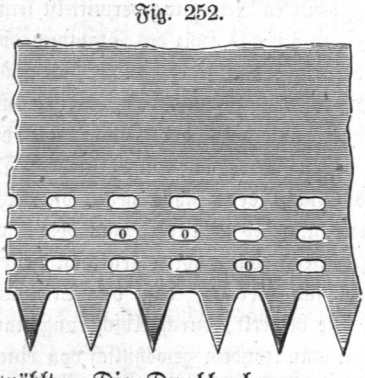
Fig. 251.



bilden, oder doch nur in ſehr geringem Maße, etwa um 5°, von dieſer ſenkrechten Richtung abweichend zu begrenzen.

Es iſt erſichtlich, daß ſo geformte Zähne eine Trennung des Holzes nicht bewirken können, wenn das Blatt die dem Pfeil entgegengeſetzte Bewegung annimmt, und es arbeiten daher alle mit Zähnen nach Fig. 251 verſehenen Sägen immer nur bei dem Hingange, während ſie den Rückgang leer, d. h. ohne Nutzwirkung, vollführen. In dieſer Art wirken alle ſenkrecht bewegten Sägen, und zwar nicht nur die Maſchinen- oder ſogenannten Gatterſägen, ſondern auch die Klobſägen, welche zum Brettſchneiden von je drei Arbeitern bewegt werden, von denen die beiden unter dem frei gelegten Blocke ſtehenden den eigentlichen Schnitt durch Niederziehen der Säge vollführen, während der auf dem Blocke ſtehende außer dem Wiederanheben der Säge nur deren Führung zu beſorgen hat. Auch bei den mancherlei Spann-, Oerter- und Schweifſägen der Holzarbeiter geſchieht das eigentliche Schneiden nur bei dem Vorſchieben der Säge, deren Zurückziehen leer erfolgt. Nur bei den liegend angeordneten Gattern, wie ſie meiſtens nur zum Schneiden dünnerer Hölzer verwendet werden, findet man die Einrichtung ſo, daß die Säge ſowohl bei dem Hingange wie bei dem Rückgange ſchneidet, und zwar wird dies durch eine Form der Zähne nach Fig. 252 ermöglicht. Aus dieſer Figur iſt erſichtlich, daß dieſe Form für eine gute Schneidwirkung nicht beſonders geeignet erſcheint, da die Wirkung der zurückgeneigten Seitenflächen der Zähne mehr eine ſchabende als abſcherende ſein muß; jedenfalls wird zur möglichſten Vermeidung dieſes Uebelſtandes der Winkel an der Spitze dieſer Zähne immer nur klein, etwa gleich 40 bis 45°, gewählt. Die Durchbrechungen *o o* der Blätter zwiſchen den Zähnen ſind hauptſächlich zum Zwecke einer bequemen Schärfung der Säge angeordnet.

Fig. 252.



In anderer Art wird bei den Schrotſägen, wie ſie zum Querſchneiden der Blöcke gebraucht werden, die Schneidwirkung nach beiden Richtungen ermöglicht, indem man den Sägezähnen eine Form nach Art der Fig. 253 oder 254 giebt. Hier kommen die mit *a* bezeichneten Flächen bei der Bewegung in der Richtung des Pfeils zur Wirkung, während bei der entgegengeſetzten Bewegung die Flächen *b* vornehmlich das Abſcheren bewirken können. Da derartige Handſägen hier weniger in Betracht kommen, ſo ſollen im Folgenden hauptſächlich nur die Maſchinenſägen beſprochen werden.

Für die gute Wirkung einer Säge ist nicht nur die Form der Zähne, sondern in erster Reihe auch die dauernd gute Erhaltung derselben von hervorragender Bedeutung. Hierzu gehört zunächst, daß jeder Zahn an der Spitze bei *a*, Fig. 251, in eine scharfe Kante auslaufe, welche bei einer durch den Gebrauch sich einstellenden Abstumpfung durch Nachfeilen in gehöriger Weise stets scharf erhalten wird. Bei diesem Schärfen ist mit größter Sorgfalt darauf zu achten, daß alle Zahnspitzen einer Säge genau in einer und derselben geraden Linie liegen, damit nicht einzelne besonders hervorragende Zähne ungebührlich viel Holz wegzuarbeiten haben, das dann in den betreffenden Zahnlücken nicht den gehörigen Raum finden würde. Auf den hinreichenden Raum für die erzeugten Sägespäne ist überhaupt unter allen Umständen gehörig Bedacht zu nehmen, und der Vorschub, welchen man dem Holze gegen die Säge hin für jeden Schnitt derselben überhaupt geben darf, also die Leistungsfähigkeit der Säge, hängt vorzugsweise von der Geräumigkeit dieser Lücken oder Zwischenräume zwischen den Zähnen ab.

Fig. 253.

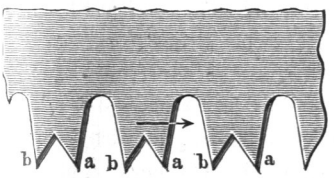
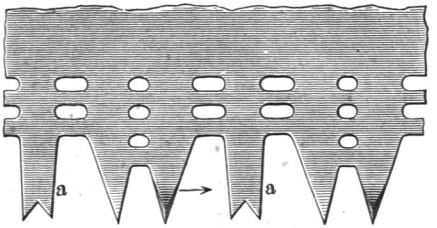


Fig. 254.

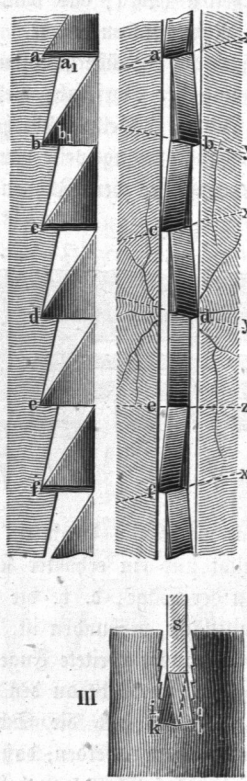


Ein zu geringer Raum für die gebildeten Späne macht sich durch ein Zusammenballen der letzteren kenntlich, womit nicht nur ein erhöhter Kraftverbrauch, sondern immer auch ein Verlaufen der Säge, d. h. die Entstehung einer unsauberen und windschiefen Schnittfläche, verbunden ist.

Würde ferner die von der Säge in dem Holze ausgearbeitete Fuge nur eine Weite haben, welche der Sägendicke gleich wäre, so würde an den breiten Seitenflächen des Blattes durch zwischen dieselben und die Schnittflächen tretende Späne eine so bedeutende Reibung erzeugt werden, daß eine Bewegung überhaupt nicht möglich und ein Brechen des Blattes zu befürchten wäre. Aus diesem Grunde hat man immer dafür zu sorgen, daß die Weite der entstehenden Fuge in dem Holze größer ist als die Sägendicke, und man erreicht dies meistens durch das sogenannte Schränken der Zähne, oder auch dadurch, daß man das Sägeblatt an der hinteren, den Zähnen abgewandten Seite dünner ausführt, als an den Zähnen. Das Schränken der Säge wird in der Art vorgenommen, daß man die Zähne aus der Mittelebene des Blattes abwechselnd nach der einen oder anderen Seite

herausbiegt, wie aus Fig. 255 II erſichtlich iſt. In Folge deſſen entſteht eine Schnittfuge von einer Breite gleich kl, in welcher das Sägeblatt ſich frei und ungehindert bewegen kann. In der Regel pflegt man die Schränkung in ſolchem Betrage vorzunehmen, daß die Schnittfuge eine Weite $b = 1{,}5\,s$ erhält, wenn s die Stärke des Sägeblattes bedeutet. Auch bei dem Schränken der Zähne hat man ſorgfältig darauf zu achten, daß die Spitzen aller nach derſelben Seite gebogenen Zähne genau in gleichem Betrage herausgebogen ſind, um nicht einzelne weiter vorſtehende Spitzen übermäßig zu beanſpruchen. Vielfach pflegt man die Unterfläche der Zähne in gegen die Blattebene geneigter Richtung zu feilen, wie die punktirten Linien x und y anzeigen, um durch die ſchärferen Schneiden, welche dadurch entſtehen, die Trennung des Holzes mit geringerer Kraft bewirken zu können; in dieſem Falle iſt es nöthig, dieſe Neigung für alle Zähne in gleichem Betrage zu wählen, um einen einſeitigen Druck auf das Sägeblatt zu vermeiden, wie er ſich bei ungleicher Neigung einſtellen würde, und gegen welchen das dünne Sägeblatt nicht den genügenden Widerſtand zu leiſten vermöchte. Wenn man, wie es ebenfalls zuweilen gefunden wird, zwiſchen je zwei nach den entgegengeſetzten Seiten gebogenen Zähnen einen Zahn, wie e zwiſchen d und f, ungeſchränkt in der Mittelebene ſtehen läßt, ſo hat man deſſen Unterfläche natürlich ſenkrecht zu der Blattebene zu bearbeiten, wie die punktirte Linie z andeutet.

Fig. 255.



Aus der Betrachtung der Figur erkennt man, daß jeder Zahn eine Trennung des Holzes von dem Sägeblocke ſowohl an der vorderen Kante $a, b, c \ldots$ von der Länge gleich der Blattſtärke s, wie auch zu beiden Seiten entſprechend der Breite ki und lo bewirken muß. In dem Holze bilden ſich während des Schneidens zwiſchen den Zähnen die aus I und III erſichtlichen treppenförmigen Anſätze, da der Stamm während des Niederganges der Säge gegen dieſelbe vorgeſchoben wird. Bezeichnet man mit H die Hubhöhe der Säge und mit t die Theilung der Zähne, ſo ergiebt ſich der Betrag $u = a\,a_1 = b\,b_1 \ldots$,

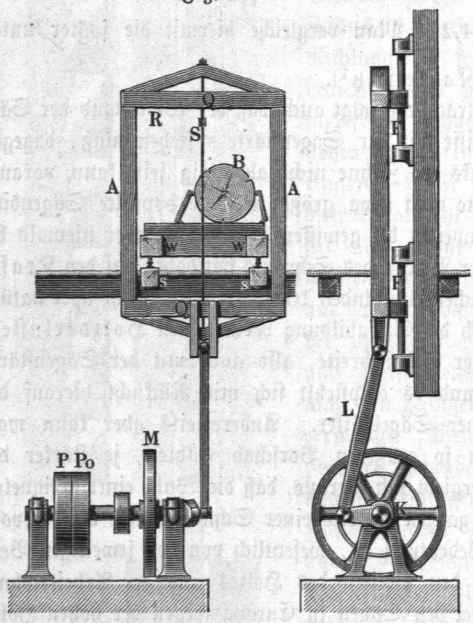
um welchen jeder Zahn in das Holz eindringt, zu $\frac{t}{H}\delta$, wenn der Vorſchub des Blockes für einen Schnitt durch δ bezeichnet wird. Dieſer Vorſchub ſchwankt bei den gewöhnlichen Gatterſägen etwa zwiſchen 3 und 5 mm und man kann daher bei einer durchſchnittlichen Hubhöhe von 0,5 m und einer Entfernung der Zähne gleich 30 mm die Größe u zwiſchen 0,18 und 0,3 mm annehmen. Die Stärke s des Sägeblattes iſt meiſt zwiſchen 1,5 und 2,5 mm bemeſſen, und man darf daher den Widerſtand des Holzes an der vorderen Schneidkante zu demjenigen an den beiden Seiten in dem Verhältniſſe $s : 2u$ vorausſetzen, in welchem die betreffenden Trennungsflächen zu einander ſtehen. Dieſes Verhältniß ergiebt ſich mit den obigen Werthen zu $\frac{1,5}{0,36} = 4,2$ und $\frac{2,5}{0,6} = 4,2$. Man vergleiche hiermit die ſpäter unten angeführten Angaben von Kankelwitz[1]).

Aus der vorſtehenden Betrachtung folgt auch, daß der Widerſtand der Säge im unmittelbaren Verhältniſſe mit der Sägenſtärke s ſtehen muß, dagegen von der Größe des Schranks der Zähne nicht abhängig ſein kann, vorausgeſetzt, daß die Schnittbreite nicht etwa größer als die doppelte Sägendicke gewählt wird, was wohl zuweilen bei gewiſſen Handſägen, aber niemals bei Gatterſägen vorkommt. Der Betrag des Schranks hat daher auf den Kraftverbrauch unter ſonſt gleichen Umſtänden keinen Einfluß, wohl aber natürlich auf die Größe des durch die Spanbildung verurſachten Holzverluſtes. Dieſer Verluſt ſteht mit der Schnittbreite, alſo auch mit der Sägenſtärke im geraden Verhältniſſe, und es empfiehlt ſich mit Rückſicht hierauf die Anwendung möglichſt dünner Sägeblätter. Andererſeits aber kann man erfahrungsmäßig einen um ſo größeren Vorſchub wählen, je ſtärker die Sägenblätter ſind, und es ergiebt ſich hieraus, daß die Wahl einer geeigneten Sägendicke, welche für den ganzen Betrieb einer Schneidemühle von hervorragender wirthſchaftlicher Bedeutung iſt, weſentlich von den jeweiligen Verhältniſſen, namentlich von den Preiſen des Holzes und der Arbeitslöhne, abhängt. So findet man bei den Sägen in Europa wegen der hohen Holzpreiſe durchſchnittlich viel geringere Blattſtärken in Anwendung gebracht, als in Amerika, wo alle Verhältniſſe dazu zwingen, von den Sägewerken möglichſt große Leiſtungen zu erlangen, wenn auch der Verſchnitt an dem weniger koſtbaren Holze dabei größer ausfällt. Hiermit ſteht es auch im Zuſammenhange, daß man in den Vereinigten Staaten das Schneiden der Bretter hauptſächlich mittelſt der Kreisſägen bewirkt, während man bei uns zu dieſem Zwecke den Gattern den Vorzug giebt, deren Sägen viel dünner ſein können, als die großen zum Trennen der Stämme dienenden Kreisſägen.

[1]) Ztſchr. d. Ver. deutſch. Ing. 1862.

§. 78. **Gatter.** Da die Sägeblätter bei ihrer geringen Dicke nur Zugkräften, nicht aber Druckkräften ausgeſetzt werden können, ſo werden alle durch Maſchinenkraft bewegten Blattſägen in Rahmen, die ſogenannten Gatter, eingeſpannt, denen durch Kurbeln die erforderliche hin- und hergehende Bewegung ertheilt wird; nur die kleinſten Sägen zu gewiſſen Schweifarbeiten erhalten zuweilen ihre Bewegung unmittelbar, ohne in ein beſonderes Gatter eingeſpannt zu ſein. Ihrer Lage und Aufſtellung nach unterſcheidet man die verticalen oder ſtehenden Gatter von den horizontalen oder liegenden, welche letzteren immer nur mit einer Säge arbeiten, während man die ſtehenden Gatter ebenſowohl mit nur einer wie mit einer größeren Anzahl parallel neben einander eingehängter Sägen verſieht. Danach unterſcheidet man einfache Gatter, d. h. ſolche mit nur einer Säge, und Vollgatter oder Bundgatter, ſo genannt, weil bei ihnen ein ganzes Bund Sägen (bis zu 16 Stück) angewendet werden kann. Nach der Art ihrer Ausführung können die einfachen Gatter entweder Mittelgatter oder Seitengatter ſein, je nachdem ſie die Säge im Inneren des Rahmens oder zur Seite deſſelben erhalten.

Fig. 256.



In Fig. 256 iſt ein einfaches hölzernes Gatter mit Aufhängung der Säge *S* in der Mitte des Rahmens *R* dargeſtellt, wie daſſelbe hauptſächlich zum Schneiden von Balken und Bohlen aus dem Blocke *B* verwendet wird. Der Gatterrahmen beſteht aus den beiden ſenkrechten Stielen *A*, welche oben und unten durch die verſteiften Querriegel *Q* verbunden ſind. Die an ihren Enden durch die Angeln erfaßte Säge erhält ihre kräftige Anſpannung durch eine Schraubenmutter an der oberen Angel. Durch vier cylindriſche oder prismatiſche Geradführungslineale *F* wird das Gatter in den Eckpunkten genau ſenkrecht geführt, und es erhält die auf- und abgehende Bewegung durch die Kurbelwelle *K* mittelſt der an dem unteren

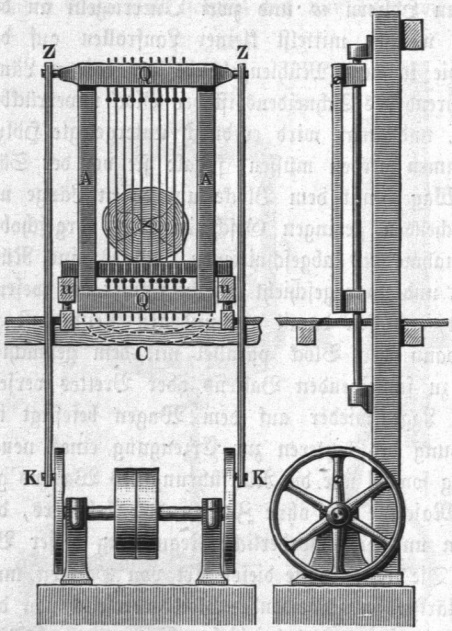
Querriegel angreifenden Lenkerſtange *L*. Den Betrieb empfängt die Kurbelwelle immer durch Riemen, da bei der ſchnellen Umdrehung der Antrieb durch Zahnräder ausgeſchloſſen iſt. Die Figur läßt die Lagerung der Kurbelwelle auf den gut fundirten Lagerböcken erkennen; auf derſelben iſt neben der feſten Betriebsſcheibe *P* die loſe Riemſcheibe P_0 behufs des Ausrückens, ſowie das Schwungrad *M* zur Ausgleichung der Bewegung angebracht; auch wird von der Kurbelwelle in der Regel in einer noch zu beſprechenden Art die Vorſchiebebewegung des Blockes bewirkt. Der zu ſchneidende Block findet bei dieſem Gatter ſeine Unterſtützung auf dem ſogenannten Wagen, d. h. einem aus zwei langen Hölzern *w* und zwei Querriegeln an den Enden gebildeten Rahmen, welcher mittelſt kleiner Laufrollen auf den Schienen *s* geführt wird, die in dem Mühlengebäude der ganzen Länge nach feſt gelagert ſind. Während des Schneidens iſt der Block unverrückbar auf dieſem Wagen befeſtigt, und zwar wird er durch untergelegte Hölzer unterſtützt, welche weggenommen werden müſſen, ſobald ſie vor der Säge ankommen. Nachdem der Wagen mit dem Blocke um deſſen Länge mit der dem Schneiden entſprechenden geringen Geſchwindigkeit vorgeſchoben worden iſt, wird nach Wegnahme des abgeſchnittenen Stückes eine Rückführung des Wagens bewirkt, und zwar geſchieht dieſelbe immer mit weſentlich größerer Geſchwindigkeit, um den damit verbundenen Zeitverluſt zu vermindern. Nachdem alsdann der Block parallel mit dem gemachten Schnitte um die Dicke des zu ſchneidenden Balkens oder Brettes verſetzt worden und in der neuen Lage wieder auf dem Wagen befeſtigt iſt, erfolgt die erneute Vorſchiebung des letzteren zur Erzeugung eines neuen Schnittes. Die Vorſchiebung ſowohl wie die Rückführung des Wagens geſchieht ſelbſtthätig durch die Maſchine und ohne Zuthun des Arbeiters, der nur das Ein- und Ausrücken und die erforderliche Regulirung dieſer Bewegungen zu beſorgen hat. Die lichte Weite dieſer Art von Gattern muß ſo bemeſſen ſein, daß der ſtärkſte zu ſchneidende Block jederſeits von der Säge Raum findet, und daher pflegt man bei dieſen Gattern zweckmäßig den Wagen innerhalb der Stiele *A* und der die Führungen tragenden Gatterſäulen anzuordnen.

Die Abmeſſungen der einzelnen Theile des Rahmens ſind nicht ſowohl nach der von der Lenkerſtange ausgeübten Kraft, ſondern nach der Spannung zu bemeſſen, welche der Säge ertheilt werden muß, um einen möglichſt guten und ebenen Schnitt zu erzielen. Für gewöhnliche Verhältniſſe genügt zu dem Ende eine Stärke der aus leichten Nadelhölzern gebildeten Stiele *A* von etwa 0,1 m, während die Querhäupter meiſt aus Eſchen- oder Weißbuchenholz in einer Stärke bis zu 0,2 m gemacht werden und zu ihrer Verſtärkung in der angedeuteten Art mit Streben verſehen werden. Die lichte Höhe des Rahmens richtet ſich nach der Dicke der ſtärkſten zu

ſchneidenden Blöcke und nach dem Hube der Säge, welcher für dieſe Gatter zwiſchen 0,4 und 0,5 m beträgt. Um die Wirkungen der ſchwingenden Maſſen möglichſt gering zu erhalten, gilt es als Regel, die Abmeſſungen des Rahmens ſo knapp wie möglich zu wählen.

Während die Rahmen für eine Säge immer aus Holz gefertigt werden, bietet dieſes Material für die Vollgatter nicht mehr die genügende Feſtigkeit dar, wenigſtens gilt dies für die Querriegel, welche den bedeutenden Zug aller Sägen auszuhalten haben, um ſo mehr, als hier eine Verſteifung durch Streben nicht gut thunlich iſt, da die Querriegel nach Fig. 257 hier wagerechte Flächen zur Aufnahme der Keile haben müſſen, mit denen bei dieſen Gattern die Sägenangeln angeſpannt werden. Zu dieſem Zwecke pflegt man jedes Querhaupt aus zwei parallel neben einander liegenden hochkantigen Schienen von Schmiedeeiſen oder beſſer Stahl zu bilden, derart, daß die Angeln der Sägen durch den Schlitz zwiſchen dieſen Schienen hindurchtreten. Die Stiele *A* auch dieſer Gatter werden häufig aus Holz gefertigt, doch wendet man auch hierzu bei größeren Abmeſſungen und Sägenzahlen Schmiedeeiſen, und zwar der Leichtigkeit wegen zweckmäßig in Röhrenform an. Die Rückſicht auf möglichſte Leichtigkeit wird vornehmlich bei den Vollgattern veranlaſſen, die lichte Weite und Höhe thunlichſt einzuſchränken, und man wird daher hier paſſend die Wagenhölzer *w* außerhalb der Gatterſtiele anordnen, um möglichſt den ganzen inneren Raum des Gatters für die Sägen verwendbar zu haben.

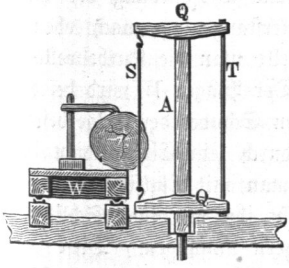
Fig. 257.



Will man auch dieſes Gatter durch eine Lenkerſtange bewegen, ſo kann man ſich eines Bügels bedienen, wie er in der Figur punktirt angegeben und mit *C* bezeichnet iſt, der an dem in der Mitte befindlichen Zapfen von der Lenkerſtange ergriffen wird. Da indeſſen hierdurch das Gewicht des Gatterrahmens nicht unerheblich vergrößert wird, ſo empfiehlt ſich ſtatt deſſen die

Anwendung von zwei Lenkerſtangen, welche die an dem oberen Querhaupte angebrachten beiden Zapfen *Z* ergreifen. Dieſe Anordnung, welche allerdings eine ſehr gute Ausführung, namentlich eine genaue Uebereinſtimmung der beiden Kurbeln *k* in Bezug auf Länge und Stellung erfordert, bietet noch den beſonderen Vortheil dar, daß dabei die Lenkerſtangen eine größere Länge annehmen, und hierdurch ihr Ausſchlag und der damit verknüpfte Seitendruck herabgezogen wird. Auch fällt das auf ein Ecken in den Führungen wirkende Drehungsmoment hierbei kleiner aus, welches ſich dann einſtellt, wenn die Sägen nicht ganz ſymmetriſch zur Mitte vertheilt ſind. Daß die Sägen nicht nur genau unter ſich parallel eingehängt werden müſſen, ſondern daß ihre Richtung auch vollkommen mit der Richtung der Führungen übereinſtimmen muß, iſt ohne Weiteres klar. Zu dieſem Zwecke dient an jedem Ende der Sägen ein ſogenanntes Regiſter, beſtehend aus je zwei Querſtangen, welche zum Zuſammenpreſſen von hölzernen Zwiſchenſtücken von genau beſtimmter Dicke zwiſchen den Sägen dienen. Der Vorſchub des auf dem Wagen befeſtigten Blockes geſchieht in der bei dem einfachen Gatter beſprochenen Art und es iſt erſichtlich, daß mit einem einmaligen Vorſchub der Block ſofort in die gewünſchte Anzahl von Brettern zerlegt iſt, deren Dicke durch die Stärke der in dem Regiſter enthaltenen Zwiſchenſtücke beſtimmt iſt. Demgemäß eignen ſich die Vollgatter vorzugsweiſe zum Brettſchneiden, wenn es darauf ankommt, eine größere Anzahl von Blöcken in übereinſtimmender Art in dünnere Bretter zu trennen. Da eine Veränderung der Sägen in Bezug auf ihre Zahl oder gegenſeitige Stellung immer mit einem längeren Zeitverluſte verbunden iſt, während welcher Zeit die Thätigkeit des Gatters unterbrochen iſt, ſo wird der Vortheil von Vollgattern weniger erheblich ſein, wenn die Dicken der zu ſchneidenden Hölzer einem häufigeren Wechſel unterliegen; in ſolchen Fällen ſind die einfachen Gatter vortheilhafter zu verwenden.

Fig. 258.

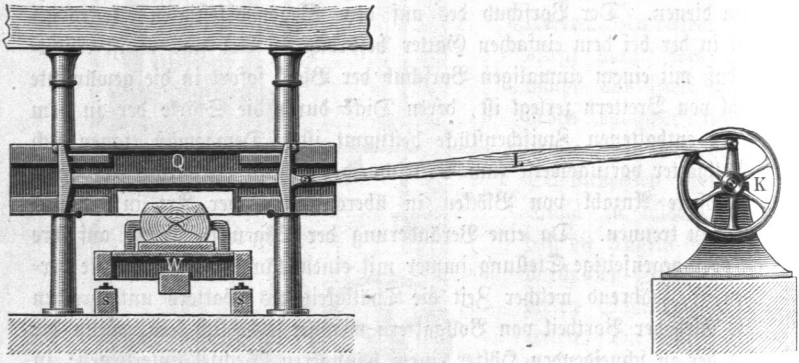


In welcher Art die Ausführung eines Seitengatters zu denken iſt, ergiebt ſich aus Fig. 258. Hierbei beſteht der Rahmen in ähnlicher Art, wie bei den bekannten Handſägen, aus einem mittleren Stege *A*, welcher an jedem Ende einen Querſteg aufnimmt, und die an der einen Langſeite eingehängte Säge *S* erhält ihre Spannung durch die an der anderen Langſeite vorhandene Spannſtange *T* mittelſt einer Schraube. Es iſt erſichtlich, daß der zur Aufnahme des Blockes dienende Wagen *W* hierbei an hinreichend vielen Stellen mit feſten Querriegeln zwiſchen den Lang-

hölzern verſehen ſein kann, da dieſer Wagen ganz außerhalb der Säge liegend angeordnet iſt.

In gleicher Art werden auch immer die **horizontalen Gatter** in der Form von Seitengattern ausgeführt, wie aus Fig. 259 zu erſehen iſt. Hierbei findet ſich indeſſen die weſentliche Abweichung, daß der Block ein für allemal unverrückbar feſt auf dem Wagen *W* liegt; man muß daher, wenn es ſich darum handelt, nach Vollführung eines Schnittes ein neues Brett von dem feſtliegenden Blocke abzutrennen, das Gatter mit Einſchluß ſeiner Führungen um einen der Dicke des zu ſchneidenden Brettes entſprechenden Betrag ſenken. Um dies zu ermöglichen, ſind die vier Führungen des Gatters an einem ſtarken Querſtücke *Q* befeſtigt, welches durch zwei an den beiden Seiten angebrachte Schraubenſpindeln einer parallelen Verſtellung genau in dem gewünſchten Maße befähigt iſt. Da die treibende Kurbelwelle *k* jedoch feſt gelagert ſein muß, ſo wird man in

Fig. 259.

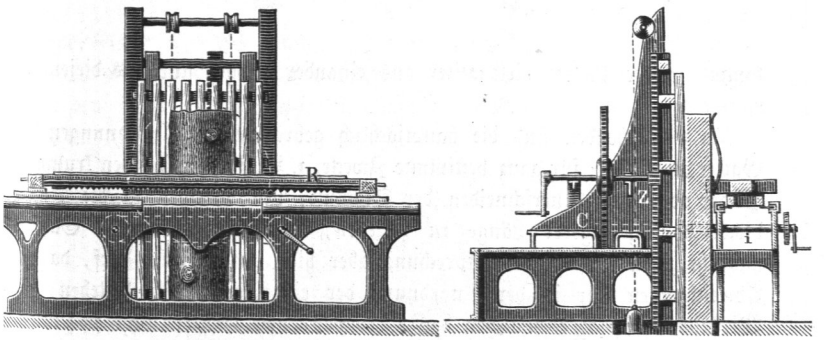


dieſem Falle immer eine verhältnißmäßig ſehr lange Lenkerſtange *L* verwenden müſſen, damit die durch die ſenkrechte Verſchiebung des Gatters veranlaßte Ausweichung der mittleren Lenkerſtangenlage nach oben oder unten nur mäßig ausfällt. Selbſtredend ſtellt man die Kurbelwelle *k* in die Höhe der mittleren Lage des Zapfens. Der Wagen *W* wird bei dieſem Gatter wegen des ſeitlich auf ihn ausgeübten Schubes der Säge beſonders ſchwer zu machen ſein, weil derſelbe nur durch ſein Eigengewicht dieſem Schube zu widerſtehen vermag; auch pflegt man mit Rückſicht hierauf dem Wagen keine Laufrollen zu geben, ſondern läßt ihn wie einen Schlitten die gut befeſtigten Schienen *s* mittelſt Gleitlagern umfangen. Dieſe Gatter werden vorzugsweiſe zum Schneiden dünnerer Bretter aus beſſeren Hölzern verwendet.

Zu den horizontalen Gattern gehören auch die Fournirſägen, welche die dünnen Holzblätter zu erzeugen haben, wie man ſie aus beſſeren Hölzern

ſchneidet, um damit Möbel und andere Holzwaaren aus gewöhnlichem Holze zu bekleiden. Bei dieſen Gattern iſt der Gatterrahmen *R*, Fig. 260, in einer wagerechten Ebene angebracht, während das zu ſchneidende Holz in ſenkrechter Bewegung vor der Säge emporſteigt. Dieſe Anordnung bietet wegen der immer nur geringen Länge der zu zerſchneidenden Blöcke, welche ſelten mehr als 3 m betragen wird, keine beſonderen Schwierigkeiten dar. Das Holz wird an einem ſenkrechten Lattenrahmen befeſtigt, oftmals durch Anleimen, um es bis zum letzten Reſt aufarbeiten zu können. Wird nun dieſer Rahmen mit Hülfe der Zahnſtange *Z* und entſprechender Triebräder langſam aufwärts bewegt, ſo trennt die Säge das gewünſchte Fournir davon ab, welches wegen ſeiner ſehr geringen Dicke, 0,5 bis 1 mm, ſich ſogleich derartig von der Säge abbiegt, daß ein Schränken des Blattes hierbei nicht erforderlich iſt, ein Umſtand, welcher bei den meiſt ſehr theuren zu Fourniren verarbeiteten Hölzern weſentlich in Betracht kommt. Die Anſtellung zu

Fig. 260.

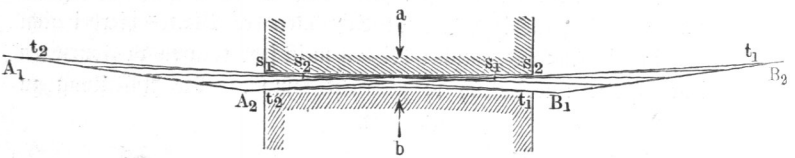


einem neuen Schnitt geſchieht hierbei, nachdem das Fournir beſeitigt und der Wagen wieder niedergelaſſen worden, dadurch, daß der Wagen ſammt ſeiner Führung auf einem Schlitten *C* angebracht iſt, welcher mittelſt zweier Schrauben *i* auf dem Untergeſtell verſchoben und ſomit der Säge in dem verlangten geringen Maße genähert werden kann.

Den Führungsſchienen pflegt man zuweilen bei den liegenden Gattern eine geringe Neigung gegen einander zu geben, Fig. 261 (a. f. S.), wodurch ein ſogenannter Kreisſchnitt erzielt wird, welcher eine beſſere Herausführung der Sägeſpäne und damit einen leichteren Gang des Gatters zum Zwecke hat. Daß durch dieſe Neigung ein bogenförmiger Schnitt erzeugt wird, erkennt man leicht, wenn man, wie in der Figur geſchehen iſt, die Stellung der ſo geführten Säge in verſchiedenen Lagen zeichnet. Alle dieſe Lagen umhüllen dann eine gewiſſe krumme Linie, nach welcher das Holz bearbeitet wird. Hierbei iſt es für die möglichſte Ausnutzung der Säge keineswegs

gleichgültig, in welcher Richtung der Holzblock gegen die Säge geführt wird. Geſchieht dies nämlich in der Richtung des Pfeils a, ſo kommt in der Lage der Säge $A_1 B_1$ deren Punkt s_1 und in der Lage $A_2 B_2$ der Punkt s_2 zum Angriff, und es wird daher nur das kurze Stück zwiſchen s_1 und s_2 zur Wirkung gebracht, womit ein baldiges Abſtumpfen der Zähne und ein ſchneller Verbrauch der Säge in Verbindung ſteht. Es muß daher vortheilhafter erſcheinen, die Zuführung des Holzes in der entgegengeſetzten, durch den Pfeil b dargeſtellten Richtung vorzunehmen, bei welcher Anordnung in der Lage $A_1 B_1$ der Punkt t_1 und in der Lage $A_2 B_2$ derjenige t_2 zur Wirkung

Fig. 261.



kommt, welche Punkte viel weiter aus einander gelegen ſind, als diejenigen s_1 und s_2.

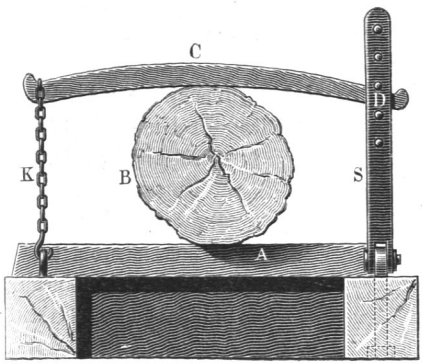
Im Vorſtehenden ſind die hauptſächlich gebräuchlichen Anordnungen der Gatter angeführt; für ganz beſtimmte Zwecke, z. B. zum Schneiden krummer Hölzer oder zum Querſchneiden der Stämme, um dieſelben in die Sägeblöcke von geringerer Länge zu zerlegen, kommen abweichende Gatterausführungen vor, deren Beſprechung aber hier unterbleiben darf, da die Abweichungen nur in der Anordnung der einzelnen Theile beſtehen, die Wirkungsweiſe aber von der der vorbeſchriebenen Gatter nicht weſentlich verſchieden iſt.

§. 79. **Befeſtigung des Holzes.** Der zu ſchneidende Block wird, wie aus dem Vorhergegangenen ſchon erſichtlich iſt, meiſtens auf einem Blockwagen gelagert, auf welchem er genügend feſtgehalten werden muß, um ſeine Lage in Folge der Sägenwirkung nicht zu verändern. Bei dem Blockwagen der gewöhnlichen ſtehenden Gatter legt man den Block B zu dem Ende auf Unterlagshölzer A, Fig. 262, welche auf die Langbäume des Wagens W gelegt werden, und man hält den Block entweder durch die bekannten eiſernen Klammern der Zimmerleute oder durch einfache Blockhalter von der in der Figur dargeſtellten Beſchaffenheit feſt. Hierin bedeutet C einen biegſamen Holzſtab, welcher bei D an der Schiene S ſeinen Halt findet, wenn das andere Ende durch die Kette K feſt angeſpannt wird.

Bei den liegenden Gattern bedient man ſich in der Regel der nach der Art von Schraubzwingen wirkenden Spannkloben K, Fig. 263, welche von

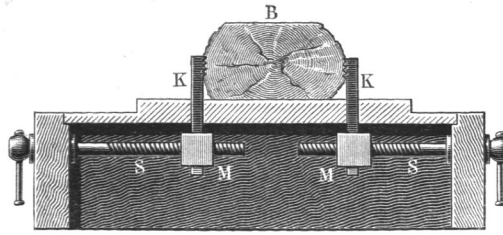
beiden Seiten mit ihren ſcharfzähnigen Enden den Block zwiſchen ſich einklemmen, ſobald ſie durch die Schrauben S feſt angezogen werden. Die in Querführungen geleiteten Kloben erhalten natürlich zu dieſem Zwecke in dem unteren Theile das Muttergewinde M für die Schrauben.

Fig. 262.



Bemerkenswerth iſt die Befeſtigung des Blockes B auf dem Wagen W des Seitengatters, Fig. 264 (a. f. S.), durch eine einfache, loſe auf den mit dem Wagen feſt verbundenen cylindriſchen Stab S geſchobene Klaue K. Es genügt zur Befeſtigung des Blockes hierbei, die Klaue K mit einem leichten Hammerſchlage auf den Block zu ſetzen, indem die an dem Stabe S auftretende Reibung eine Löſung der Klaue wirkſam

Fig. 263.



verhindert. Um dies zu erkennen, denke man ſich in A eine beliebig große aufwärts gerichtete Kraft P von dem Blocke auf die Klammer K ausgeübt, wodurch eine Löſung der letzteren angeſtrebt wird. In Folge dieſer Kraft wird die Klammer mit ihrem Auge feſt gegen den Ständer S gepreßt, und zwar werden in den Kanten bei a und b Kräfte gegen den Ständer ausgeübt, gegen welche der letztere mit gleichen und entgegengeſetzten Kräften R zurückwirkt. Iſt h der ſenkrechte Abſtand dieſer Kräfte oder die Höhe des Auges, ſo findet ſich die Größe der Preſſungen an dem Ständer zu $R = P\,\frac{l}{h}$, wenn l die Länge der Klaue bis zur Mitte des Auges vorſtellt. Die in Folge dieſer Preſſungen bei a und b rege gemachten Reibungen fR ſetzen ſich der Verſchiebung der Klaue entgegen, und eine ſolche Verſchiebung wird

nicht eintreten können, ſo lange dieſe beiden Reibungen zuſammen den Werth der verſchiebenden Kraft P überſteigen. Man hat daher für den Grenzfall der Gleichheit die Beziehung:

$$P = 2fR = 2fP\frac{l}{h},$$

woraus als die zu erfüllende Bedingung $h < 2fl$ folgt, wenn die Klammer an der ſelbſtändigen Löſung verhindert ſein ſoll. Setzt man ein Reibungsverhältniß $f = 0{,}12$ voraus, ſo hat man die Höhe des Auges h kleiner als $0{,}24\,l$ zu machen; in dieſem Falle wird eine ſelbſtändige Löſung verhindert werden, wie groß auch der in A wirkende Druck P ſein möge. Von dieſer Wirkung durch Klemmung macht man in den Gewerben und bei Maſchinen einen vielfältigen Gebrauch. Man kann auch ohne Rechnung durch eine einfache Zeichnung ſich von der klemmenden Wirkung einer ſolchen oder ähnlichen Vorrichtung leicht überzeugen. Zieht man nämlich in a und b die Geraden ao und bo, welche unter dem zugehörigen Reibungswinkel gegen die wagerechten Richtungen geneigt ſind, ſo iſt ein ſelbſtändiges Löſen der Klammer ſo lange unmöglich, ſo lange der Durchſchnittspunkt o dieſer Richtungen zwiſchen das Ende A und den Ständer S fällt. Um eine Bewegung der Klammer überhaupt unter dem Einfluſſe der in A angreifenden Kraft P zu ermöglichen, müßte man dem Auge mindeſtens eine Höhe h_0

Fig. 264.

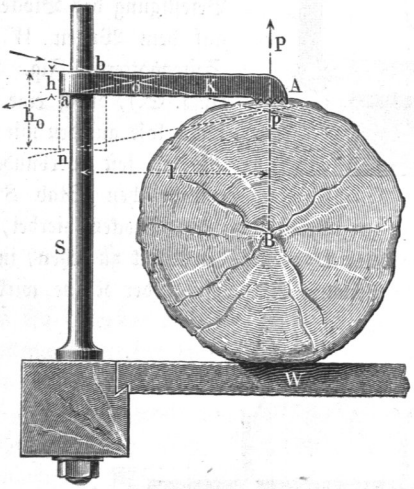
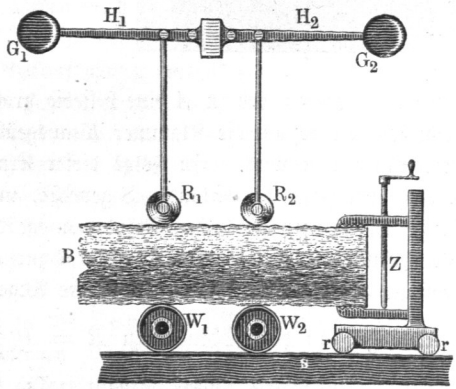


Fig. 265.



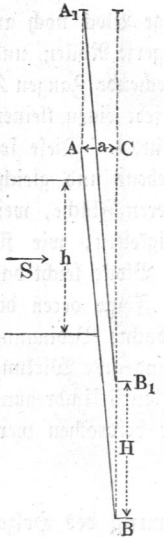
geben, welche ſich ergiebt, wenn man durch p die mit ao parallele Gerade pn zieht.

Die mit der Anordnung des langen und ſchweren Blockwagens verbundenen Uebelſtände ſind die Veranlaſſung geweſen, den Wagen bei Vollgattern ganz wegzulaſſen und den Block ſelbſt auf zwei feſten Walzen zu führen, welche vor und hinter dem Gatter im Fußboden der Mühle oder an den Ständern des Geſtelles gelagert ſind. W_1 und W_2, Fig. 265, ſtellen ſolche Walzen vor; der Block B wird auf dieſe Walzen durch die mittelſt der Hebel H und Gewichte G belaſteten Rollen R kräftig niedergedrückt, um ein Ausweichen nach oben wirkſam zu verhüten. Außerdem findet der lange Block noch an mehreren Stellen Unterſtützungen durch feſte unter ihm gelagerte Rollen, und endlich werden die beiden Enden des Blockes zwiſchen entſprechende Zangen Z geſpannt, welche mit Laufrollen r verſehen ſind, ſo daß ſie jede einen kleinen Karren bilden, der auf den Schienen s ſeine Führung findet. Dieſe ſogenannten Walzengatter erfordern eine einigermaßen ebene und gleichmäßige Beſchaffenheit des Blockes an der oberen und unteren Fläche, weil ſonſt einzelne, ſtark einſeitig hervortretende Unregelmäßigkeiten, wie ſie namentlich durch Aeſte des Holzes dargeſtellt werden, dem Blocke leicht das Beſtreben einer Drehung um eine Längsaxe ertheilen, in Folge deren die Sägen ſtarken Reibungen ausgeſetzt ſind. Wenn die gedachte Bedingung erfüllt iſt, zeichnen ſich die Walzengatter durch Einfachheit und gute Wirkung aus. Die Bewegung des Blockes geſchieht hierbei einfach durch Umdrehung der Walzen W_1 und W_2, wie in dem Folgenden näher beſprochen werden wird.

Zuführung des Holzes. In Betreff der Zuführung des Holzes zu den Sägen hat man eine ununterbrochene Vorſchiebung von einer abſetzenden oder ruckweiſen zu unterſcheiden. Die letztere, welche bei den älteren Gattern faſt ausſchließlich angewendet wurde, geſchieht derartig, daß den Sägen für jeden Schnitt, d. h. bei jeder Umdrehung der Kurbel, der Block um den einem Schnitte entſprechenden Betrag zugeſchoben wird. Die hierzu erforderliche Bewegung wird dem mit einer Zahnſtange verſehenen Blockwagen entweder durch den Gatterrahmen oder mittelſt eines auf der Kurbelwelle angebrachten Excenters ertheilt, und zwar in der Regel in derjenigen Zeit, während welcher das Gatter im Aufſteigen begriffen iſt, während alſo nicht geſchnitten wird. Eine ſolche Vorſchiebung des Holzes während des Aufganges der Sägen würde nicht möglich ſein, wenn man die Sägen in dem Gatter genau ſenkrecht, d. h. ſo einhängen wollte, daß die gerade Linie, in welcher ſämmtliche Zahnſpitzen gelegen ſind, mit der Bewegungsrichtung übereinſtimmt; denn mit einer derartigen Aufhängung würde durch die Vorwärtsbewegung des Blockes eine unzuläſſige §. 80.

Preſſung deſſelben gegen die Sägen verbunden ſein, welche hierbei das ihnen zugeführte Holz nicht fortzuſchneiden vermögen. Dieſem Uebelſtande begegnet man in einfacher Weiſe dadurch, daß man den Sägen einen gewiſſen Ueberhang giebt, d. h. indem man ſie gegen die Senkrechte derartig neigt, daß das obere Ende der Säge über das untere um einen gewiſſen Betrag $AC = a$, Fig. 266, nach vorn, d. h. nach dem Holze hin, vortritt. Die Größe a dieſes Ueberhängens ergiebt ſich aus folgender Betrachtung.

Fig. 266.



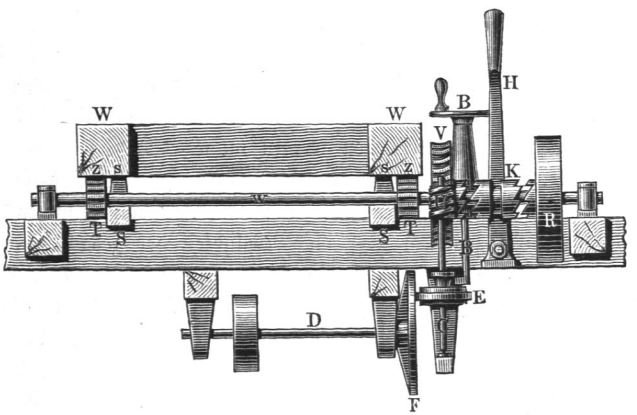
Iſt l die ganze ſenkrecht gemeſſene Länge der Säge, alſo der Neigungswinkel der Säge gegen das Loth durch $tg\,\alpha = \frac{a}{l}$ beſtimmt, ſo entfernt ſich die Säge bei dem ſenkrechten Aufſteigen um die Hubhöhe H des Gatters, wobei ſie aus AB in die Lage A_1B_1 geräth, von dem Blocke um einen Betrag, welcher durch $\delta = \frac{H}{l}\,a$ gegeben iſt. Es iſt daher hierdurch die Möglichkeit geboten, den Block um dieſelbe Größe δ während des Gatteraufganges vorzuſchieben, in welchem Falle das Holz nach wie vor mit der Säge in Berührung bleibt, ohne gegen dieſelbe eine Preſſung auszuüben. Bei dem darauf erfolgenden Niedergange des Gatters findet alsdann das Schneiden des Holzes um dieſen Betrag δ ſtatt, ohne daß dem Blocke währenddeſſen ein Vorſchub ertheilt werden muß.

Nach dem Vorſtehenden iſt die Größe des Ueberhanges der Säge $a = \frac{l}{H}\,\delta$ unabhängig von der Dicke des zu zerlegenden Blockes, dagegen abhängig von der Größe des Vorſchubes δ. Hiermit iſt ein gewiſſer Uebelſtand verbunden, welcher ſich daraus ergiebt, daß die Größe des Vorſchubes in der Regel je nach dem Widerſtande des Holzes oder der verwendbaren Kraft veränderlich gemacht zu werden pflegt. Denkt man ſich nämlich den Ueberhang entſprechend dem größten Vorſchube δ_1 zu $a = \frac{l}{H}\,\delta_1$ gewählt, ſo wird bei einer Verringerung deſſelben von δ_1 zu δ_2 offenbar die Säge, die ſich bei dem Aufgange um die Größe δ_1 von dem Holze entfernte, erſt einen beſtimmten Weg $H_0 = \frac{l}{a}\,(\delta_1 - \delta_2)$ leer durchlaufen, ehe ihre Zähne zum Schnitte kommen, und es muß hiermit eine ungleichmäßige Abnutzung der Säge verbunden ſein, die dann hauptſächlich in dem oberen Theile zur Wirkung kommt.

Die abſetzende Bewegung des Wagens hat noch den anderen Nachtheil im Gefolge, daß dabei die beträchtliche Maſſe des Wagens und Blockes in jeder Minute etwa 150- bis 200mal in Bewegung verſetzt werden muß, um ebenſo oft wieder in Ruhe zu kommen, womit nicht nur ein nutzloſer Arbeitsaufwand, ſondern auch eine zitternde Bewegung des Wagens verbunden iſt, die für die Schönheit der Schnittfläche nachtheilig iſt. Deswegen iſt man in der neueren Zeit meiſtens dazu übergegangen, dem Blocke eine ununterbrochene Vorſchiebebewegung zu ertheilen. Es geht aus dem Vorſtehenden hervor, daß auch in dieſem Falle die Sägen oben übergehängt werden müſſen, doch wird der Betrag dieſes Ueberhängens hier nur halb ſo groß zu ſein brauchen, als oben gefunden, alſo durch $a = \frac{1}{2}\frac{l}{H}\delta$ beſtimmt ſein, da das während des Gatterniederganges der Säge dargebotene Holz von dieſer unmittelbar fortgeſchnitten wird. Daraus folgt denn weiter auch, daß der aus einer Veränderung des Vorſchubes entſtehende Nachtheil einer ungleichmäßigen Abnutzung der Sägen hier in viel geringerem Maße ſich geltend macht.

Die Art, wie der langſame Vorſchub des Wagens und deſſen ſchneller Rücklauf bewirkt wird, iſt aus Fig. 267 zu erſehen. Der Wagen

Fig. 267.



trägt auf der Unterſeite an ſeinen Langbäumen W prismatiſche Schienen s, welche ihre Führung in Rollen finden, die in die ſogenannten Straßbäume S eingelaſſen ſind; zuweilen giebt man wohl auch umgekehrt die Rollen dem Wagen und befeſtigt die Schienen auf den Straßbäumen. Eine an jedem Wagenbaum angebrachte Zahnſtange z giebt die Gelegenheit, dem Wagen die erforderliche Bewegung durch die Umdrehung einer mit paſſenden

Getrieben T verſehenen Wagenſchiebewelle w zu ertheilen. Dieſe Bewegung wird der Vorſchiebewelle w durch das Rad V langſam für den Vorſchub und durch die Riemſcheibe R ſchnell für den Rücklauf ertheilt, zu welchem Ende dieſe beiden Räder V und R loſe drehbar auf der Welle w ſitzen, und die Mitnahme der letzteren durch die auf einer Feder verſchiebliche Kuppelungsmuffe K erfolgt. Je nachdem dieſe Muffe bei der Verſchiebung durch einen Hebel mit ihren Zähnen in die an dem Rade V oder an der Scheibe R befindlichen Zähne eingreift, erfolgt die Umdrehung der Wagenſchiebewelle durch V langſam nach der einen Richtung, oder durch R ſchneller in der entgegengeſetzten Richtung. Es muß bemerkt werden, daß, während die Bewegung des Rades V für den Vorſchub immer durch die Kurbelwelle des Gatters in der noch näher zu erläuternden Art zu geſchehen pflegt, es dagegen räthlich iſt, den Betrieb der Rücklaufſcheibe R anſtatt von der Gatterwelle von der Hauptbetriebswelle der Mühle abzuleiten, da das Gatter häufig nach erfolgtem Schnitte ausgerückt wird. Die genannte Anordnung geſtattet dann immer noch ein Rückführen des Wagens, ohne daß währenddeſſen das Gatter leer mit umlaufen muß.

In Fig. 267 iſt auch die Art der Bewegung des Wagens für ununterbrochenen Vorſchub dargeſtellt, wie ſie in neuerer Zeit mehrfach angewendet wird. Das die Wagenvorſchiebewelle antreibende Rad V iſt als Schneckenrad ausgeführt, in welches die Schraube ohne Ende U auf der ſtehenden Hülfswelle C eingreift. Die letztere erhält ihre Bewegung von der liegenden Zwiſchenwelle D aus vermittelſt der beiden Frictionsſcheiben F und E, welche Uebertragung eine bequeme Veränderung der Vorſchubgeſchwindigkeit dadurch ermöglicht, daß die Scheibe E auf der ſtehenden Welle C mittelſt der Schraubenſpindel B verſchoben werden kann. Solche Frictionsſcheiben auf zwei zu einander ſenkrechten Wellen ſollten zwar zur Erzielung eines richtigen Bewegungsübertrages kegelförmig nach Art von coniſchen Rädern ausgeführt werden, wodurch aber die Möglichkeit der gedachten einfachen Geſchwindigkeitsveränderung durch Verſchiebung der Scheibe E aufgehoben werden würde; man pflegt daher die gedachte Anordnung einer ebenen Planſcheibe F und einer cylindriſchen Scheibe E vorzuziehen, was bei der geringen hiermit zu übertragenden Kraft um ſo mehr unbedenklich erſcheint, als man dabei die Breite der Scheibe E ſehr gering wählen darf. Durch eine auf das Ende der Zwiſchenwelle D wirkende Feder erzielt man den zur Bewegungsübertragung erforderlichen Druck der beiden Scheiben gegen einander. Wie durch den Umſteuerhebel H die Verſchiebung der Zahnkuppelung K und damit die Hervorbringung einer ſchnelleren Rücklaufsbewegung bewirkt werden kann, wurde bereits vorſtehend angegeben.

Wenn der Block einen abſetzenden Vorſchub erhalten ſoll, ſo bedient man ſich anſtatt des Schraubenrades auf der Vorſchiebewelle w eines Schalt-

rades *S*, Fig. 268, in deſſen Zähne die mit dem ſchwingenden Hebel *H* verbundene Schaltklinke in bekannter Art eingreift. Der Schalthebel kann ſeine Schwingung unmittelbar von dem Gatterrahmen oder durch ein Excenter auf der Kurbelwelle erhalten, deſſen Schubſtange *T* den Arm *A* des Hebels ergreift. Will man hierbei den Vorſchub veränderlich machen, ſo kann dies durch Verſchiebung des Angriffspunktes der Excenterſtange auf dem Hebelarme *A* geſchehen, da bei einem beſtimmten Hube des Excenters der Winkelausſchlag des Schalthebels *H* natürlich um ſo größer ausfällt, je näher der Angriffspunkt *A* an dem Drehpunkte gelegen iſt. Es liegt in der Natur der Bewegung eines ſolchen Schaltrades, daß hierbei die Veränderung nicht eine beliebige ſein, ſondern daß dieſelbe ſtets nur um den einer Zahntheilung entſprechenden Winkelbetrag ſtattfinden kann. Soll nun dieſer Winkelbetrag klein werden, wie es für eine geeignete Regelung des Vorſchubes wünſchenswerth iſt, ſo erhält man dabei eine ſo geringe Theilung der Schaltzähne, daß nicht nur deren Feſtigkeit, ſondern auch die Sicherheit der Schaltung dadurch gefährdet erſcheint. Man bedient ſich deshalb in der Regel des Mittels einer mehrfachen Schaltklinke, deren Einrichtung aus Fig. 269 hervorgeht. Die ganze Klinke beſteht aus den drei in einander geſchachtelten Theilen *A*, *B* und *C*, deren Treibkanten um den dritten Theil der Zahntheilung des Schaltrades von einander abſtehen. In Wirklichkeit wird immer nur eine dieſer Klinken, deren Kante gerade gegen einen Zahn ſtößt, die Bewegung veranlaſſen, und es iſt erſichtlich, wie vermöge dieſer Einrichtung dem Schaltrade Drehungen ertheilt werden können, die ſich von

Fig. 268.

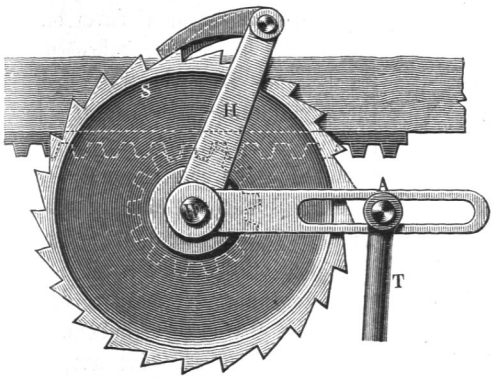
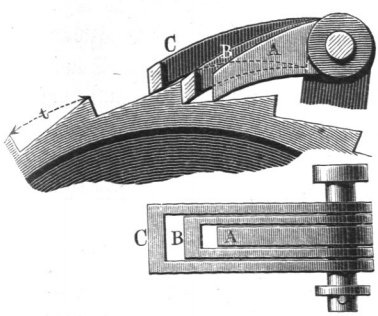


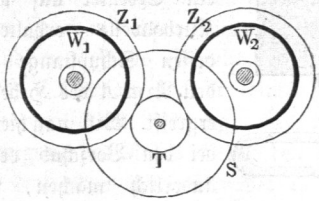
Fig. 269.



einander nur um $^1/_3\,t$ unterſcheiden, wenn t den einer Zahntheilung zugehörigen Winkelbetrag vorſtellt.

Auch bei den oben angeführten Gattern mit Walzenvorſchub pflegt man häufig einen abſetzenden Betrieb ähnlich dem zuletzt beſprochenen anzuwenden. Hier wird der Vorſchub durch die Umdrehung der beiden unterſtützenden Walzen W_1 und W_2, Fig. 270, nach derſelben Richtung herbeigeführt, indem man in die beiden auf den Walzen befindlichen Zähnräder Z_1 und Z_2 von gleicher Zähnezahl ein gemeinſames Getriebe T eingreifen läßt, welches die Bewegung durch ein Schaltrad S erhält.

Fig. 270.



Wenn man dieſes letztere als ein Reibungsrad anordnet, ſo iſt es natürlich auch möglich, den Vorſchub um einen beliebigen Betrag zu verändern. Dieſe Reibungsſchaltwerke können in verſchiedener Weiſe ausgeführt werden, am einfachſten ſo, daß in eine im Umfange des Rades ausgedrehte Nuth von V förmigem Querſchnitte die Schaltklinke ſich einlegt, welche ſo geformt und geſtellt iſt, daß ſie ſich bei der Schwingung des Schalthebels nach der einen Richtung in der Nuth feſtklemmt und daher das Rad mit herumführt, während ſie bei der Rückſchwingung loſe in der Nuth gleiten kann.

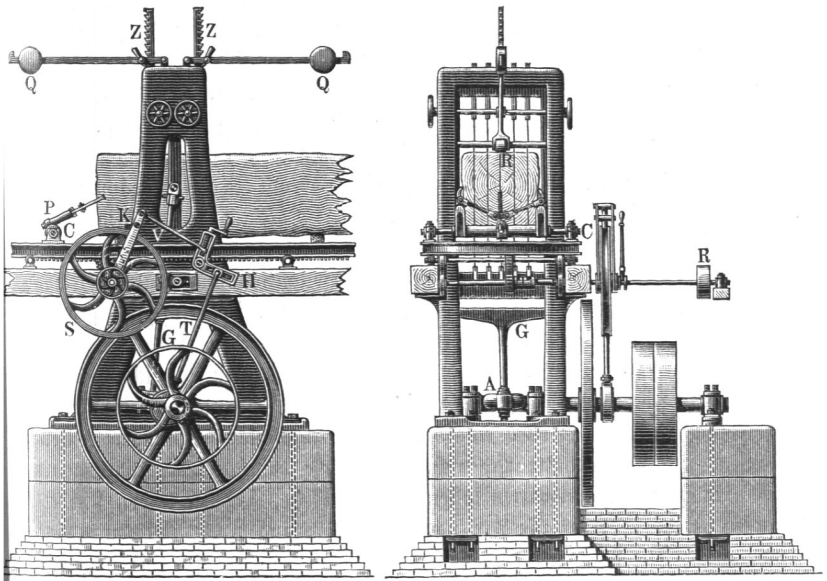
Die Vorſchiebegeſchwindigkeit iſt ſelbſtredend immer nur ſo gering, daß die Säge im Stande iſt, das dargebotene Holz in Späne zu verwandeln. Je nach der Dicke und Härte des Blockes, der Dicke der Sägeblätter und der Hubhöhe des Gatters ſchwankt der Vorſchub für jeden Schnitt etwa zwiſchen 2 und 5 mm, die Geſchwindigkeit des Rücklaufes wählt man etwa zwiſchen 0,1 und 0,2 m in der Secunde. Die Länge der Blöcke beträgt für Bretter meiſt nicht mehr als 4 m, ſteigt jedoch für Balken unter Umſtänden bis zu 15 m, ſo daß die Zeit eines Rückganges, während welcher das Gatter nicht arbeitet, etwa 1 und 2 Minuten beträgt.

§. 81. Ausführungen. Die einfachen Gatter, wie ſie in früherer Zeit allein gebräuchlich waren und auch heute noch vielfach gefunden werden, ſind großentheils in Holz ausgeführt, dies gilt insbeſondere von dem *Gatterrahmen*, dem *Blockwagen* und den die Führungen aufnehmenden *Gerüſtſtändern*. Die letzteren werden dabei nicht nur mit den Balken der Erdgeſchoßdecke, auf welcher die *Straße des Wagens* angebracht wird, und welche als der eigentliche Arbeitsboden anzuſehen iſt, ſondern auch mit dem Dachgebälk der Mühle verbunden, während die Kurbelwelle auf einem beſonderen Fundamente aufgeſtellt wird. Auch Vollgatter hat man vielfach in ähnlicher Art ausgeführt, nur daß dabei, wie ſchon bemerkt wurde, der

Gatterrahmen aus Eisen ausgeführt wird. Diese Einrichtung dürfte der Hauptsache nach aus den Figuren 256 und 257 ersichtlich sein.

In neuerer Zeit hat man vielfach auch das Gestell der Vollgatter ganz in Eisen und zwar so ausgeführt, daß dasselbe sowohl die Führungen wie die Lager der Kurbelwelle aufnimmt und für sich allein genügende Standfähigkeit besitzt, um einer Verbindung mit dem Gebäude nicht zu bedürfen, vorausgesetzt, daß es auf ein hinreichend tiefes und schweres Fundamentmauerwerk gesetzt und mit diesem durch Anker verbunden wird. Die Vortheile, welche diese Anordnung hinsichtlich der dauernd richtigen Stellung

Fig. 271.



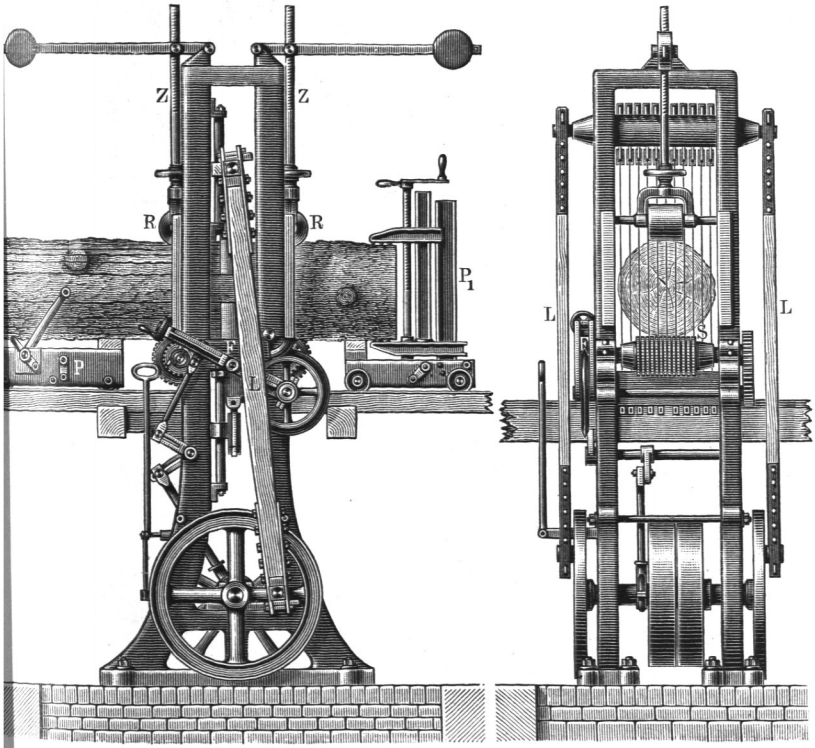
aller Theile zu einander bietet, liegen auf der Hand. Auch der Blockwagen wird bei diesen Gattern vielfach aus Eisen gebildet, wie das durch Fig. 271 dargestellte Gatter von Th. Robinson & Son in Rochdale zeigt. Bei dieser Maschine ist eine gekröpfte Welle A verwendet, welche in drei Lagern geführt ist, um einen ruhigeren Gang zu erzielen. Die Lenkerstange ist hier durch eine eiserne Gabel G gebildet, welche den Rahmen in den Mitten seiner Stiele angreift. Hierdurch wird zwar die Höhe des ganzen Baues wesentlich verringert, doch muß die beträchtliche schwingende Masse der gabelförmigen Lenkerstange bei dem schnellen Gange solcher Gatter zu gewichtigen Bedenken veranlassen. Der Blockwagen ist ebenfalls aus Eisen hergestellt, die Schienen von E-förmigem Querschnitte tragen unterhalb Zahnstangen,

in welche die Zahnrädchen auf der Vorſchiebewelle eingreifen. Wie die letztere ihre ruckweiſe Umdrehung von einer Vorgelegswelle erhält, iſt aus der Figur erſichtlich, ebenſo wie die Bewegung dieſer Welle von einem Excenter der Kurbelwelle, deſſen Stange den Winkelhebel H in Schwingung verſetzt. Zur Schaltung iſt hierbei die an dem Schalthebel H angebrachte Reibungsklinke K benutzt, welche ſich bei der Vorwärtsbewegung des Hebels feſt in die V-förmige Nuthe von S einklemmt. Die Veränderung des Vorſchubes kann in Folge dieſer Anordnung um einen beliebigen Betrag vorgenommen werden, und es iſt dies durch die Schlitze in den Armen des Winkelhebels H ermöglicht, welche eine Veränderung der Hebelarme von T ſowohl wie von V geſtatten. In lothrechter Ebene iſt der Block durch mit den Gewichten Q belaſtete Druckrollen R geſichert, welche Belaſtung eine gewiſſe Nachgiebigkeit der Rollen gewährt, ſo daß dieſelben den Hervorragungen und äſtigen Stellen des Holzes folgen können. Das freie Ende des Blockes iſt zwiſchen die beiden Backen eines Spannklobens P geſpannt, welcher auf der Queraxe C einer ſeitlichen Verſtellung befähigt iſt, um hierdurch die Möglichkeit zu geben, bis zu gewiſſem Grade etwaigen Krümmungen des Blockes mit den Sägen zu folgen. Der Rücklauf des Wagens kann durch die Riemſcheibe R bewirkt werden.

In Fig. 272 iſt ein ebenfalls eiſernes Vollgatter mit Walzenvorſchub aus der Maſchinenfabrik von E. Kirchner & Co. in Leipzig dargeſtellt. Nur die Lenkerſtangen L, deren zwei angeordnet worden, ſind hier zweckmäßig aus Holz gemacht, um die ſchwingenden Maſſen möglichſt klein zu erhalten. Die Anwendung zweier Schwungräder, die gleichmäßige Beanſpruchung zu beiden Seiten und der geringe Ausſchlag der langen Lenkerſtangen ſind vortheilhafte Eigenſchaften, welche bei dieſer Ausführungsart einen ruhigen Gang erwarten laſſen, vorausgeſetzt, daß die beiden Kurbelzapfen genau in einer zur Axe parallelen Linie angebracht und durch eine vorzügliche Befeſtigung der Schwungräder auf der Axe für die dauernde Erhaltung dieſer richtigen Lage genügend geſorgt iſt. Die Walzen, auf denen der Block ruht, ſind hier aus einer größeren Anzahl gezahnter Scheiben S gebildet, die Bewegung derſelben durch eine excentriſche Scheibe und das Reibungsſchaltwerk F iſt in ganz ähnlicher Art, wie bei dem vorhergehenden Gatter der Wagenvorſchub, ausgeführt. Auch in der Anordnung der Druckrollen R herrſcht viele Uebereinſtimmung, nur ſind hier die Druckſtangen Z als Schrauben, in Fig. 271 dagegen als gezahnte Stangen ausgeführt, um den verſchiedenen Blockſtärken entſprechend die Druckrollen in die richtige Höhenlage bringen zu können. Die kleinen Karren zur Aufnahme der Zangen für die Enden des Blockes ſind mit P und P_1 bezeichnet, bei dem am hinteren Ende angewandten P_1 iſt die Zange mittelſt einer Schraubenſpindel aus dem ſchon angegebenen Grunde zu einer Querverſchie-

bung befähigt. Der abſetzende Vorſchub wird bei den Gattern der genannten Fabrik während des Niederganges vorgenommen, ſo daß alſo ein Ueberhängen der Sägen nicht erforderlich iſt. In Folge dieſer Anordnung ſoll die Sägenſchärfe länger andauern, was wohl mit dem Uebelſtande zuſammenhängen wird, der ſich nach dem früher Bemerkten dann einſtellt, wenn der

Fig. 272.

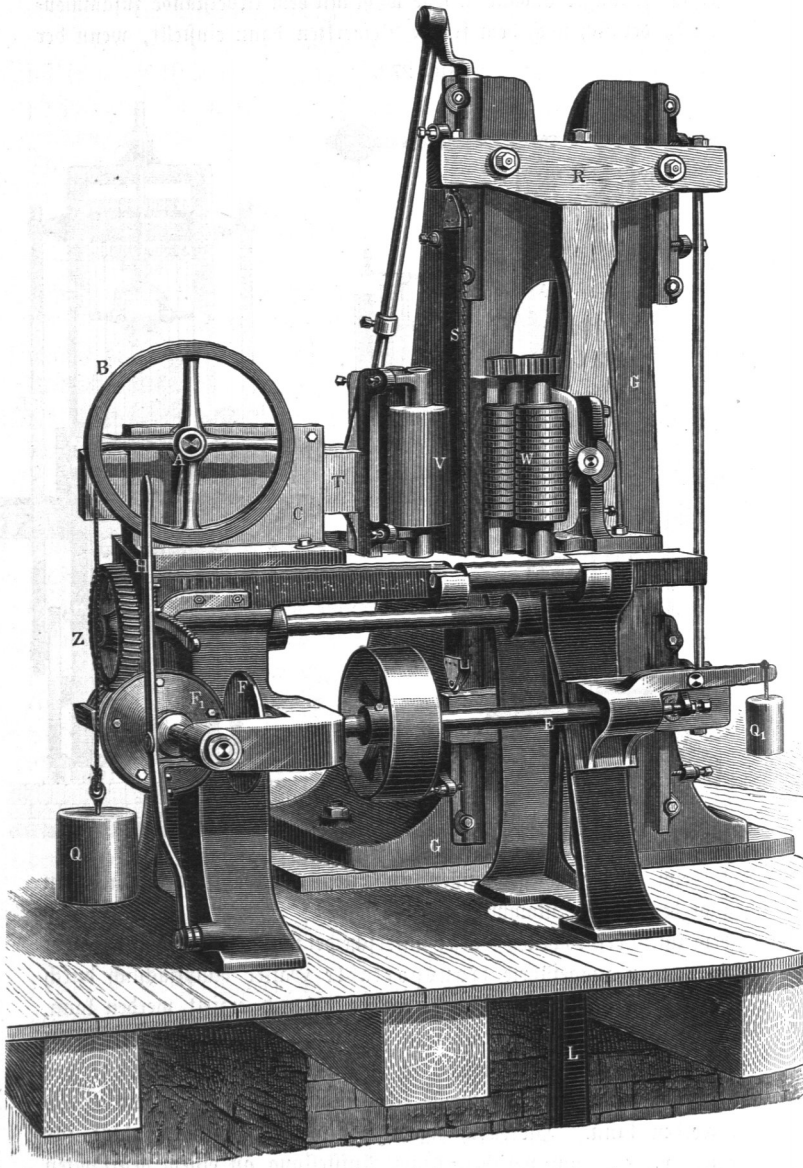


Vorſchub beim Aufgange genommen und kleiner gewählt wird, als dem Durchhange der Sägen zukommt.

Von dem zuletzt beſprochenen Gatter unterſcheidet ſich das von S. Worſſam & Co. in London ausgeführte transportable Gatter hauptſächlich durch die geringere Höhe des ganzen Baues, welche dadurch erzielt werden kann, daß die Kurbelwelle außer der Kurbel an dem einen Ende noch in der Mitte mit einer Kröpfung verſehen wird, ſo daß der Antrieb zur Seite des Gatters vorgenommen und die Welle ſelbſt unmittelbar unter dem Blocke gelagert werden kann. Hierdurch eignet ſich dieſe Bauart beſonders für ſolche Fälle, wo eine nur vorübergehende Aufſtellung an einem beſtimmten

Orte erforderlich ist und eine leichte Versetzbarkeit daher sehr wünschenswerth ist. Das ganze Maschinengestell darf in solchem Falle zur Ver-

Fig. 273.



meidung jeglicher Mauerarbeiten auf einen kräftigen Schwellenrahmen geſtellt werden, welcher durch Pfähle oder in ſonſt geeigneter Art ſchnell befeſtigt werden kann. Man bezeichnet ſolche Gatter ihrer leichten Verſetzbarkeit wegen als transportable Gatter, ſie finden hauptſächlich in Forſten Verwendung, um das gefällte Holz in unmittelbarer Nähe des Schlagortes ſchneiden zu können und den umſtändlichen Transport der Stämme auf größere Entfernungen zu umgehen.

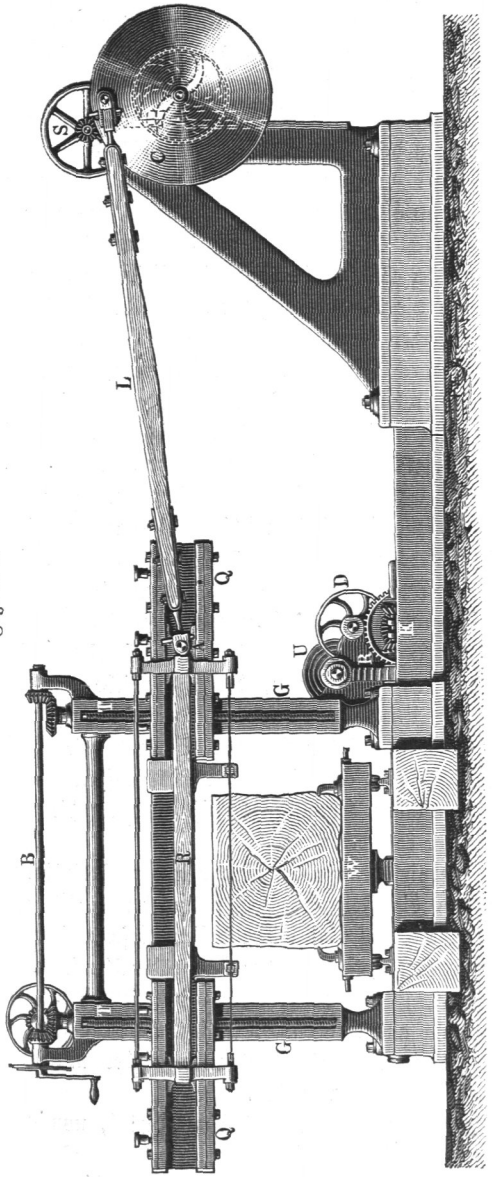


Fig. 274.

In Fig. 273 iſt ein Seitengatter von E. Kirchner & Co. dargeſtellt, wie es dazu verwendet wird, um bereits geſchnittene Bohlen oder Bretter in dünnere Theile zu trennen, auch aus den ſeitlichen Abfällen der Stämme, den ſogen. Schwarten, noch dünnere Bretter zu gewinnen, weshalb derartige Sägen wohl als Schwarten- oder auch als Trennſägen bezeichnet werden. Der der Hauptſache nach aus

Holz hergeſtellte Rahmen R findet ſeine genaue Führung in dem eiſernen Geſtelle G und erhält von einer unterhalb aufgeſtellten Kurbelwelle die Bewegung durch die Lenkerſtange L. Das Holz wird der Säge S in Form des zu zertrennenden Brettes oder der Schwarte durch zwei Paare ſtehender Walzen zugeführt, von denen diejenigen W eine ſtetige Vorſchiebebewegung vermittelſt des Schneckenrades Z und des Frictionswinkelgetriebes F von der Zwiſchenwelle E erhalten. Die vorderen Walzen V dagegen ſind in dem Schieber T gelagert, welcher in dem Führungsſtücke C verſchieblich iſt, um vermittelſt der Axe A und einer Zahnſtange durch ein an der Schnurrolle B wirkendes Gewicht Q mit einem beſtimmten Drucke gegen das Holz angepreßt zu werden. Das Gewicht Q_1 erzeugt den zur Bewegungsübertragung erforderlichen Druck zwiſchen der Planſcheibe F und der Reibrolle F_1, welche letztere mittelſt des Hebels H zur Veränderung der Vorſchiebegeſchwindigkeit auf ihrer Welle verſchoben werden kann.

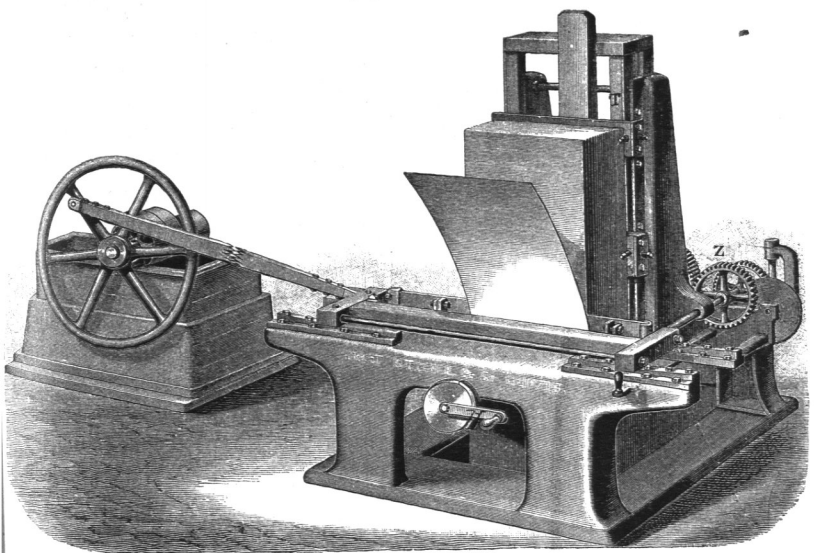
Ein Horizontalgatter iſt durch Fig. 274 (a. v. S.) verdeutlicht. Die Bewegung des hölzernen Sägerahmens R erfolgt durch die gleichfalls hölzerne Lenkerſtange L von dem in der Scheibe C befeſtigten Kurbelzapfen, und es iſt hierbei die Axe dieſer Kurbel in Lagern geführt, welche mittelſt der Schraubenvorrichtung S ſenkrecht verſchoben werden können, um die Mitte der Kurbelwelle ſtets in gleiche Höhe mit dem Gatterzapfen A einſtellen zu können. Die ſenkrechte Verſtellung des die Führungsſchienen tragenden Querrahmens Q an den eiſernen Gerüſtſtändern G geſchieht in ähnlicher Art durch die Schrauben T mittelſt zweier Kegelräderpaare von der Querwelle B aus. Der Vorſchub des Blockwagens W erfolgt mittelſt der in der Mitte angebrachten Zahnſtange, deren Getriebe durch das Schneckenrad R eine ſtetige Umdrehung erhält. Zur Veränderung der Vorſchiebegeſchwindigkeit iſt hier auf der Axe der Schraube die Stufenſcheibe U angebracht; die Einrichtung einer ſchnelleren Rücklaufbewegung des Wagens mittelſt der verſchieblichen Kuppelungsmuffe K durch die Riemſcheibe D wurde bereits früher beſprochen.

In Fig. 275 iſt eine Fournirſäge von E. Kirchner dargeſtellt, bei welcher der Holzblock, aus dem die Fournire geſchnitten werden ſollen, an dem ſenkrecht geführten Tiſche T befeſtigt wird, deſſen Aufwärtsbewegung mittelſt einer Zahnſtange durch Vermittelung der Zahnräder Z erfolgt. Um dieſe Bewegung zu erleichtern, iſt der ganze Tiſch, einſchließlich des Holzblockes, durch ein Gegengewicht ausgeglichen. Die ſeitliche Verſtellung des Tiſches gegen die Säge kann durch eine Schraubenſpindel mittelſt der Handkurbel H ſehr genau vorgenommen werden.

Man hat auch das Sägegatter, anſtatt durch eine Kurbel, unmittelbar durch einen Dampfkolben bewegt, mit deſſen Kolbenſtange das obere Querhaupt des ſenkrechten Gatters verbunden iſt, ſo daß letzteres genau die auf- und

niedergehende Bewegung des Dampfkolbens annimmt, und man nennt dieſe Gatter **Dampfgatter**. In Fig. 276 (a. f. S.), welche der Allgemeinen Maſchinenlehre von Rühlmann entnommen wurde, iſt ein ſolches Gatter nach einer Ausführung von Cockerill in Seraing der Hauptſache nach dargeſtellt. Der eiſerne Rahmen iſt mittelſt des Querhauptes B an die Kolbenſtange des Dampfcylinders C angeſchloſſen, welcher oberhalb des Rahmens auf einen feſten Querträger Q geſtellt iſt. Zwei an dem oberen Querriegel des Rahmens befindliche Zapfen A übertragen durch die Lenkerſtangen L die Bewegung auf die Kurbelzapfen der über dem Dampfcylinder gelagerten Hülfsrotationswelle, welche nicht nur dazu dient, den Steuerungsſchieber

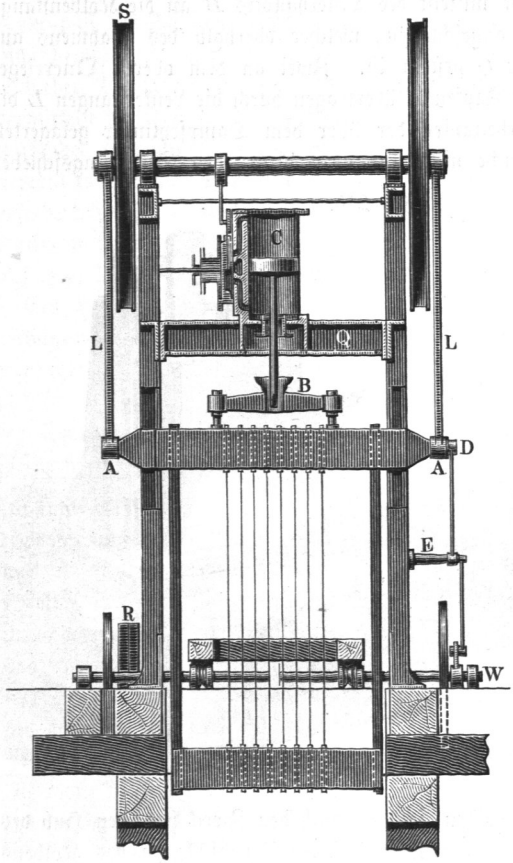
Fig. 275.



des Dampfcylinders zu bewegen, ſondern auch den Zweck hat, den Hub des Kolbens und Gatters zu begrenzen, ſo daß ein Durchſchlagen des Kolbens unmöglich gemacht wird. Die Vorſchiebung des Wagens iſt eine abſetzende, und es iſt leicht erſichtlich, wie durch den Zapfen D mittelſt eines um den Bolzen E ſchwingenden Zwiſchenhebels die Schaltklinke bewegt werden kann, die dem auf der Wagenſchiebewelle W ſitzenden Schaltrade ihre abſetzende Umdrehung mittheilt. Zur Erzielung eines ſchnellen Rücklaufes dient ein von dem Schwungrade S auf die Riemſcheibe R geführter Riemen. Derartige Dampfgatter haben ſich nur wenig Verbreitung verſchaffen können. Die Gründe hierzu ſind theilweiſe in der vertheuerten Anlage ſowie in der ſchwierigen Wartung und Beaufſichtigung der hoch gelegenen Dampfmaſchine

zu ſuchen, theilweiſe in dem Umſtande, daß die Geſchwindigkeit des Gatterrahmens immer eine größere iſt, als mit einer guten Wirkung des Dampfkolbens verträglich erſcheint, denn die Geſchwindigkeit der Sägen pflegt man durchſchnittlich zu 3 m und darüber anzunehmen.

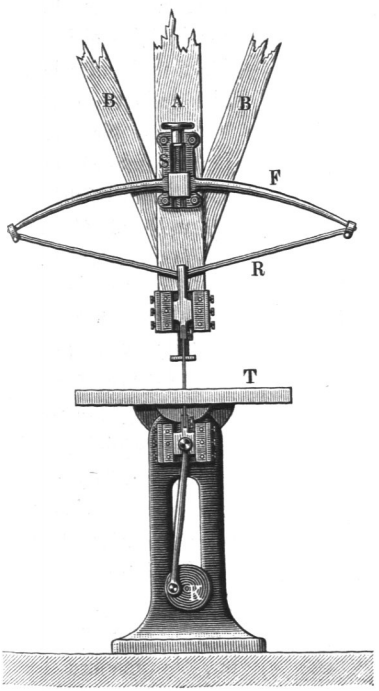
Fig. 276.



Für die feinen Sägearbeiten, wie ſie bei der Darſtellung von allerlei aus dünnen Hölzern geſchnittenen Artikeln, z. B. bei der Erzeugung ſogenannter eingelegter Arbeiten, nöthig ſind, hat man wohl auch anſtatt der bekannten Laubſägen für Handbetrieb kleine Maſchinenſägen ausgeführt. Dieſe als Ausſchneid- oder Decoupirſägen bekannten Maſchinchen werden in der Regel ohne einen beſonderen Rahmen ausgeführt, indem bei ihnen das feine Sägenblatt an beiden Enden in Gleitſtücken einer Geradführung befeſtigt wird, von denen das untere Gleitſtück unmittelbar ſeine Bewegung von der Lenkerſtange einer ſchnell bewegten Kurbel empfängt. Da, wie ſchon früher bemerkt worden, das Sägeblatt nur einem Zuge, nicht aber einer Schubkraft ausgeſetzt werden kann, unter deren Einwirkung es ſich durchbiegen müßte, ſo erzielt man bei allen derartigen Maſchinen den Aufgang der Säge durch die Zugkraft einer Feder, welche mit dem oberen Gleitſtücke verbunden iſt und bei dem Niedergange der Säge jedesmal entſprechend geſpannt wird. Die Fig. 277 zeigt eine ſolche Säge von Robinſon, bei welcher eine Blattfeder F mittelſt des Riemens R das obere Gleitſtück der

Säge emporzieht, wenn die das untere Gleitſtück bewegende Kurbel K die untere Todtlage überſchritten hat. Die geringe Widerſtandsfähigkeit des immer nur ſehr ſchmalen Sägeblattes erfordert eine genaue Regelung der der Feder zu gebenden Spannung, weil bei übermäßiger Spannung ſich ſehr häufig Brüche der Säge einſtellen. Zum Zwecke dieſer Spannungsregelung iſt die Schraube S angebracht, durch welche die Feder F nach Erfordern geſpannt werden kann. Zur Befeſtigung der Feder und des oberen Führungsſtückes dient der mit der Decke durch Streben B verbundene Stiel A, während der Tiſch T zur Aufnahme des Arbeitsſtückes vorgeſehen iſt.

Fig. 277.



Häufig richtet man auch die Tiſchplatte dieſer Sägen derartig verſtellbar ein, daß ihr eine gewiſſe Neigung gegen den Horizont gegeben werden kann, wie in der Fig. 278 (a. f. S.) durch die Punktirung angedeutet iſt. Hierbei iſt das obere Gleitſtück der Säge mit dem die Federkraft empfangenden Hebel H verbunden, und ein von dieſem ſchwingenden Hebel bewegter Kolben in dem kleinen Luftcylinder L bewirkt vermittelſt des Röhrchens r durch den austretenden Luftſtrom das Fortblaſen der gebildeten Sägeſpäne, um eine ſtete Führung des auszuſchneidenden Holzes genau nach der auf demſelben zuvor gemachten Vorzeichnung zu ermöglichen.

Man hat in neuerer Zeit auch Gatterſägen zum Schneiden von Eiſen und anderen Metallen im kalten Zuſtande ausgeführt. In Fig. 279 (a. S. 411) iſt eine ſolche Kaltſäge von Craven & Bollé dargeſtellt. Der die Säge aufnehmende Rahmen R erhält ſeine auf- und niedergehende Bewegung in dem ſtarken eiſernen Geſtelle G durch den um A ſchwingenden Hebel H mittelſt der an deſſen Ende angeſchloſſenen Schubſtange S. Dieſer Hebel wird in Schwingungen verſetzt durch einen in dem Rade B angebrachten Kurbelzapfen K, der ein in dem Schlitze des Hebels H bewegliches Gleitſtück erfaßt. Durch dieſe Anordnung, welche nach Th. III, 1

als ein oscillirendes Kurbelſchleifengetriebe zu bezeichnen iſt, wird erzielt, daß die Säge bei dem leeren Aufgange ſich ſchneller bewegt, als bei dem Niedergange, während deſſen das Schneiden erfolgt. In Betreff der Verhältniſſe dieſes Getriebes, welches auch bei anderen Arbeitsmaſchinen, ſo z. B. bei den ſpäter zu beſprechenden Hobelmaſchinen, Verwendung findet, kann auf das in Th. III, 1 darüber Geſagte verwieſen werden. Die Arbeitsgeſchwindigkeit dieſer Metallſägen muß natürlich immer viel geringer gewählt werden, als die von Holzſägen, und es wird dem entſprechend durch die Zahnräder B und C eine Verlangſamung der Bewegung zwiſchen der Vorgelegswelle D und der Kurbel bewirkt. Das Arbeitsſtück wird auf dem Schlitten T befeſtigt, welcher durch eine Schraubenſpindel mittelſt des Schalträdchens E eine abſetzende Bewegung und zwar unmittelbar vor dem Niedergange der Säge erhält. Da die letztere oben übergehängt iſt, ſo kommen dadurch alle Zähne gleichmäßig zur Wirkung. Von dieſer Maſchine wird angegeben, daß dieſelbe innerhalb 15 Minuten eine Eiſenſchiene von 125 × 75 mm durchſchneide, und daß das Durchſchneiden durch irgend einen Querſchnitt weniger Zeit erfordere, als zum Warmmachen der Stange behufs der Anwendung von Heißſägen erforderlich iſt. Es werden daher dieſe Sägen beſonders zum Durchſchneiden eiſerner Schienen, wie Träger, zum Ausſchneiden von Blechen zu Rahmen, ſowie Abſchneiden der Angüſſe von Gußgegenſtänden u. ſ. w. empfohlen.

Fig. 278.

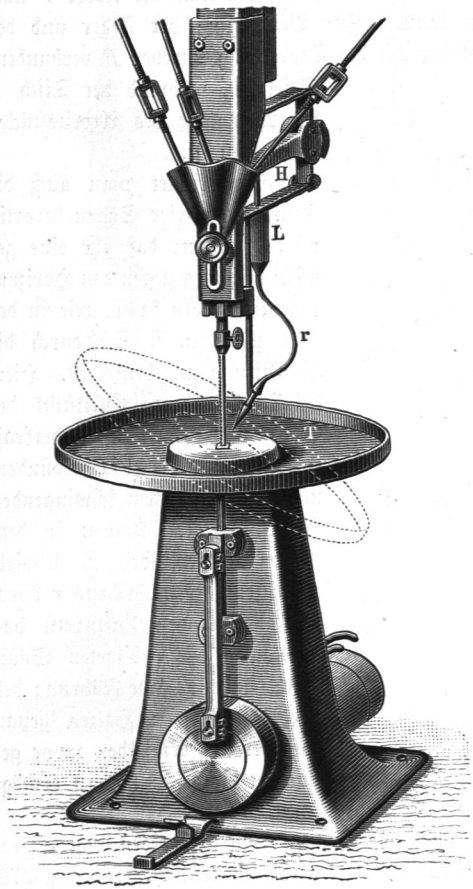


Fig. 279.

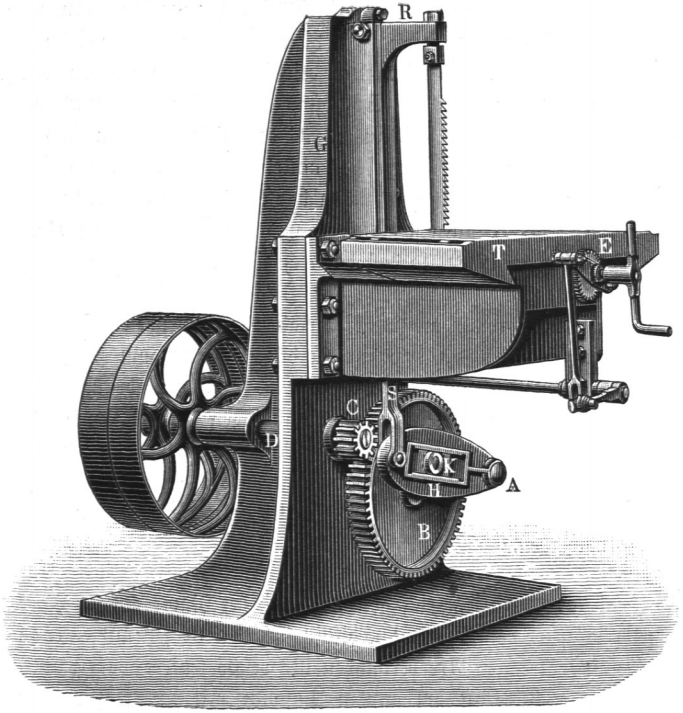
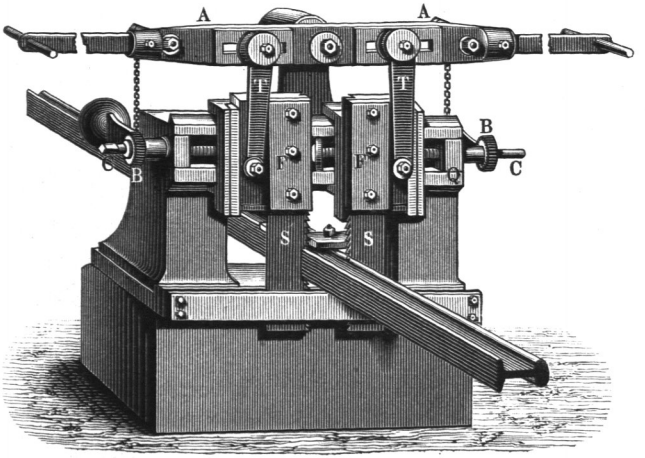


Fig. 280.



Hier mag auch der ebenfalls zum Durchſchneiden von Metallen dienenden kleinen Kaltſäge von H. Ehrhardt in Düſſeldorf gedacht werden, welche in Fig. 280 (a. v. S.) dargeſtellt iſt. In dieſer Maſchine ſind zwei kurze, daher billige Sägeblätter S in zwei Schlitten befeſtigt, welche durch den ſchwingenden Handhebel A mittelſt der Schubſtangen T eine auf- und abgehende Bewegung erhalten. Die Führungen F der Sägenſchlitten ſind in dem Querprisma Q wagerecht verſchiebbar mittelſt zweier Schraubenſpindeln C, deren Muttern an den Führungsſtücken befeſtigt ſind, und welche durch den ſchwingenden Hebel A mittelſt Kettchen und der Schalträdchen B eine abſetzende Bewegung erhalten, ſo daß dadurch die feſtliegende Schiene von beiden Seiten durchgeſchnitten wird.

Von den ſonſt noch für andere Materialien angewendeten Sägen mögen hier nur die Steinſägen erwähnt werden, wie ſie zum Schneiden von Platten aus Sandſtein, Marmor, Kalkſtein u. ſ. w. in Gebrauch ſind. Nur für die weichſten Steinarten ſind hierbei Zahnſägen anwendbar, während für alle einigermaßen härteren Geſteine, wie Marmor, das Zertheilen mit Hülfe von Sand und Waſſer geſchieht, daher nicht ſowohl ein Sägen als vielmehr ein Schleifen vorſtellt. Auf dieſe Maſchinen ſoll weiter unten noch näher eingegangen werden.

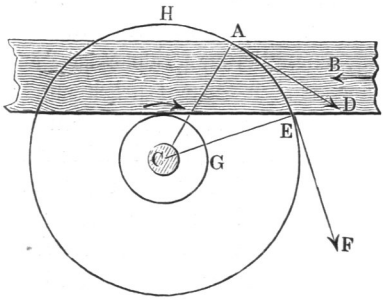
§. 82. **Kreisſägen.** Eine Kreisſäge beſteht, wie der Name andeutet, aus einer ebenen Kreisſcheibe von Stahlblech, die in ihrer Mitte feſt mit einer zu ihrer Ebene genau ſenkrechten Axe verbunden iſt, welche letztere wagerecht gelagert wird. Dieſe Scheibe iſt am ganzen Umfange mit entſprechend geformten Zähnen verſehen, welche bei der ſchnellen Umdrehung, die der Axe und der Scheibe ertheilt wird, das ihnen dargebotene Holz oder ſonſtige Material in ähnlicher Art in Späne verwandeln, wie dies bei den vorſtehend beſprochenen Blattſägen erkannt wurde. Es geht hieraus ſchon hervor, daß außer der geeigneten, auf eine gute Schneidwirkung berechneten Form dieſer Zähne die genau ebene Beſchaffenheit dieſer Scheibe, ebenſo wie die genau centriſche und zur Axe rechtwinkelige Aufſtellung derſelben von hervorragender Wichtigkeit iſt, denn jede Abweichung von dieſen Bedingungen wird nicht nur eine breite Schnittfuge, alſo unnöthig vielen Holzverluſt im Gefolge haben, ſondern es wird auch der Kraftverbrauch dadurch weſentlich erhöht werden. Ein großer Uebelſtand entſteht ferner in der Regel aus einem auch nur geringen ſogenannten Unrundlaufen, wie es in mangelhafter Kreisform oder excentriſcher Befeſtigung der Säge ſeinen Grund haben kann, ebenſo wie aus dem Schwanken einer nicht genau zur Axe ſenkrecht ſtehenden Säge dadurch, daß die Säge ſich erhitzt und warmläuft, wodurch ſie ihre Härte und in der Regel auch ihre ebene Form einbüßt. Es iſt daraus klar, daß ein ſolches Warmlaufen, das übrigens auch bei einer tadelloſen Säge

leicht durch unvorſichtige Behandlung, namentlich durch unverſtändig ſtarken Vorſchub des Holzes herbeigeführt werden kann, eine Kreisſäge vollſtändig unbrauchbar machen kann, und man wird daher auf die ſorgfältige Erfüllung der angeführten Bedingungen bei jeder Kreisſäge immer den größten Werth legen müſſen.

Die Kreisſägen zeichnen ſich vor den vorſtehend beſprochenen Gattern durch ihre große Einfachheit, ſowohl hinſichtlich der Einrichtung wie des Betriebes aus. Da ſie ferner ununterbrochen arbeiten, ſo iſt ihre Leiſtungsfähigkeit beträchtlich größer als die der Gatterſägen, welche immer nur während der halben Zeit ihres Betriebes nützliche Arbeit verrichten können, wozu noch der Umſtand kommt, daß die Geſchwindigkeit des Gatters wegen der Eigenthümlichkeit der Kurbelbewegung in der Nähe der todten Punkte viel geringer iſt, als in der mittleren Stellung, für welche man die höchſtens zuläſſige Arbeitsgeſchwindigkeit der Säge anordnen kann. Dieſe Umſtände haben den Kreisſägen eine große Beliebtheit verſchafft, und wenn dieſelben die Gatter dennoch nicht gänzlich zu verdrängen vermocht haben, ſo iſt der Grund hierfür darin zu ſuchen, daß den Kreisſägen andererſeits wieder gewichtige Nachtheile anhaften.

Zunächſt iſt es deutlich, daß die Bedingungen für die Erzielung einer guten Arbeitsleiſtung bei den Kreisſägen nicht wie bei den Gattern für die verſchiedenen Punkte des zu zerlegenden Holzblockes gleich gut erfüllt werden können. Während nämlich eine Gatterſäge alle Faſern des Holzes in einer zum Faſernlaufe nahezu ſenkrechten Richtung durchſchneidet, ſo wirken die Zähne der Kreisſäge um ſo mehr ſchräg gegen dieſe Richtung, je weiter der zu bearbeitende Theil des Holzes von der Mitte der Kreisſäge entfernt bleibt, wie man dies aus Fig. 281 ſogleich erkennt. Stellt hierbei B den zu ſchneidenden Block vor, ſo wird die in A befindliche Faſer in der Richtung AD ſenkrecht zu AC bearbeitet, während die Bewegungsrichtung in E durch die zu EC ſenkrechte Gerade EF gegeben iſt. Da in der Mitte der Kreisſäge behufs deren Befeſtigung auf der Axe die Befeſtigungsſcheiben G erforderlich ſind, welche an dieſer Stelle natürlich die Vorbeiführung des Holzes ausſchließen, ſo ergiebt ſich, daß auch die unterſte Faſer bei E in einer erheblich gegen die Normale zu ihrem Laufe geneigten Richtung geſchnitten wird, und daß nur bei ſehr dünnen Hölzern

Fig. 281.



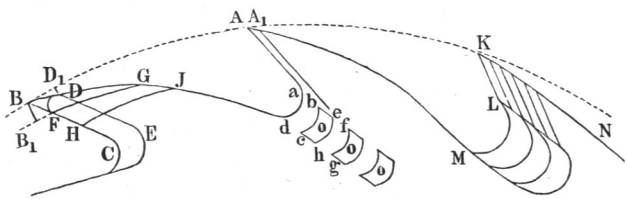
dieſe Richtungen für verſchiedene Faſern annähernd übereinſtimmen. Würde das Holz eine Dicke bis zum Scheitel H haben, ſo würden die Sägenzähne die äußerſte Faſer ſogar in einer mit ihrem Laufe übereinſtimmenden Richtung bearbeiten. Hieraus ergiebt ſich, warum die Schnittfläche durch Kreisſägen niemals ſo ſchön hergeſtellt werden kann, wie durch Gatterſägen, daß vielmehr die Rauhigkeit der Schnittfläche, wenigſtens bei weichen Hölzern, in dem Maße zunimmt, wie die Punkte nach außen gelegen ſind, da erfahrungsmäßig zur Erzielung ſauberer Schnittflächen eine zum Faſernlauf ſenkrechte Bewegung der Säge im Allgemeinen die beſte iſt.

Die Fig. 281 läßt auch ohne Weiteres erkennen, daß die Dicke des durch eine Kreisſäge zu zerlegenden Holzblockes bei einem beſtimmten Durchmeſſer der Kreisſäge beſchränkt iſt, und man wird annehmen dürfen, daß dieſe Dicke höchſtens $\frac{1}{3}\,d$ zu ſetzen iſt, unter d den Durchmeſſer der Kreisſäge verſtanden, da man wegen der gedachten Befeſtigungsſcheiben die untere Fläche des Blockes der Mitte nicht mehr als bis etwa $\frac{1}{6}\,d$ wird nähern können. Um daher einen Block von der Dicke h zu zerlegen, bedarf man einer Kreisſäge von mindeſtens $3\,h$ Durchmeſſer; in den meiſten Fällen wird man dieſen Durchmeſſer aber noch erheblich größer annehmen, nicht nur wegen der beſagten ungünſtigen Wirkung im Scheitel, ſondern auch mit Rückſicht auf die durch wiederholtes Schärfen der Säge eintretende Verkleinerung derſelben. Kreisſägen von großen Durchmeſſern zeigen nun aber mancherlei Uebelſtände. Abgeſehen davon, daß die Herſtellung, namentlich die gleichmäßige Härtung großer dünner Scheiben mit nicht unerheblichen Schwierigkeiten und daher Koſten verknüpft iſt, müſſen große Scheiben der nöthigen Steifheit wegen auch in entſprechend großer Dicke ausgeführt werden, womit wiederum ein beträchtlicher Holzverluſt in Folge der breiten Schnittfuge verbunden iſt. Dieſer Umſtand allein iſt ſchon genügend, um bei den hohen Holzpreiſen in Deutſchland und überhaupt dem größten Theile von Europa die Kreisſäge als Werkzeug zum Schneiden dickerer Hölzer als unvortheilhaft erſcheinen zu laſſen, während man in Amerika, wo dieſer Umſtand weniger, dagegen die Einfachheit und große Leiſtungsfähigkeit um ſo mehr ins Gewicht fällt, Kreisſägen zum Schneiden der Bretter, auch aus dicken Stämmen, ſehr viel verwendet. Bei uns dagegen beſchränkt ſich der Gebrauch der Kreisſägen meiſtens auf die Verarbeitung dünnerer Hölzer, alſo z. B. auf das Beſäumen von Brettern, das Schneiden von Latten aus dieſen u. ſ. w.

In Betreff der Sägenzähne von Kreisſägen laſſen ſich ähnliche Bemerkungen anführen, wie oben für Gatterſägen geſchehen. Nur pflegt man den Winkel der Zahnſpitzen hier meiſtens kleiner zu wählen, in der Regel zwiſchen 30 und 40°, womit natürlich der Vortheil eines geringeren Wider-

ſtandes verbunden iſt. Auch bei den Kreisſägen iſt eine ganz beſondere Sorgfalt auf gute und zweckentſprechende Schärfung der Zähne zu verwenden, mehr noch, als bei den Blattſägen, weil, wie aus den folgenden Betrachtungen ſich ergeben wird, eine unzweckmäßige Schärfung eine ſehr ſchnelle Verringerung des Sägendurchmeſſers und daher einen ſchnellen Verſchleiß des theuren Blattes zur Folge haben kann. Es ſtelle Fig. 282 einige Zähne einer Kreisſäge vor, und es werde angenommen, daß die Zähne durch den Gebrauch abgeſtumpft ſeien, wodurch die urſprünglich ſcharfe Kante A eine Abrundung erfahren haben möge, wie in der Figur bei B angedeutet iſt. Man kann dann die ſcharfe Kante wieder herſtellen, entweder durch Bearbeitung der unteren Fläche BC nach der Linie DE, oder durch Abfeilen der oberen Fläche BG nach der Linie FG. Die letztere Art des Schärfens erfordert zwar nur die Beſeitigung einer geringeren Menge des harten Materials, und iſt daher mit weniger Aufwand an Zeit und den theuren Sägefeilen zu erzielen, eine ſolche Schärfungsart iſt aber immer verwerflich, und man ſoll die Schärfung niemals anders

Fig. 282.



als durch Bearbeitung der unteren Fläche BC vornehmen. Es ergiebt ſich nämlich durch einfache Betrachtung der Figur, daß bei einer Bearbeitung der äußeren Fläche BG die neu erhaltene Spitze des Zahns nach F gelangt, der Halbmeſſer des Sägenblattes daher um BB_1, alſo um viel mehr verringert wird, als bei einer Bearbeitung der inneren Zahnfläche BC, welche die neue Spitze in D, alſo die Verkleinerung des Halbmeſſers um nur D_1D ergiebt. Abgeſehen hiervon erhält man aber auch durch Schärfen von außen mehr und mehr unzweckmäßige und ſchließlich ganz unbrauchbare Zahnformen, wie dies z. B. der Fall iſt, ſobald durch wiederholtes Schärfen der Zahn eine Form HJ angenommen hat, welche in dem hinteren Punkte J einen größeren Abſtand von der Mitte hat, als in dem vorderen zum eigentlichen Angriffe dienenden Punkte H.

Die Wichtigkeit des Schärfens der Zähne an deren unterer oder innerer Fläche geht hieraus zur Genüge hervor, und damit man hierbei nicht genöthigt iſt, eine erhebliche Menge des Stahls durch Abfeilen zu beſeitigen, hat man verſchiedene Anordnungen getroffen, welche ermöglichen, die gehörige

Schärfe eines Zahns durch einige wenige Feilſtriche immer wieder herzuſtellen. Eine dahin zielende Anordnung iſt bei dem Zahne A angedeutet, dieſelbe beſteht in der Anbringung einer Anzahl von Durchbrechungen O, welche im Allgemeinen parallel mit der Außenfläche des Zahns verlaufen. Wird ein Schärfen erforderlich, ſo kann man das Stück $abcd$ mit dem Meißel leicht entfernen, worauf man nur die Bearbeitung des geraden Stückes Aa nöthig hat, bis durch wiederholtes Schärfen der Zahn bis zu der Form A_1f gebracht iſt, worauf man in gleicher Weiſe den folgenden Steg $efgh$ heraushauen kann. Dieſe Durchbrechungen gewähren auch wohl einzelnen Sägeſpänen Aufnahme, doch kann dies nur in ſehr geringem Maße, nämlich nur für die Späne gelten, welche wegen der Schränkung der Zähne aus der Zahnlücke $AadD$ ſeitlich nach hinten zurücktreten, dagegen wird durch die Durchbrechungen ein beſtimmter Luftwiderſtand erzeugt, welcher bei der immer ſehr großen Geſchwindigkeit des Sägeblattes nicht unerheblich ſein kann. Auch wird durch die vielen in dem Blatte angebrachten Durchbrechungen die Steifigkeit deſſelben verringert, ganz abgeſehen davon, daß dieſe Durchbrechungen, welche in der Regel durch Stanzen erzeugt werden, leicht Veranlaſſung zur Entſtehung von Sprüngen oder Riſſen in dem Blatte geben können.

Man hat daher vielfach ein anderes zweckmäßigeres Mittel angewendet, um die Feilarbeit auf den kleinſtmöglichen Betrag herabzuziehen. Hierbei giebt man der Zahnlücke, wie bei LM angegeben iſt, im Grunde eine cylindriſche Aushöhlung, welche durch eine kleine Stahlfräſe leicht mittelſt eines einfachen Werkzeuges weiter vertieft werden kann, wenn ſolches nöthig wird. In Folge hiervon hat man nur die kleine Fläche KL mit der Feile zu bearbeiten, ſo daß man ſchnell die erforderliche Schärfe erhält. Die gedachten Werkzeuge ſind ſo eingerichtet, daß die von Zeit zu Zeit damit vorzunehmende Austiefung des Grundes der Lücke in der Richtung der äußeren Zahnfläche KN erfolgt, wie in der Figur angedeutet iſt. Dieſe Art des Schärfens, welche namentlich in den Sägewerken der Vereinigten Staaten Nordamerikas vielfach angewendet wird, muß als eine ſehr zweckmäßige bezeichnet werden.

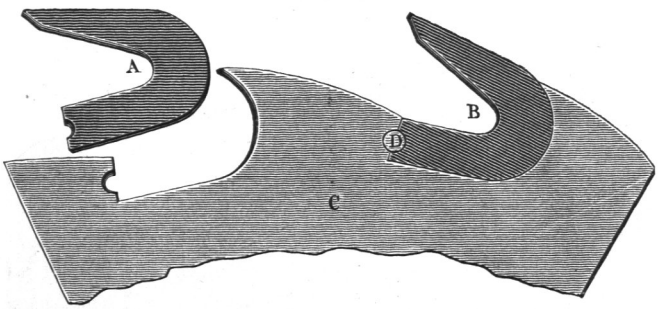
Man hat auch, ebenfalls hauptſächlich in Amerika, die Kreisſägen mit beſonders in das Blatt eingeſetzten Zähnen verſehen, welche bei eingetretener Abnutzung durch neue erſetzt werden können. In Fig. 283 iſt mit A ein ſolcher Zahn für ſich allein bezeichnet, während B den in das Blatt C eingeſetzten Zahn vorſtellt. Die Sitzfläche der Zähne in dem Blatte iſt etwas ſchräg oder coniſch gearbeitet, ſo daß der Zahn von der weiten Oeffnung aus leicht eingebracht werden kann, worauf die Befeſtigung durch einen ſchwachen Nietbolzen D erfolgt. Derartige Zähne erfordern zur genügenden Befeſtigung eine erhebliche Dicke des Blattes, ſo daß dieſe

Ausführung nur für große Blätter geeignet erſcheint, welche eine Stärke von 4 bis 5 mm haben; in Deutſchland werden ſolche Kreisſägen aus den ſchon angeführten Gründen ſo gut wie gar nicht angewendet.

Anſtatt die Zähne der Kreisſägen zu ſchränken, führt man dieſelben auch wohl ſo aus, daß ſie an der ſchneidenden Kante eine größere Dicke erhalten, als unmittelbar hinter derſelben. Bei den eingeſetzten Zähnen wird dies durch die Form derſelben von ſelbſt erreicht, bei den gewöhnlichen durch das Blatt gebildeten Zähnen dagegen verwendet man kleine meißelförmige *Stauchapparate*, welche, über die Zahnſpitzen geſetzt und durch Hammerſchläge angetrieben, die gewünſchte Verbreiterung der Zähne an der ſchneidenden Kante hervorrufen.

Der Vorſchub des Holzes gegen die Kreisſäge findet wegen der ſtetigen Wirkung derſelben natürlich unausgeſetzt ſtatt, und zwar dient hierbei für dickere Hölzer in der Regel ein Wagen, welcher, wie bei den Gattern, mittelſt

Fig. 283.



einer Zahnſtange vorgeſchoben wird. Auch Walzen hat man zum Vorſchieben angewendet, und für gewiſſe Fälle ſelbſt endloſe Ketten dazu benutzt. Für geringere Holzdicken wird auch häufig das Vorſchieben des Holzes durch die Hand bewirkt, ſei es, daß das Holz dabei auf einem beſonderen leichten Wagen oder Schlitten ruht, oder unmittelbar auf dem Tiſche gleitet. Bemerkenswerth iſt noch die Anwendung der Kreisſäge zum *Querſchneiden* der Hölzer, z. B. in Sägemühlen zum Zerlegen der langen Stämme in kürzere Sägeblöcke, indem hierbei das Holz ganz feſt liegt und die Säge gegen daſſelbe geführt wird, wozu in der Regel eine eigenthümliche Pendelaufhängung der Säge gewählt wird.

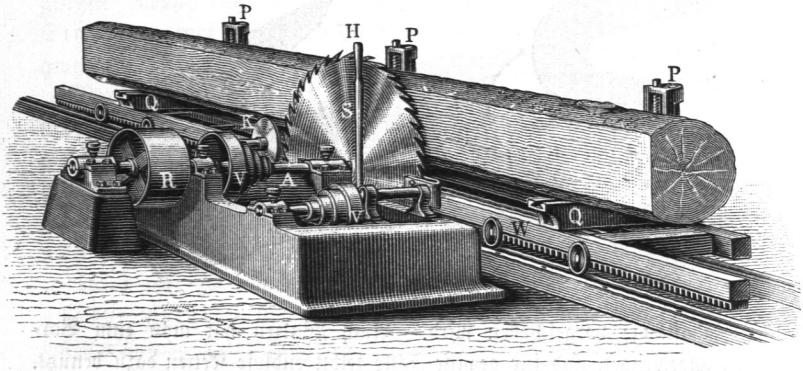
Auch für Eiſen und überhaupt Metalle hat man die Kreisſäge behufs der Trennung verwendet, und zwar ſowohl als *Kaltſäge* mit langſamer Bewegung, wie auch als *Heißſäge*, welche viel ſchneller gedreht wird. Man bedient ſich der letzteren z. B. in den Eiſenwalzwerken, um die von den Walzen kommenden Schienen in dem rothwarmen Zuſtande, in welchem ſie

ſich befinden, unmittelbar in Stücke von der richtigen Länge zu ſchneiden. Hierzu hat man auf der Sägenaxe zwei oder zuweilen drei gleich große Kreisſägen in genau beſtimmten Abſtänden von einander angebracht, und führt denſelben die auf einen langen Schlitten gelegte Eiſenſchiene zu.

Die Kreisſägen werden außer für Holz auch für Horn, Elfenbein u. ſ. w. vielfach verwendet, außerdem finden ſie zu mancherlei anderen Zwecken als gerade zum Trennen, Anwendung, z. B. zum Schneiden von Zapfen und zur Herſtellung von Nuthen; in dem letzteren Falle gehören ſie nicht mehr zu den Maſchinen, welche eine Zertheilung bewirken, ſondern ſie ſind den Maſchinen zur Formänderung durch Materialentnahme beizuzählen. Die hauptſächlichſten Ausführungsarten von Kreisſägen ſollen im folgenden Paragraphen angeführt werden.

§. 83. **Verſchiedene Kreisſägen.** Die Fig. 284 ſtellt eine größere Kreisſäge von 1 bis 1,5 m Durchmeſſer aus der Fabrik von E. Kirchner vor,

Fig. 284.

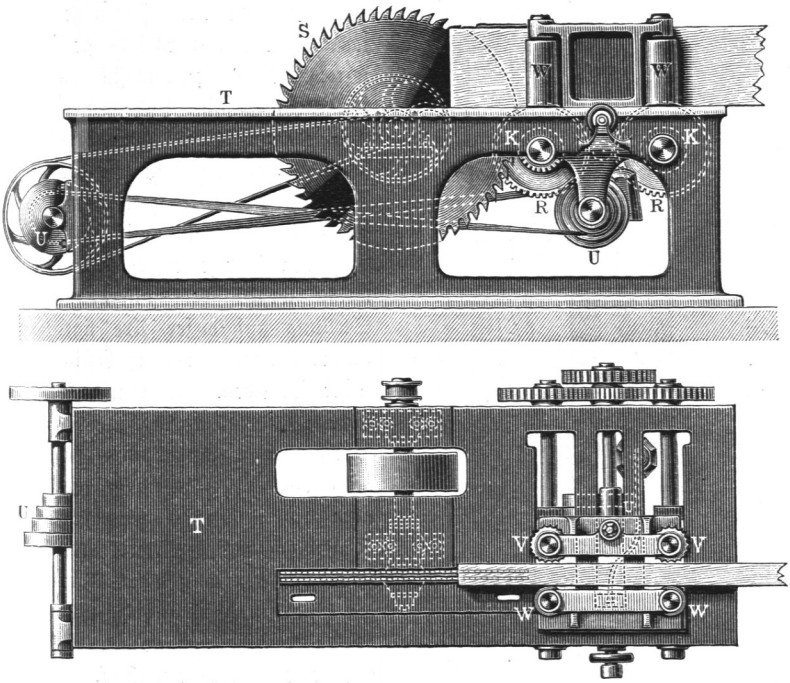


wie ſie verwendet wird, um die Stämme in Bauhölzer, Pfoſten und Bretter zu zerlegen. Die ſorgfältig gelagerte durch die Riemſcheibe R angetriebene Welle A trägt am freien Ende das Sägeblatt S, zu deſſen Seite der mit Zahnſtange zum Vorſchub verſehene Wagen W befindlich iſt. Auf demſelben wird der Block durch drei Aufſpannvorrichtungen P befeſtigt, welche auf den Querſchienen Q einer gleichzeitigen Verſtellung gegen die Säge befähigt ſind, und zwar geſchieht die gleichmäßige Verſtellung aller drei Blockhalter in genau gleichem Betrage durch eine gemeinſame Längswelle. Das Vorgelege mit den Stufenſcheiben V geſtattet eine vierfach verſchiedene Vorſchiebegeſchwindigkeit durch Verſetzung des betreffenden Betriebsriemens, während der Hebel H dazu dient, den Rücklauf des Wagens nach geſchehenem Schnitt einzuleiten. Die hinter der Säge angebrachte Keil- oder Spalt-

ſcheibe *K* hat den Zweck, das geſchnittene Brett von dem Blocke abzudrängen, um ein Klemmen des Blattes möglichſt zu vermeiden.

Wie der Vorſchub durch Walzen bei Kreisſägen angeordnet werden kann, zeigt die durch Fig. 285 dargeſtellte Maſchine von Robinſon in Rochdale. Der Block liegt hierbei mit ſeiner unteren ebenen Fläche auf dem gußeiſernen Tiſche *T*, aus welchem die Kreisſäge *S* mit dem außerhalb der Befeſtigungsſcheiben freien Theile herausragt. Das Vorführen des bei der vorliegenden

Fig. 285.



Maſchine hochkantig geſtellten Bohlenſtückes *B*, welches hierbei durch zwei neben einander auf der Axe befindliche Sägen gleichzeitig in drei dünnere Bretter zerlegt werden ſoll, geſchieht mittelſt der zwei Walzenpaare *W* und *V*, indem die Walzen *V* die Bewegung durch die Stirnräder *R* und Kegelräder *K* erhalten, während die Walzen *W* als Druckwalzen dienen. Die Veränderung der Vorſchiebegeſchwindigkeit wird auch hier durch das Stufenſcheibenvorgelege *U* ermöglicht.

Eigenthümlich iſt der Vorſchub des Blockes bei der Säge von Worßam, Fig. 286 (a. f. S.), welche zum Schneiden von Eiſenbahnſchwellen

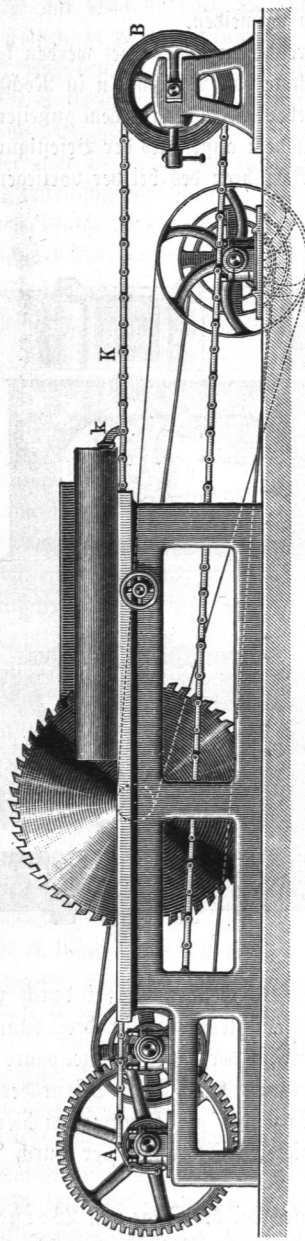


Fig. 286.

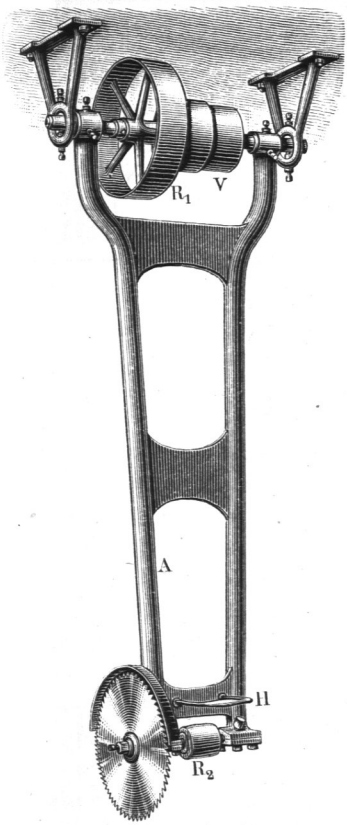
dient. Die Vorſchiebung vermittelt hierbei eine endloſe Kette *K*, welche, über die beiden Kettenrollen *A* und *B* geführt, durch die ununterbrochene Umdrehung von *A* in ſtetiger Bewegung erhalten wird. Der obere Strang dieſer Kette bewegt ſich in einer Furche des Tiſches unter dem Blocke, welcher von der Kette mittelſt eines über einen Bolzen derſelben gehängten Klobens *k* vorwärts getrieben wird. Der Kloben läßt ſich nach geſchehenem Schnitte leicht aushängen und von Neuem zum Vorwärtsſchieben des folgenden Blockes verwenden. Derartige Maſchinen zum Schwellenſägen ſind häufig mit mehreren Sägen auf derſelben Axe verſehen, welche wegen ihrer unverrückbaren Stellung auf dieſer Axe natürlich immer Hölzer von ganz beſtimmter Dicke ſchneiden. Will man jedoch zwei Sägen gleichzeitig auf daſſelbe Brett wirken laſſen, um daſſelbe beiderſeits zu beſäumen, ſo hat man die beiden zu verwendenden Kreisſägen auf geſonderte Axen zu ſetzen, ſo daß man die Entfernung der Sägen von einander je nach der Breite der zu beſäumenden Bretter entſprechend verändern kann.

Auch vermittelſt eines Seiles hat man den Vorſchub des Blockes erzielt, und zwar in einfacher Art durch ein auf eine langſam umgedrehte Trommel ſich wickelndes Seil, deſſen freies Ende unmittelbar an dem Ende des Blockes befeſtigt iſt.

Eine Pendelſäge zum Durchſchneiden der Stämme zeigt Fig. 287 nach der Ausführung von Kirchner.

Der an ſeinem unteren Ende die Lager der Sägenwelle aufnehmende Pendelarm A iſt an der Welle des Deckenvorgeleges V drehbar aufgehängt, wodurch erreicht wird, daß der von dieſer Welle durch die Riemſcheiben R_1 und R_2 auf die Säge übertragene Betrieb eine Störung nicht erleidet, ſobald der Pendelarm an der Handhabe H angezogen wird. Daß bei einer in dieſer Art erzeugten Seitenbewegung der Säge der unter derſelben liegende Block durchſchnitten wird, iſt ohne Weiteres klar, ebenſo wie ſich daraus ergiebt, daß die Stärke des zu theilenden Blockes von dem Durchmeſſer der Kreisſäge abhängig iſt.

Fig. 287.



Bei der vorgedachten Säge, welche übrigens nicht bloß für Blöcke, ſondern auch zum Ablängen von Brettern u. ſ. w., z. B. bei der Kiſtenerzeugung, vortheilhafte Verwendung findet, geſchieht die Vorführung der Säge, wie bemerkt, durch die Hand des Arbeiters; wie man bei ſolchen Querſägen den Vorſchub ſelbſtthätig machen kann, wird aus Fig. 288 (a. f. S.) erſichtlich. Hier iſt die Sägenwelle in dem oberen Ende des aufrechtſtehenden Pendels P angebracht, welches Pendel mittelſt der Schubſtange T die erforderliche ſchwingende Bewegung erhält. Um einen ſchnellen Rückgang zu erzielen, wird dabei die oscillirende Kurbelſchleife angewendet. Die Kurbel K erhält hier ihre langſame Umdrehung durch Vermittelung eines doppelten Rädervorgeleges und der beiden Stufenſcheiben U, von denen die eine auf der Betriebswelle der Säge angebracht iſt.

Zum Schneiden der Fournire hat man ebenfalls Kreisſägen verwendet. Dieſelben beſtehen, abweichend von den bisher beſprochenen, nicht aus einem einzigen Stücke, ſondern ſie werden aus ſehr vielen dünnen Sectoren von Stahlblech zuſammengeſetzt, welche mit verſenkten Schräubchen an eine große aus einem gußeiſernen Armkreuz und einem Holzbelag gebildete Scheibe geſetzt werden. Dieſe Scheibe, welche man in Durchmeſſern von 3 bis

5 Meter ausführt, iſt einerſeits da, wo die Sägenblättchen angeſetzt werden, von ebener Form, und es wird an dieſer Seite der Holzblock vorübergeführt,

Fig. 288.

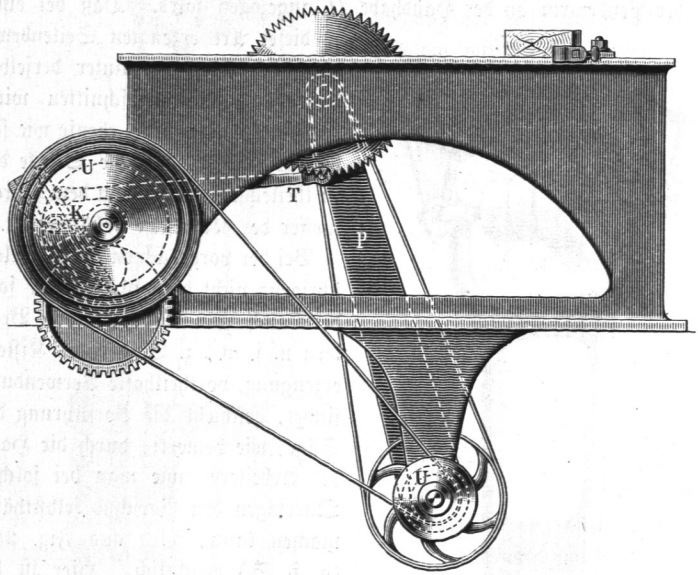
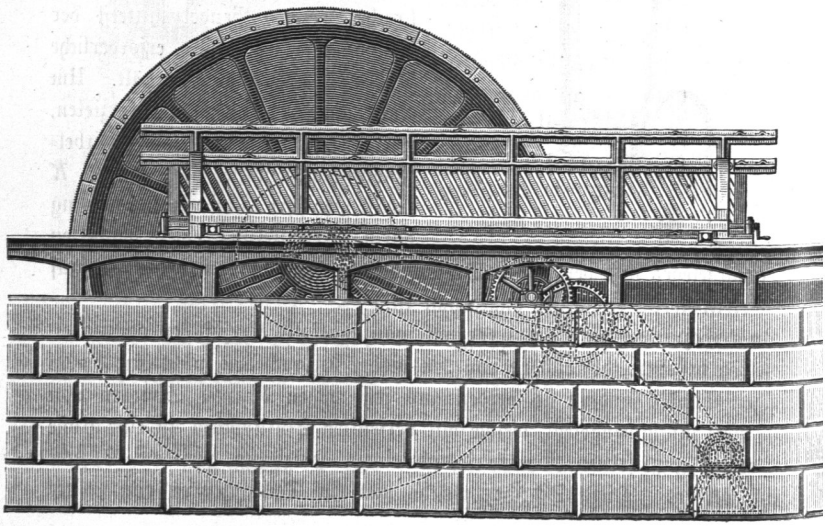


Fig. 289.



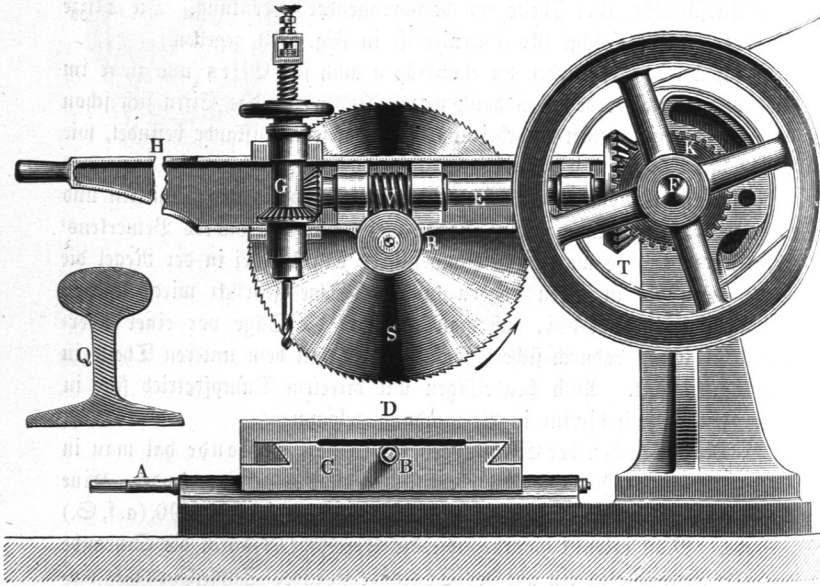
zu deſſen Aufnahme ein Wagen auf einer ſehr ſicheren und feſten Bahn geführt wird. Auf der Rückſeite hat man der Scheibe die Form einer flachen Kugelcalotte gegeben, welche ſich ohne Anſatz möglichſt ſcharf an den Sägenrand anſchließt. Dieſe Form iſt erforderlich, um dem geſchnittenen Fournir die Möglichkeit zu geben, ſich hinterhalb der Säge in gehöriger Art abzubiegen, und es ergiebt ſich hieraus, daß dieſe Art der Sägen ſich überhaupt nur zum Schneiden ſo dünner und biegſamer Blätter, wie die Fournire ſind, eignen kann. Bei dieſen Sägen iſt wegen des großen Durchmeſſers und der beträchtlichen Umfangsgeſchwindigkeit ſowohl, wie wegen der feinen damit angeſtrebten Arbeit eine außerordentlich ſichere Fundirung und genaue Ausführung aller Theile von hervorragender Bedeutung. Die Skizze einer derartigen Kreisſäge für Fournire iſt in Fig. 289 gegeben.

Wie ſchon bemerkt, werden die Kreisſägen auch für Eiſen und zwar im rothwarmen Zuſtande deſſelben dann verwendet, wenn das Eiſen ſich ſchon von der vorhergegangenen Bearbeitung her in dieſem Zuſtande befindet, wie z. B. in den Walzwerken. Hier gewähren dieſe Kreisſägen ein bequemes und häufig angewandtes Mittel zum Ablängen der gewalzten Schienen und Träger. Die Einrichtung ſolcher Sägen bietet etwas beſonders Bemerkenswerthes nicht dar; es wurde ſchon angeführt, daß hierbei in der Regel die Schiene gegen die in feſten Lagern laufende Säge gedrückt wird, und es mag noch angeführt werden, daß man meiſtens die Säge vor einer übermäßigen Erhitzung dadurch ſichert, daß man ſie mit dem unteren Theile in Waſſer laufen läßt. Auch Pendelſägen mit directem Dampfbetrieb ſind in neuerer Zeit vielfach hierfür in Verwendung gekommen.

Zum Durchſchneiden der Eiſenſtangen im kalten Zuſtande hat man in neuerer Zeit mit großem Vortheil ebenfalls die Kreisſägen verwendet. Eine ſolche Kaltſäge von H. Ehrhardt in Düſſeldorf iſt in Fig. 290 (a. f. S.) dargeſtellt. Man erkennt hieraus, wie die Kreisſäge S durch die Schraube ohne Ende V, welche in ein auf der Sägenaxe ſitzendes Schneckenrad R eingreift, eine ſehr langſame Bewegung (8 Umdrehungen in der Minute) von der Riemſcheibe T durch Vermittelung der Kegelräder K erhält. Die zu durchſchneidende Schiene iſt auf dem Schlitten D des unter der Säge befindlichen Supportes befeſtigt, welcher im Weſentlichen mit dem bei den Drehbänken üblichen Unterſatze der ſogenannten Kreuzſupporte übereinſtimmt. Durch die in zu einander ſenkrechten Richtungen vermittelſt der beiden Schrauben A und B beweglichen Schlitten C und D kann das zu bearbeitende Stück genau in die erforderliche Lage gebracht werden, welche es während des Schneidens unverändert beibehält. Der Vorſchub der Säge erfolgt hierbei nach Maßgabe des Eindringens derſelben in das Arbeitsſtück einfach durch die Wirkung eines auf dem Hebel H angebrachten Belaſtungsgewichtes, indem zu dem Ende dieſer Hebel, welcher die Lager der Schraubenwelle E

aufnimmt, mit einem Auge um die Triebwelle F ſchwingen kann. Der Eingriff der Kegelräder K wird hierdurch offenbar nicht beeinflußt. Dieſe Art des Vorſchubes durch eine unveränderliche Kraft bietet gewiſſe Vorzüge dar, welche gerade bei der vorliegenden Verwendungsart von Bedeutung ſind. In Folge der conſtanten Belaſtung der Säge wird dieſelbe nämlich bei einem veränderlichen Querſchnitte des zu durchſchneidenden Arbeitsſtückes derartig verſchieden ſchnell vorſchreiten, daß der zu überwindende Widerſtand nahezu unveränderlich bleibt, d. h. die Säge wird an dünneren Stellen ſchneller, an dickeren Stellen langſamer eindringen, wie dies durch die Schraffirung

Fig. 290.



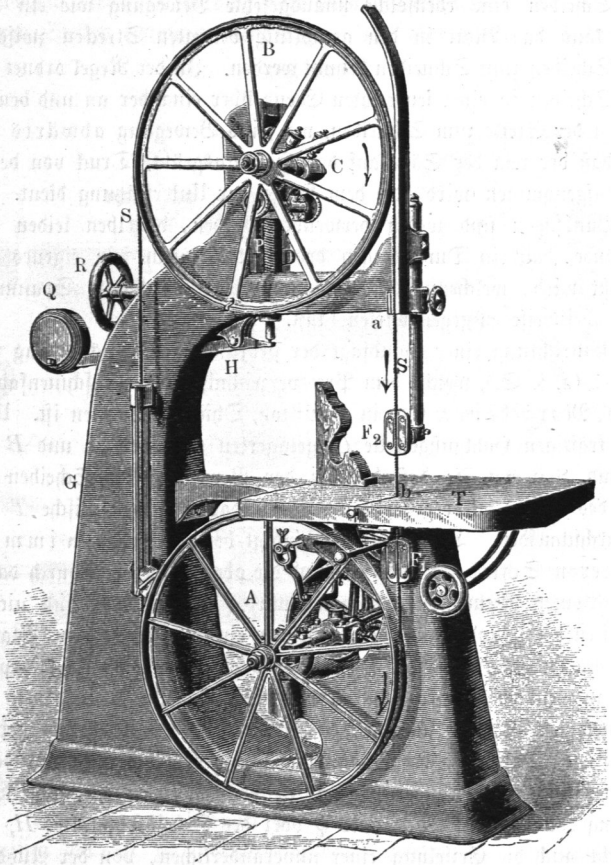
der bei Q gezeichneten Eiſenbahnſchiene angedeutet wird. Würde man dagegen auch hier, wie bei allen bisher beſprochenen Vorſchiebeeinrichtungen, die Geſchwindigkeit der Vorſchiebung auf einem beſtimmten Betrage conſtant erhalten, ſo würde natürlich der zu überwindende Widerſtand in gleichem Verhältniſſe, wie die zu durchſchneidenden Querſchnitte, veränderlich ſein. Aus dieſem Grunde wendet man auch ſonſt bei manchen Arbeitsmaſchinen, z. B. bei den ſpäter zu beſprechenden Bohrmaſchinen, zuweilen einen in ähnlicher Weiſe mit conſtantem Drucke arbeitenden Vorſchiebemechanismus an. Die in der Figur bei G angegebene ſenkrechte Spindel dient dazu, das beſprochene Werkzeug gleichzeitig auch zum Bohren verwendbar zu machen.

Bandsägen. Wenn man die Enden eines langen und dünnen, daher §. 84.
ſehr biegſamen Sägeblattes mit einander vereinigt denkt, ſo daß das Ganze die Geſtalt eines cylindriſchen Ringes annimmt, ſo erhält man das mit dem Namen einer Bandſäge bezeichnete Werkzeug, welches vielfach zum Zerſchneiden der Hölzer Verwendung findet. Dieſes Band wird wie ein Betriebsriemen über zwei Scheiben oder Rollen gelegt, und es erhält unter der Vorausſetzung einer hinreichenden Anſpannung durch die Umdrehung einer dieſer Scheiben eine ebenſolche unausgeſetzte Bewegung wie ein Riemen. Daher kann das Blatt in den geradlinig bewegten Strecken zwiſchen den beiden Scheiben zum Schneiden benutzt werden. In der Regel ordnet man die beiden Scheiben in einer ſenkrechten Ebene über einander an und benutzt das Blatt an der Stelle zum Schneiden, wo ſeine Bewegung abwärts gerichtet iſt, ſo daß der von der Säge auf das Holz ausgeübte Druck von der Tiſchplatte aufgenommen wird, die dem Holze zur Unterſtützung dient. Wagerechte Bandſägen ſind wenig verwendet worden, dieſelben leiden an dem Uebelſtande, daß ein Durchhängen des Blattes durch ſein eigenes Gewicht veranlaßt wird, welchem man nur durch eine verſchärfte Spannung des Blattes theilweiſe entgegen wirken kann.

Die Einrichtung einer Bandſäge der gebräuchlichen Ausführung zeigt die Fig. 291 (a. f. S.), welche dem Preisverzeichniſſe der Maſchinenfabrik von Bentel, Margedant & Co. in Hamilton, Ohio, entnommen iſt. Ueber die in dem kräftigen Hohlgußgeſtelle G gelagerten Scheiben A und B iſt das Sägeband S gelegt, ſo daß der bei der Bewegung der Scheiben in dem Sinne des Pfeils niedergehende Theil ab das auf dem Tiſche T ruhende Holz durchſchneidet. Die Bewegung erfolgt bei dieſen Sägen immer von der unteren Scheibe A aus, während die obere Scheibe B durch das Blatt wie durch einen Riemen mitgenommen wird. Damit dies und nicht etwa ein Gleiten des Bandes auf den Scheiben eintrete, wird dem Blatte vermittelſt des Hebels H und des Gewichtes Q eine genügend ſtarke Spannung ertheilt, zu welchem Zwecke nämlich die obere Scheibe B in einem Schlitten C gelagert iſt, der ſich an der Führung D des Geſtelles verſchieben kann. Dieſe Anordnung der Spannvorrichtung gewährt nicht nur den Vortheil einer leichten Veränderung der zu erzielenden Spannung durch die Verſetzung des Belaſtungsgewichtes Q oder des Hebeldrehpunktes H, ſondern ermöglicht auch die Erzielung einer unveränderlichen, von der Ausdehnung des Blattes durch ſeine Erwärmung unabhängigen Spannung. Der Lagerſchlitten C ſtützt ſich auf das kurze Ende des Hebels vermittelſt einer Schraubenſpindel P, deren Umdrehung von dem Handrade R aus mit Hülfe eines geeigneten Kegelräderpaares geſchehen kann. Da die Schraubenſpindel ihre Mutter feſt an dem Lagerſchlitten C erhält, ſo geſtattet die gedachte Einrichtung eine Veränderung des Axenabſtandes zwiſchen den beiden Schei-

ben, was für die praktiſche Verwendbarkeit der Säge von erheblicher Bedeutung iſt. Da nämlich nicht ſelten ein Reißen des Sägeblattes ſtattfindet, und ein Zuſammenlöthen der Enden immer mit einer gewiſſen Verkürzung der Säge verbunden iſt, ſo hat man in der gedachten Verſtellbarkeit des oberen Scheibenlagers ein Mittel, die Sägeblätter möglichſt lange zu verwenden, ehe eine Auswechſelung durch neue nöthig wird.

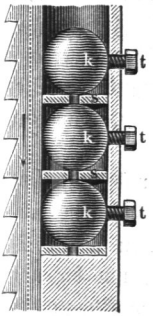
Fig. 291.



Damit das dünne Blatt durch den Druck des auf dem Tiſche T dagegen gepreßten Holzes möglichſt wenig aus der geraden Richtung abgelenkt werde, dienen die Führungen F_1 und F_2, von denen die erſtere unmittelbar unter dem Tiſche unverrückbar feſt angebracht iſt, während die obere F_2 einer ſenkrechten Verſtellung befähigt iſt, die es ermöglicht, dieſe Führung ſtets bis dicht über das zu ſchneidende Arbeitsſtück herabzuſetzen.

Als Führungsſtücke verwendet man entweder einfache Gleitlager, welche mit einer Rinne verſehen ſind, in denen das Blatt ſowohl ſeitlich wie auch am Rücken ſeine Führung findet, oder man bedient ſich wohl kleiner Rollen, die durch die Reibung des Blattes mitgenommen werden, um den Gleitwiderſtand des ſchnell bewegten Bandes und die damit verbundene ſtarke Abnutzung zu umgehen. Da bei der Anwendung einer ſolchen Reibrolle ſehr bald in den Umfang derſelben durch das dünne harte Sägeblatt eine Rinne eingeſchliffen wird, ſo hat man bei den Maſchinen von Bentel, Margedant & Co. eine etwas andere Einrichtung gewählt, wovon die Fig. 292 eine Erläuterung giebt. Hier ſind in eine cylindriſche Bohrung des Führungsgeſtelles mehre gehärtete Stahlkugeln k mit zwiſchen denſelben liegenden Scheibchen s von demſelben Durchmeſſer wie die Kugeln eingelegt, welche Scheibchen in der Mitte mit kleinen Durchbohrungen verſehen ſind, ſo daß deren Ränder den Kugeln zur Stütze dienen. Das Sägeblatt tritt durch einen Längsſchlitz des Geſtells in die cylindriſche Büchſe ein und mit ſeiner hinteren geraden Kante dicht an die Kugeln heran, welche auf der entgegengeſetzten Seite durch Stellſchrauben t gehalten werden. Durch die Reibung des Sägeblattes werden dieſe Kugeln ebenſo wie die vorerwähnten Führungsrollen umgedreht, das Einſchleifen einer Rille indeſſen wird durch die Kugelgeſtalt verhindert. Indem nämlich die hinteren Stellſchrauben in geringem Grade excentriſch, d. h. außerhalb der Ebene des Sägeblattes angeordnet ſind, erfolgt die Drehung durch das Sägeblatt nicht nur um eine zu demſelben ſenkrechte, ſondern gleichzeitig noch um eine mit dem Blatte parallele Axe der Kugeln, ſo daß in Folge dieſer beiden Drehungen alle Theile des Kugelumfanges allmälig mit dem Sägeblatte in Berührung kommen, das Einſchleifen von Rillen daher weniger leicht ſtattfinden kann.

Fig. 292.



Für die Spannungsverhältniſſe der Bandſägen gelten ähnliche Betrachtungen, wie ſie für die Betriebsriemen in Th. III. 1 angeſtellt worden ſind. Bezeichnet man mit W den Widerſtand, welchen die Säge an der Schnittſtelle im Holze findet, ſo gilt für die Spannungen des Blattes S_1 in dem niedergehenden und S_2 in dem aufgehenden Theile die Beziehung $W = S_1 - S_2$, wenn von den Bewegungswiderſtänden der Zapfen abgeſehen wird. Damit nun ferner ein Gleiten des Bandes auf den Scheiben nicht eintrete, muß die Reibung am Umfange dieſer Scheiben größer ſein, als der zu überwindende Nutzwiderſtand W. Dieſe Reibung hat nach den bekannten Geſetzen die Größe $F = S_2 (e^{f\gamma} - 1)$, wenn f den Reibungscoefficienten zwiſchen Band und Scheibe, e die Grundzahl der natürlichen

Logarithmen und γ den von dem Bande umſpannten Bogen bedeutet, welcher letztere bei der gewöhnlichen Anordnung gleich großer Scheiben zu $\pi = 3{,}14$ anzunehmen iſt. Man erhält daher, wie bei Riemen, die Bedingungen:

$$S_2 = \frac{W}{e^{f\gamma} - 1}; \quad S_1 = \frac{e^{f\gamma} W}{e^{f\gamma} - 1}.$$

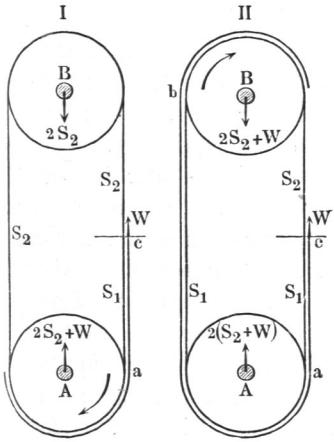
Man erkennt aus dieſer Betrachtung zunächſt, daß die Spannung S_1 des Sägeblattes immer größer als der Schneidwiderſtand W und zwar um ſo größer ſein muß, je kleiner der Reibungscoefficient f iſt. Zur Vergrößerung des letzteren, und auch wegen der Schonung der Sägen werden die Umfänge der Scheiben ſtets mit einem weichen und nachgiebigen Stoffe, wie Leder oder Gummi, überzogen, wodurch einem Gleiten des Bandes auf den Scheiben nach Möglichkeit vorgebeugt wird.

Die Verſchiedenheit der Spannungen in dem nieder- und aufgehenden Theile des Blattes läßt auch erkennen, daß es unzweckmäßig ſein müßte, wenn man den Antrieb von der oberen Scheibe aus bewirken wollte; alsdann wäre nämlich das Stück von c nach a, Fig. 293 II, um die untere Scheibe herum und bis zu der oberen Scheibe B der größeren Spannung S_1 unterworfen, während bei dem Antreiben der unteren Scheibe, Fig. 293 I, die größere Spannung S_1 nur in dem kurzen Stücke zwiſchen dem Angriffspunkte c und der unteren Scheibe A auftritt. Die Fig. 293 deutet dieſes Verhalten dadurch an, daß die der größeren Spannung unterworfene Bandlänge durch eine Doppellinie hervorgehoben iſt. Bei dem Antriebe der oberen Scheibe, wie er in II vorausgeſetzt iſt, wird daher nicht nur die Wahrſcheinlichkeit eines Bruches des Sägeblattes eine größere ſein, ſondern es tritt auch eine größere Reibung an den Zapfen der Scheiben auf, als dies bei dem Antriebe von unten in I der Fall iſt. Es iſt nämlich bei dem Antriebe der unteren Scheibe der Druck auf die Axe der Scheibe unten $2\,S_2 + W$ und oben $2\,S_2$, während nach Fig. 293 II bei dem Antrieb von oben dieſe Drucke ſich ergeben unten zu $2(S_2 + W)$ und oben zu $2\,S_2 + W$.

Durch die Kräfte S_1 und S_2 werden in dem Bande gewiſſe Zugſpannungen s_1 und s_2 rege gemacht, welche ſich nach den Regeln der Feſtigkeit zu $s_1 = \frac{S_1}{F}$ und $s_2 = \frac{S_2}{F}$ ergeben, unter F den Bandquerſchnitt im tiefſten Punkte einer Zahnlücke verſtanden. Die einzelnen Theile des Bandes ſind demgemäß einem fortwährenden Wechſel der Spannung zwiſchen dieſen beiden Grenzen s_1 und s_2 unterworfen. Wenn ſchon dieſe unausgeſetzten Schwankungen in der Größe der Spannung auf die Dauer des Blattes von ungünſtigem Einfluſſe ſein müſſen, ſo tritt hierzu noch ein anderer viel nachtheiligerer Umſtand dadurch, daß die Fibern des Bandes, wegen der

Umbiegung deſſelben um die Scheiben, gewiſſen Biegungsſpannungen k unterworfen ſind. Dieſe Biegungsſpannungen ſind an der äußeren Seite ebenfalls Zugſpannungen, ſo daß daſelbſt die geſammte Beanſpruchung der Faſern durch die Summe $k + s$ dargeſtellt iſt, während die innen liegenden Faſern durch die Biegung zuſammengedrückt werden, daher einer geſammten Anſtrengung gleich $k - s$ ausgeſetzt ſind. Die Größe der äußerſten Biegungsſpannung iſt nach Theil I durch $k = \frac{d}{D} E$ ausgedrückt, wenn d die Dicke des Blattes, D den Durchmeſſer der Scheibe und E den Elaſticitätsmodul des Stahls bedeutet. Die durch die Biegung hervorgerufenen Spannungen ſind in allen Fällen der Ausführung beträchtlich größer, als die durch die Spannung der Säge erzeugten Zugſpannungen s. Hieraus ergiebt ſich denn, daß die äußeren Faſern eines Bandes ſtets nur Zugſpannungen und zwar in wechſelnden Beträgen zwiſchen $k + s_1$ und $k + s_2$ ausgeſetzt ſind, während die innern Faſern bald gedrückt, bald gezogen werden. Einem Zuge zwiſchen den Grenzen s_1 und s_2 ſind dieſe innen liegenden Faſern an den gerade geſtreckten Theilen zwiſchen den Scheiben ausgeſetzt, während die Größe der Druckſpannung bei dem Umlaufe um die obere Scheibe ſich zu $k - s_2$ und bei der Berührung der unteren Scheibe zu $k - s_1$ ermittelt. Dieſer an den innern Faſern des Bandes ſtattfindende Wechſel zwiſchen Druck- und Zugſpannungen tritt in ſehr kurzen Zwiſchenräumen ſchnell hinter einander auf. Wenn die Scheiben z. B. mit der nicht ungewöhnlichen Geſchwindigkeit von 400 Umdrehungen in der Minute umlaufen und die ganze Bandlänge gleich zwei ganzen Scheibenumfängen iſt, ſo wird das Band an jeder Stelle in der Minute 800 mal einem Wechſel zwiſchen Zug und Druck ausgeſetzt, was bei einer ununterbrochenen Arbeit von zehn Stunden ſchon nahezu eine halbe Million von Wechſeln ergiebt. In dieſem Umſtande findet ſich eine hinreichende Erklärung des häufigen Reißens der Bandſägen, da die in dieſer Hinſicht von Wöhler und Andern angeſtellten Verſuche unwiderleglich ergeben haben, daß bei einem wiederholten Wechſel in der Richtung und Größe der Anſtrengungen des Materials nach einer beſtimmten Anzahl ſolcher Wechſel unfehlbar der

Fig. 293.



Bruch eintritt, auch wenn die Größe der Anſtrengung an ſich noch weit hinter der für ruhende Belaſtungen zuläſſigen zurückbleibt.

Außer durch dieſe an ſich ungünſtige Wirkungsweiſe der Bandſägen wird deren Dauer noch durch eigenthümliche Umſtände vermindert, welche ſich bei dem Betriebe einſtellen. Wenn z. B. die ſtillſtehende Säge durch Verſchiebung des Betriebsriemens von der loſen auf die Feſtſcheibe eingerückt wird, ſo nimmt die untere Antriebſcheibe ſehr ſchnell die große Umdrehungsgeſchwindigkeit an, welche ihr vom Betriebsriemen mitgetheilt wird. Dagegen kann die obere Sägenſcheibe nur folgen, weil das Sägenband die Wirkung eines Betriebsriemens äußert. Es iſt klar, daß die obere Scheibe ſich vermöge ihrer Maſſe einer augenblicklichen Mitnahme entgegenſetzen wird, ſo daß das Sägenblatt zunächſt einem theilweiſen Schleifen auf der oberen Scheibe unterworfen iſt, in Folge deſſen eine Erhitzung des Blattes und leicht auch eine Beſchädigung deſſelben bezw. der Lederunterlage hervorgerufen wird. Denkt man ſich andererſeits die im vollen Betriebe befindliche Säge plötzlich ausgerückt, ſo wird, wenn auch die untere Scheibe zur Ruhe gekommen iſt, die obere Scheibe vermöge der in ihr aufgeſpeicherten lebendigen Kraft noch einen gewiſſen Weg zurücklegen. Dies iſt aber für die Säge deswegen äußerſt nachtheilig, weil nunmehr das von der oberen Scheibe nach unten ablaufende Stück unten zurückgehalten und von oben einem Schube ausgeſetzt wird, in Folge deſſen leicht ein Einknicken des Blattes veranlaßt wird, welches letztere ſeiner Natur nach natürlich niemals als Druckkraftorgan wirken kann. Dieſer Uebelſtand des *Ueberſtürzens* tritt beſonders dann hervor, wenn man zur Vermeidung des läſtigen Zeitverluſtes bei dem Anhalten der ſchnell laufenden Säge die untere Antriebſcheibe derſelben mit einer Bremſe verſieht, durch welche das Stillſtellen beſchleunigt wird.

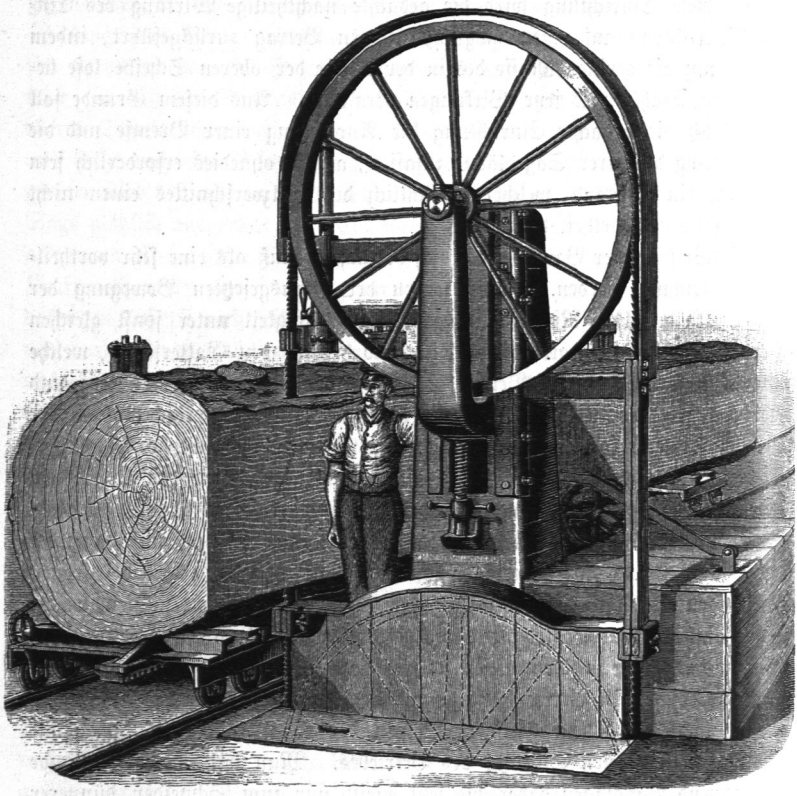
Um die letztgedachten aus dem Beharrungsvermögen der oberen Scheibe entſpringenden Nachtheile möglichſt herabzuziehen, iſt es eine wohl berechtigte und von allen Erbauern ſolcher Maſchinen befolgte Regel, die obere Scheibe *ſo leicht wie nur irgend möglich* auszuführen. Auch hat man wohl eine Bremſe nicht nur an der unteren, ſondern auch an der oberen Scheibe angeordnet, derart, daß behufs des Anhaltens beide Bremſen gleichzeitig angezogen werden. Dadurch wird aber die Einfachheit der Maſchine beeinträchtigt, und man hat deswegen noch häufiger die Bremſe gänzlich, auch an der Antriebſcheibe, weggelaſſen, um das durch Bremſen der Antriebſcheibe beförderte Ueberſtürzen des Blattes möglichſt zu vermeiden; man nimmt dafür den Nachtheil eines größeren Zeitverluſtes bei dem Anhalten der Säge in Kauf. Eine ſchöne und zweckdienlich ſcheinende Einrichtung zeigen die Maſchinen von *Bentel & Margedant*. Hierbei iſt nämlich der Kranz der oberen Bandſcheibe mit einer ringsum laufenden Nuthe verſehen, in

welcher ein dünner innen und außen genau abgedrehter Stahlring ſeinen Platz findet. Dieſer Ring, welcher äußerlich mit Leder überzogen iſt, dient dem Sägeblatt als Unterlage, welche, wenn die Maſchine plötzlich angehalten oder aus der Ruhe plötzlich in Bewegung geſetzt wird, auf der oberen Scheibe in dem erforderlichen Maße gleiten kann. Für gewöhnlich dreht ſich der Ring mit derſelben Geſchwindigkeit, wie die obere Scheibe, da bei einem Gleiten beider auf einander offenbar ein größerer Reibungswiderſtand zu überwinden iſt, als der in den Lagern der oberen Scheibenaxe auftretende. Durch dieſe Einrichtung wird die gedachte nachtheilige Wirkung des Ein- und Ausrückens auf einen möglichſt kleinen Betrag zurückgeführt, indem hierbei nur die geringe Maſſe des in der Nuthe der oberen Scheibe loſe befindlichen Stahlringes jene Wirkungen veranlaßt. Aus dieſem Grunde ſoll denn auch die gedachte Einrichtung die Anordnung einer Bremſe und die Anwendung dünnerer Sägeblätter zulaſſen, als ſie ohnedies erforderlich ſein würden, ein Umſtand, welcher hinſichtlich des Holzverſchnittes einen nicht unweſentlichen Vortheil darſtellt.

Die Wirkung der Bandſäge, an ſich betrachtet, muß als eine ſehr vortheilhafte bezeichnet werden. Denn wegen der unausgeſetzten Bewegung der Säge nach derſelben Richtung iſt die Leiſtungsfähigkeit unter ſonſt gleichen Verhältniſſen größer, als bei den hin- und hergehenden Gatterſägen, welche nur während der halben Betriebszeit eigentliche Nutzarbeit verrichten, und welche wegen der mit dem Kurbelgetriebe verbundenen Veränderlichkeit der Geſchwindigkeit, ſowie wegen der ſchwingenden Maſſen nicht ſo ſchnell betrieben werden können, wie Kreis- und Bandſägen. Auch den Kreisſägen gegenüber gewähren die Bandſägen den Vortheil, daß der Schnitt in allen Punkten *ſenkrecht zum Faſernlaufe* des Holzes erfolgt, und daß man auch dickere Hölzer mit Bandſägen ſchneiden kann, ohne, wie dies bei großen Kreisſägen nöthig iſt, eine unmäßig dicke Säge anwenden zu müſſen, welche die Nachtheile eines beträchtlichen Kraftverbrauches und Holzverluſtes im Gefolge hat. Wenn trotz dieſer unleugbaren Vorzüge die Bandſägen doch nur eine beſchränkte Verwendung gefunden haben, ſo liegt der hauptſächlichſte Grund hierfür in dem häufigen Reißen der Sägebänder und der damit jedesmal verbundenen Störung des Betriebes. Man hat dieſem Umſtande entſprechend Bandſägen daher bis jetzt meiſt nur zum Schneiden dünnerer Hölzer verwendet, und zwar weniger zum Zertheilen der Stämme in Balken und Bretter, als vielmehr in den Werkſtätten der Holzarbeiter zum Ausſchneiden geſchweifter oder ſonſtwie geformter Gegenſtände. Daß man die Blätter zur Herſtellung ſolcher krummliniger Schnitte nur in geringer Breite anwenden darf, um in möglichſt ſcharfen Krümmungen ſchneiden zu können, ergiebt ſich von ſelbſt. Die geringe Blattſtärke, welche man den Bandſägen geben darf, und immer geben wird, machen dieſelben ſehr geeignet zu-

Schweifſägen, da es ſich bei denſelben meiſt um die Verarbeitung koſtbarer Hölzer handelt, alſo der Holzverſchnitt thunlichſt klein zu machen iſt. Die Vorſchiebung geſchieht bei derartigen Sägen natürlich aus freier Hand, zu welchem Ende für die Unterſtützung des Arbeitsſtückes nur ein einfacher Tiſch *T* (Fig. 291 auf S. 426) angeordnet iſt, der übrigens zur Herſtellung ſchiefer Schnitte nach Bedarf gegen die wagerechte Lage in mäßigem Grade geneigt werden kann. Die Bandſägen arbeiten im Allgemeinen mit

Fig. 294.

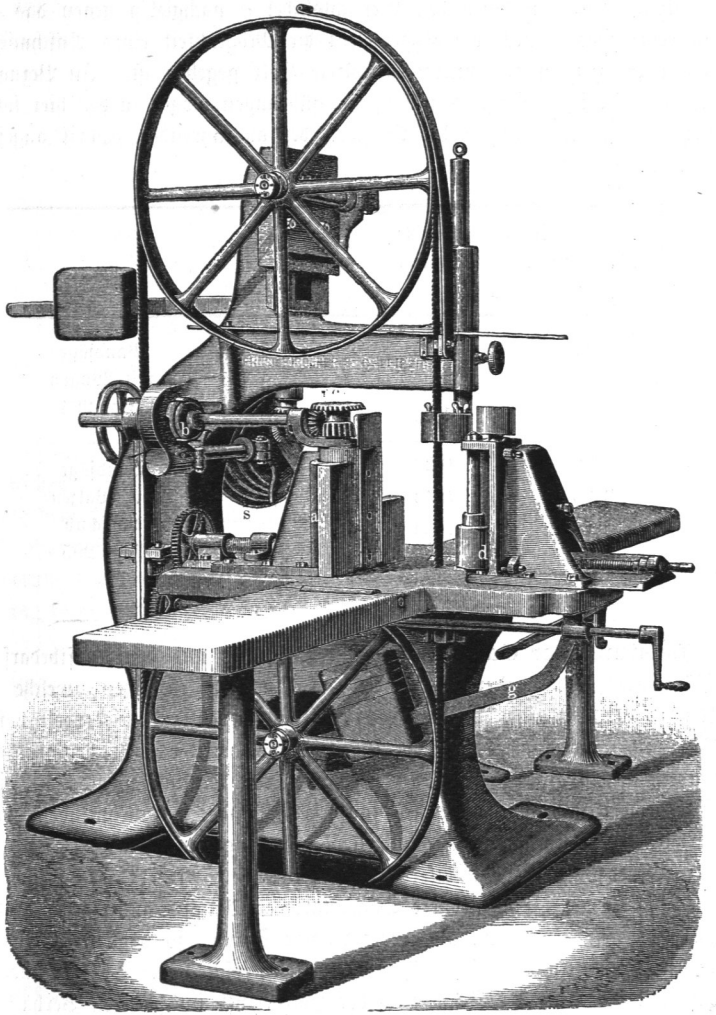


großer Geſchwindigkeit, die Scheiben machen zwiſchen 300 und 450 Umdrehungen in der Minute, was bei einem Durchmeſſer derſelben von etwa 1 m einer Geſchwindigkeit von 16 bis 24 m entſpricht.

Die großen Vorzüge, welche nach dem Vorſtehenden den Bandſägen anhaften, ſind die Urſache geweſen, daß man in der neueren Zeit dieſelben auch für das eigentliche Bretſchneiden in ſchwererer Ausführung und mit ſelbſtthätigem Vorſchiebezeug ausgeführt hat. Deshalb mögen hier noch die bei-

den vorſtehenden Figuren angeführt werden, welche ſolche Maſchinen aus der Fabrik von E. Kirchner & Co. in Leipzig darſtellen. Die Säge, Fig. 294, welche für Stämme bis zu 1 m Stärke noch ausreicht, iſt mit

Fig. 295.



dem bekannten und aus der Figur erkenntlichen Wagen zum Vorſchieben des Blockes verſehen, während Fig. 295 eine Säge mit Walzenvorſchub darſtellt. Das Holz wird zwiſchen zwei Paare ſtehender Walzen gepreßt, von denen die hinteren *a* durch Zahnräder und Schneckentrieb eine ſelbſtändige Be-

wegung mit nach der Dicke des Holzes veränderlicher Geſchwindigkeit empfangen. Der Betrieb dieſer Walzen durch die Stufenſcheibe *s*, das Schneckenrad *b* und die Kegelräder *c* bedarf nach dem bisher über Vorſchubeinrichtungen Geſagten einer weiteren Erläuterung nicht. Die vorderen Walzen *d* werden durch den Gewichtshebel *g* nachgiebig gegen das Holz gepreßt, wobei durch ein Kugelgelenk die Möglichkeit eines Anſchmiegens dieſer Walzen an das uneben geſtaltete Holz gegeben iſt. In Bezug auf die Verhältniſſe dieſer beiden Sägenausführungen mögen in den hier folgenden Zuſammenſtellungen die Angaben der ausführenden Fabrik angeführt werden.

Durchmeſſer der Sägerollen m	Größte Schnitthöhe m	Betriebskraft Pfdkrft.	
1,20	0,75	5	Bandſäge mit Wagen Fig. 294
1,80	1,20	8	
1,80	1,50	10	
0,90	0,28	2,5	Bandſäge mit Walzenvorſchub Fig. 295
1,00	0,40	3,5	
1,10	0,50	4	
1,20	0,60	5	

§. 85. **Leiſtung der Gatter.** Ueber die Leiſtung und den Kraftbedarf der Sägegatter ſind in dem Folgenden die Angaben enthalten, welche von Kankelwitz in einer Arbeit[1]) über dieſen Gegenſtand niedergelegt ſind. Für den Widerſtand der Säge iſt, wie ſchon weiter oben hervorgehoben wurde, in erſter Reihe die Sägenſtärke *s* von Einfluß, und da mit dieſer Sägenſtärke auch die Größe des für jeden Schnitt anzunehmenden Vorſchubes in beſtimmter Beziehung ſteht, ſo hängt auch die Leiſtung des Gatters, d. h. die in beſtimmter Zeit zu erzielende Schnittfläche, von der Sägenſtärke ab. Eine größere Sägenſtärke ermöglicht nämlich eine größere Vorſchiebegeſchwindigkeit, als eine geringere Stärke, ſo daß zur Erzielung größerer Schnittflächen dicke Sägen vortheilhaft erſcheinen. Da aber andererſeits mit der Dicke der Säge auch der Holzverluſt im geraden Verhältniſſe wächſt, ſo erkennt man hieraus, wie in jedem Falle eine gewiſſe Stärke des Sägeblattes als die vortheilhafteſte erſcheinen muß. Bei der Beſtimmung

[1]) Der Betrieb der Schneidemühlen von W. Kankelwitz, Zeitſchr. d. Vereins deutſcher Ing. 1862.

dieſer vortheilhafteſten Stärke, welche für den lohnenden Betrieb einer Sägemühle im Allgemeinen von hervorragender Bedeutung iſt, hat man natürlich in jedem beſonderen Falle auf die beſonderen Verhältniſſe, insbeſondere auf die Preiſe des Holzes, die Koſten der Betriebskraft und die Höhe der Arbeitslöhne Rückſicht zu nehmen. Auch hat man bei der Wahl der Sägenſtärke auf die Länge der Säge in der Art zu achten, daß man einer längeren, d. h. für einen größeren Hub und dickere Hölzer beſtimmten Säge eine größere Stärke zu geben hat, als unter ſonſt gleichen Verhältniſſen für eine kürzere Säge gewählt werden darf, wie ſie für das Schneiden dünnerer Hölzer etwa Verwendung findet. Die Stärke der gewöhnlich für Gatter angewandten Sägen liegt bei den Mittelgattern mit nur einem Blatte ungefähr zwiſchen 2,4 und 3,2 mm, und bei Vollgattern mit vielen Blättern zwiſchen 1,4 und 2,6 mm.

Mit der feſtgeſtellten Sägendicke ſteht im unmittelbaren Zuſammenhange die Breite b der Schnittfuge, und man kann die Schränkung der Säge paſſend ſo bemeſſen, daß die Beziehung gilt:

$$b = 1{,}5\,s \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Auch die Länge des für das Gatter zu wählenden Hubes richtet ſich aus praktiſchen Gründen nach der Sägendicke, indem eine Säge erfahrungsmäßig dem Verlaufen um ſo leichter ausgeſetzt iſt, je größer ihr Hub, alſo auch ihre Länge gewählt wird und man dieſer Neigung zum Verlaufen wiederum durch eine größere Blattſtärke begegnen kann. In dieſer Beziehung kann nach unſerer Quelle die Hubhöhe H paſſend zu

$$H = 0{,}1\,s + 0{,}35\,\text{m} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

für Mittel- und Vollgatter,

$$H = 0{,}1\,s + 0{,}27\,\text{m} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2a)$$

für Seitengatter gewählt werden, worin s in Millimetern auszudrücken iſt. Daß bei den Seitengattern die Hubhöhe kleiner oder die Blattſtärke größer zu machen iſt, hat ſeinen Grund in der hierbei gewählten einſeitigen Lagerung des Blockes, wodurch ein Verlaufen der Säge begünſtigt wird.

Bei der Feſtſetzung der Hubhöhe H eines Gatters hat man andererſeits auch auf die Dicke h der zu ſchneidenden Hölzer zu achten, indem bei Blöcken, deren Dicke größer iſt als die Hubhöhe, das Herausfallen der Sägeſpäne erſchwert und nur durch übermäßig ſtarken Schrank, alſo großen Holzverluſt, erzielt werden kann. Man pflegt daher wohl die Regel zu geben, die Hubhöhe H ſolle zwiſchen $1{,}7\,h$ und $2\,h$ angenommen werden, eine Regel, welche aber nur für die Vollgatter zutreffen dürfte, auf welchen meiſt nur Blöcke von geringerer Dicke h zu Brettern verſchnitten werden. Für größere Blockſtärken würde jene Regel zu unbequem großen Hubhöhen mit allen

Nachtheilen langer Kurbeln führen; man ſoll nach **Kankelwitz** den Hub mindeſtens um 0,1 m größer annehmen, als die Schnitthöhe h des Blockes.

Mit der Hubhöhe H eines Gatters ſteht wiederum die Anzahl der in gewiſſer Zeit zu gebenden Hübe oder Kurbelumdrehungen in Beziehung, und zwar aus praktiſchen Gründen. Mit der Geſchwindigkeit der Gatter ſteigern ſich nämlich ganz erheblich die ſchädlichen Widerſtände des Kurbelgetriebes, ſo daß bei größeren Umdrehungszahlen gar bald der Gewinn an vergrößerter Leiſtung durch unverhältnißmäßig vergrößerten Kraftbedarf aufgewogen wird. Hierzu kommt der Umſtand, daß die Wahrſcheinlichkeit einer Betriebsſtörung, wie ſie bei ſchnell gehenden Maſchinen ſo leicht, z. B. durch Warmlaufen eines Zapfens oder den Bruch eines Maſchinentheils, eintritt, mit ſteigender Geſchwindigkeit ſich ſchnell vergrößert. Dies iſt der Grund, warum man mit der Hubzahl der Gatter in der Wirklichkeit gewiſſe Grenzen nicht gern überſchreitet. Man kann die Anzahl n der Kurbelumdrehungen oder Doppelhübe des Gatters in der Minute bei einer Hubhöhe gleich H aus der empiriſchen Formel ermitteln

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 2{,}42 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

für leichte Mittelgatter,

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 \,(100 + G) = 900 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3a)$$

für Vollgatter, bei denen G das Gewicht des Gatterrahmens in Pfunden einſchließlich der eingehängten Sägen bedeutet. Dieſen Formeln gemäß ergeben ſich die unſerer Quelle entnommenen folgenden beiden Tabellen:

Umdrehungsgeſchwindigkeit der Mittelgatter.

Für $H =$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	Meter
$n =$	213	200	189	179	170	Umdrehungen.

Umdrehungsgeſchwindigkeit der Vollgatter.

Für $G =$	300	400	500	600	700	800	900	Pfund
$H =$ 0,5 Meter	208	193	182	173	165	159	153	
$H =$ 0,55 Meter	195	181	171	162	155	149	144	
$H =$ 0,6 Meter	184	171	161	153	146	141	136	
$H =$ 0,65 Meter	175	162	153	145	139	133	129	

Dieſen Werthen entſprechend ſchwankt die größte Geſchwindigkeit der Säge, welche man ſehr nahe gleich der Umfangsgeſchwindigkeit der Kurbel ſetzen kann, daher zwiſchen 5,4 und 6,2 m.

Der Vorſchub, welcher dem Blocke für jeden Schnitt gegeben werden kann, iſt nach dem Früheren im Verhältniſſe zur Sägenſtärke s anzunehmen. Andererſeits iſt derſelbe auch um ſo größer zu wählen, je größer der Hub H gemacht iſt, da die von jedem Zahne wegzuſchneidende Holzmenge, welche in Spanform in der darunter befindlichen Zahnlücke Raum finden muß, um ſo kleiner ausfällt, je größer die Anzahl der zur Wirkung kommenden Zähne, d. h. je größer der Sägenhub iſt. Ebenſo erkennt man andererſeits, daß man den Vorſchub um ſo kleiner anzunehmen hat, je dicker der zu ſchneidende Block iſt, da mit dieſer Dicke h die in Späne zu verwandelnde Holzmenge im Verhältniſſe ſteht. Demgemäß ſoll man den Vorſchub für jeden Schnitt zu

$$\delta = 0{,}8 \frac{H}{h} s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

annehmen. Aus dem Vorſchub δ, der Schnittzahl n und der Blockſtärke h folgt nun weiter die in einer Minute von der Säge erzeugte Schnittfläche zu

$$F = 0{,}001\, n h \delta = 0{,}0008\, n H s \text{ qm} \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Dieſe Formel giebt die Leiſtung eines einfachen Gatters, und man hat unter h darin die Schnitthöhe, d. h. die Dicke des Blockes an der Schnittſtelle, zu verſtehen. Für Vollgatter mit z-Sägen würde die Leiſtung nur unter der Bedingung gleich dem z-fachen dieſes Betrages ſein, daß alle Sägen dieſelbe Schnitthöhe hätten. Da dies bei dem Schneiden der gewöhnlichen Blöcke natürlich nicht der Fall iſt, indem die Schnitthöhe mit wachſendem Abſtande der Säge von der Mitte des Blockes abnimmt, ſo erhält man die Leiſtung eines mit z-Sägen arbeitenden Vollgatters durch die Formel

$$F = 0{,}0008\, n H s . z . \vartheta \text{ qm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5a)$$

worin ϑ ein Coefficient kleiner als Eins iſt, welchen man paſſend annehmen kann zu:

$\vartheta = 0{,}75$ für unbeſäumte Blöcke, die zu Brettern und Bohlen geſchnitten werden,

$\vartheta = 0{,}90$ für vorher beſäumte Blöcke, die zu Brettern geſchnitten werden.

Von dieſer Leiſtung einer Säge während der Zeit ihres Betriebes hat man die durchſchnittliche Leiſtung während längerer Zeit deswegen zu unterſcheiden, weil mit dem Betriebe des Gatters zum Zurückführen des Blockwagens und Aufbringen ſowie Anſtellen des Blockes, Schärfen der

Sägen u. ſ. w. gewiſſe Stillſtände unvermeidlich verbunden ſind, durch welche die durchſchnittliche Leiſtung entſprechend herabgezogen wird. Bezeichnet E die durchſchnittliche Leiſtung in Quadratmetern für die Stunde, ſo ſoll man ſetzen bei Mittelgattern:

$$E = 60\,\frac{F}{1 + \varphi F}\ \text{qm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

worin $\varphi = 2{,}5$ bei dem Schneiden von Brettern, und $\varphi = 3$ bei dem Schneiden von Bohlen und Bauholz vorauszuſetzen iſt.

Für Vollgatter dagegen giebt Kankelwitz die Formel:

$$E = 60\,\frac{F}{1 + \mu\left(0{,}03 + \frac{1}{z}\right)F}\ \text{qm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6a)$$

unter z die Anzahl der ſchneidenden Sägen und unter μ einen Erfahrungswerth verſtanden, welcher im Durchſchnitt zu $\mu = 7$ angenommen werden kann.

Beiſpiele: 1. Wählt man für ein einfaches Mittelgatter eine Sägenblattſtärke $s = 3\,\text{mm}$, ſo ergiebt ſich nach (2) eine paſſende Hubhöhe des Gatters von $H = 0{,}1\,.\,3 + 0{,}35 = 0{,}65\,\text{m}$, und hierzu nach (3) eine Hubzahl in der Minute von $n = 100\sqrt[3]{\frac{2{,}42}{0{,}65\,.\,0{,}65}} = 179$. Bei einer Stärke des zu ſchneidenden Holzes von $h = 0{,}5\,\text{m}$ würde daher ein Vorſchub für jeden Schnitt von $\delta = 0{,}8\,\frac{0{,}65}{0{,}50}\,3 = 3{,}12\,\text{mm}$ folgen, ſo daß die Geſchwindigkeit des Blockwagens in der Minute zu $179\,.\,3{,}12 = 558\,\text{mm}$ ſich ſtellt. Hieraus folgt weiter die Schnittfläche in jeder Minute zu $F = 0{,}558\,.\,05 = 0{,}279\,\text{qm}$, und man könnte ſtündlich auf eine durchſchnittliche Leiſtung von $E = 60\,\frac{0{,}279}{1 + 3\,.\,0{,}279} = 9{,}11\,\text{qm}$ bei dem Schneiden von Bauholz rechnen.

2. Nimmt man für ein Vollgatter, das mit 12 Sägen arbeiten ſoll, eine Blattſtärke von $s = 2{,}2\,\text{mm}$ an, ſo iſt ein Hub von $H = 0{,}1\,.\,2{,}2 + 0{,}35 = 0{,}57\,\text{m}$ paſſend, und man kann, wenn das Gewicht des Rahmens einſchließlich der Sägen zu etwa $G = 600$ Pfund vorausgeſetzt wird, die Umdrehungszahl der Gatterwelle in der Minute nach (3a) zu $n = 100\sqrt[3]{\frac{900}{0{,}57\,.\,0{,}57\,.\,700}} = 159$ annehmen. Haben die zu ſchneidenden Blöcke, welche einer vorherigen Beſäumung nicht unterworfen werden ſollen, eine Höhe von $h = 0{,}4\,\text{m}$, ſo wird man einen Vorſchub von $\delta = 0{,}8\,\frac{0{,}57}{0{,}4}\,2{,}2 = 2{,}5\,\text{mm}$ wählen dürfen. Die von allen 12 Sägen in der Minute zu erzielende Schnittfläche beſtimmt ſich mit $\vartheta = 0{,}75$ zu $F = 0{,}0008\,.\,159\,.\,0{,}57\,.\,2{,}2\,.\,12\,.\,0{,}75 = 1{,}436\,\text{qm}$ und man hat nach (6a) ſtündlich auf eine Schnittfläche von

$$E = 60\,\frac{1{,}436}{1 + 7\left(0{,}03 + \frac{1}{12}\right)1{,}436} = 40{,}3\,\text{qm}$$

zu rechnen.

§. 86.

Arbeitsaufwand der Sägen. Die zum Betriebe eines Gatters erforderliche Arbeit von N Pferdekräften setzt sich aus zwei Theilen, N_1 und N_2, zusammen, wovon N_1 den zum Betriebe des leergehenden Gatters erforderlichen Betrag und N_2 die zur eigentlichen Schneidwirkung aufzuwendende Arbeit vorstellt. Die Arbeit N_1 des leergehenden Gatters kann auf dem Wege der Rechnung annähernd ermittelt werden, indem man die in dem Kurbelgetriebe auftretenden Nebenhindernisse in der in Thl. III, 1 angedeuteten Art bestimmt. Die zur Ueberwindung dieser Widerstände bei einer bestimmten Bewegung, z. B. bei einer Kurbelumdrehung, aufzuwendende Arbeit setzt sich hauptsächlich aus vier Theilen, $A_1 + A_2 + A_3 + A_4$, zusammen, von denen A_1 der Reibung an den Gatterzapfen, A_2 derjenigen in den Geradführungen, A_3 der Reibung an dem Kurbelzapfen und A_4 der Reibung in den Lagern der Gatterwelle entspringt. Die Aufstellung einer allgemeinen Formel für diese Widerstände, von denen die an den Gatterzapfen den geringsten und die an den Wellenlagern den größten Werth haben, soll hier unterbleiben, die Entwickelung geschieht nach den in Thl. III, 1 gelegentlich der Besprechung des Kurbelgetriebes angeführten Regeln; auch findet man eine vollständige Formel für diese Widerstände in der hier benutzten Arbeit von Kankelwitz. Nur möge einer ebendaselbst angeführten Näherungsformel hier Erwähnung gethan werden. Danach läßt sich nämlich die Leergangsarbeit eines Mittelgatters in Pferdekräften unter Beibehaltung der Bezeichnungen H, n und s für Hubhöhe, Schnittzahl und Sägenstärke durch die Formel finden:

$$N_1 = 3\left(\frac{n}{100}\right)^3 \frac{36 + s^2}{100} H \frac{1{,}5 + H}{4} \quad \ldots \quad (7)$$

welcher Ausdruck, wenn man für die Hubhöhe den aus (2) im vorhergehenden Paragraphen sich ergebenden Werth von $H = 0{,}1\,s + 0{,}35$ einführt, auch geschrieben werden kann:

$$N_1 = 1{,}12\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 1{,}12\left(\frac{n}{100}\right)^3 \left(\frac{s + 3{,}5}{10}\right)^2 \quad (7a)$$

Aus dieser Formel ermittelt sich der größte Kraftbedarf des leergehenden Gatters, wenn man die höchstens zulässige Umdrehungszahl n wählt, welche nach (3) an die Bedingung $\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 2{,}42$ geknüpft ist. Die Einführung dieses Werthes ergiebt

$$N_1 max = 1{,}12 \,.\, 2{,}42 = 2{,}71 \text{ Pfk.}$$

Für Vollgatter wird eine andere Näherungsgleichung zur Bestimmung der Leergangsarbeit angeführt, welche, unter G das Gewicht des Rahmens in Pfunden einschließlich der Sägen verstanden, sich

$$N_1 = 0{,}95\,n\left[1{,}31 - 1{,}87\,\frac{n}{100} + \left(\frac{n}{100}\right)^2\right] H\,\frac{0{,}4 + H}{100}\,\frac{G - 90}{100} \quad (8)$$

ſchreibt. Das Gewicht G, welches bei ausgeführten Gattern durch Wägung unmittelbar beſtimmt werden kann, hat man bei Entwürfen natürlich aus den Abmeſſungen der einzelnen Theile rechneriſch zu beſtimmen; zur Erleichterung dieſer Beſtimmung kann die Formel benutzt werden:

$$G = 90 + (5 + 2{,}4\,s^2)\,z + 8\,s\,(1 + 5\,L\sqrt{L})\sqrt{z} \quad . \quad (9)$$

in welcher L die lichte Weite des Gatterrahmens in Metern und z die Zahl der einzuhängenden Sägen bedeutet. Nimmt man auch hier die unter (2) angegebene Beziehung zwiſchen Hubhöhe H und Sägenſtärke s als gültig an und ſetzt eine Sägenzahl von $z = 15$ als diejenige voraus, für welche das Gatter eingerichtet ſein ſoll, ſo läßt ſich der Ausdruck für die Leergangsarbeit zu

$$N_1 = 1{,}2\,\frac{n}{100}\left[1{,}31 - 1{,}87\,\frac{n}{100} + \left(\frac{n}{100}\right)^2\right] H^2 s\,(1{,}8 + 1{,}26\,L + L^2) \quad (9a)$$

ſchreiben. Wenn man in dieſe Formel die aus (3a)

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2\,(G + 100) = 900$$

folgende größte Umdrehungszahl einführt, und für die verſchiedenen gebräuchlichen Werthe von L, n und s die Arbeit ausrechnet, ſo findet ſich, daß dieſe Arbeit von der Sägenſtärke faſt unabhängig iſt und man die Näherungsformel:

$$N_1 = 3{,}23 + 0{,}6\,L \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9b)$$

aufſtellen kann. Dieſer Ausdruck gilt, wie bemerkt, für ein Gatter mit 15 Sägen, und zwar unter der Vorausſetzung, daß dieſe auch wirklich eingehängt ſind. Wenn daſſelbe Gatter mit einer kleineren Anzahl von z Sägen arbeitet, ſo ermäßigt ſich der Betrag N_1 der Leergangsarbeit zu dem Werthe

$$N_1' = N_1\left(1 - \varkappa\,\frac{15 - z}{15}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

worin $\varkappa$ etwa zwiſchen den Werthen 0,10 und 0,17 gelegen iſt, und ſich allgemein durch

$$\varkappa = 0{,}0756\,s + 0{,}005\,L - 0{,}0156\,L\,s \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

beſtimmen läßt.

Der zweite zur eigentlichen Nutzwirkung des Schneidens erforderliche Arbeitsbetrag N_2 entſpringt aus den beiden Widerſtänden, welche die Zähne der Säge an der vorderen Stirnkante und an den beiden Seiten finden. Es wurde bereits in §. 77 angeführt, daß der erſtere Widerſtand weſentlich von der Sägenſtärke s, nicht aber von der Größe der Schränkung oder von der Breite b der Schnittfuge, der ſeitliche Widerſtand aber weſentlich von dem

Vorſchube δ des Holzes abhängt. Der Widerſtand an der vorderen Stirnkante iſt aber auch von der Hubhöhe H des Gatters abhängig, derart, daß dieſer Widerſtand bei gleichbleibendem Vorſchube direct mit der Hubhöhe wächſt, indem bei einer größeren Hubhöhe, alſo größeren Zahl der zur Wirkung kommenden Zähne, eine öftere Wiederholung der Schneidarbeit ſtattfindet, daher das Holz in kürzere Stückchen zerſchnitten wird. Demgemäß kann man den Widerſtand der Säge durch $W = c_1 \delta + c_2 Hs$ ausdrücken, wenn c_1 und c_2 gewiſſe conſtante Coefficienten ſind. Da dieſer Widerſtand in der Minute n mal auf dem Wege gleich der Blockhöhe h überwunden werden muß, ſo erhält man die Größe der Arbeit in Pferdekräften ausgedrückt durch eine Formel:

$$N_2 = (c_3 \delta + c_4 Hs) n h = \left(k + k_1 \frac{Hs}{\delta}\right) F,$$

worin wieder unter $F = 0{,}001\, n h \delta$ die Schnittfläche in Quadratmetern für die Minute verſtanden iſt. Nach Kankelwitz kann man das Verhältniß der Werthe $\frac{k_1}{k}$ zu 4 annehmen, ſo daß man damit die Gleichung erhält:

$$N_2 = k\left(1 + 4 \frac{Hs}{\delta}\right) F \text{ Pfk.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Setzt man in derſelben noch nach (4) $\frac{Hs}{\delta} = 1{,}25\, h$, ſo wird auch

$$N_2 = k(1 + 5h) F \text{ Pfk.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12a)$$

Man erſieht aus dieſer Formel, daß die für jeden Quadratmeter Schnittfläche aufzuwendende Arbeit mit zunehmender Blockſtärke h wächſt, aber von der Sägenſtärke nicht unmittelbar abhängt.

Ueber die Größe des Coefficienten k macht Kankelwitz folgende Angaben. Danach iſt dieſer Werth um ſo größer, je trockener das Holz iſt, auch wechſelt er ſehr mit der Beſchaffenheit des Holzes. Splinth ſchneidet ſich leichter als Kernholz, junges oder überſtandenes leichter als altes und kräftiges Holz. In Bezug auf die für unſere Verhältniſſe beſonders wichtigen Nadelhölzer ſoll man annehmen:

für ganz naſſes Holz	$k = 2{,}6$,
für feuchtes Holz	$k = 2{,}7$,
für lufttrockenes Holz	$k = 3{,}0$,
für ganz trockenes Holz	$k = 3{,}2$.

Mit dieſen Werthen wird man eine annähernde Ermittelung des erforderlichen Kraftaufwandes vornehmen können, wie dies für die im vorhergehenden Paragraphen angeführten Beiſpiele hier geſchehen mag.

Beiſpiel: Für das oben zu Grunde gelegte Mittelgatter erhält man die Leerlaufsarbeit zu $N_1 = 1{,}12 \,.\, 1{,}79^3\, 0{,}65^2 = 2{,}71$ Pfk., während die zum Schneiden erforderliche Arbeit unter Vorausſetzung eines Werthes $k = 2{,}7$ für feuchtes Holz zu

$$N_2 = 2{,}7\ (1 + 5\,.\,0{,}5)\ 0{,}279 = 2{,}64 \text{ Pfk.},$$

daher der geſammte Kraftbedarf zu $2{,}71 + 2{,}64 = 5{,}35$ Pfk. ſich ermittelt.

Setzt man bei dem Vollgatter in dem Beiſpiele des vorherigen Paragraphen voraus, daß daſſelbe für 15 Sägen gebaut iſt, ſo entſpricht demſelben bei voller Beſetzung eine Leergangsarbeit, wenn das Gewicht G hierfür zu 650 Pfund angenommen wird, von

$$N_1 = 0{,}95\,.\,159\,(1{,}31 - 1{,}87\,.\,1{,}59 + 1{,}59^2)\,0{,}57\,.\,0{,}0097\,.\,5{,}6 = 151\,.\,0{,}87\,.\,0{,}031 = 4{,}1 \text{ Pfk.}$$

Wenn nun nur 12 Sägen eingehängt werden, ſo wird dieſer Betrag unter Annahme eines Werthes von $\varkappa = 0{,}12$ zu demjenigen

$$N_1' = 4{,}1\left(1 - 0{,}12\,\frac{15-12}{15}\right) = 4{,}1\,.\,0{,}976 = 4{,}0 \text{ Pfk.}$$

ſich verringern.

Die Nutzarbeit erfordert bei einem Werthe $k = 3{,}0$, wie er für lufttrockenes Holz vorauszuſetzen iſt, eine Leiſtung von

$$N_2 = 3{,}0\,(1 + 5\,.\,0{,}4)\,.\,1{,}436 = 12{,}9 \text{ Pfk.},$$

ſo daß zum Betriebe des Gatters unter den gemachten Vorausſetzungen

$$N = 4{,}0 + 12{,}9 = 16{,}9 \text{ Pfk.}$$

erfordert werden.

Es mögen hier noch die Folgerungen angeführt werden, welche Hartig aus den von ihm an Holzbearbeitungsmaſchinen angeſtellten Verſuchen[1]) zieht. Danach kann man den Arbeitsaufwand in Pferdekräften ausdrücken durch:

$$N = 0{,}83 + \left(\alpha + \frac{\beta}{z}\right) F \text{ Pfk.}$$

bei einer Schwartenſäge (Seitengatter), wenn F die Schnittfläche in Quadratmetern für die Stunde und z die Vorſchiebung für jeden Schnitt bedeutet. Man hat hierin zu ſetzen:

für trockenes Fichtenholz $\alpha = 0{,}046$; $\beta = 0{,}33$; $z = 2$—8 mm,
für Eſchenholz . . . $\alpha = 0{,}052$; $\beta = 0{,}376$; $z = 1$—5 mm.

In gleicher Art berechnet ſich die Betriebskraft für eine Bandſäge mit 1,5 mm dickem Blatte und 0,855 m großen Sägenſcheiben, welche 150 Umdrehungen machten, zu

$$N = 0{,}19 + \left(\alpha + \frac{\beta}{z}\right) F \text{ Pfk.},$$

worin für trockene Hölzer durchſchnittlich $\alpha = 0{,}052$; $\beta = 0{,}465$ und die

[1]) Mittheilungen d. Kgl. Sächſ. Polytechn. Schule zu Dresden, Leipzig 1873.

Vorschubgeschwindigkeit v für die Secunde zwischen 8 und 34 mm anzunehmen ist.

Für eine Kreissäge von 0,870 m Durchmesser und 3,05 mm Dicke, welche in der Minute 850 Umdrehungen machte, fand sich die Formel:

$$N = 1{,}18 + \varepsilon F \text{ Pfk.},$$

worin man zu setzen hat für

Fichte	$\varepsilon = 0{,}180$,
Erle	$\varepsilon = 0{,}161$,
Rothbuche	$\varepsilon = 0{,}177$,
Esche	$\varepsilon = 0{,}336$.

§. 87.

Steinsägen. Man wendet die Sägen zuweilen auch für die Zertheilung weicher Steinarten, wie z. B. mancher Sandsteine, des Alabasters, Serpentins, an; doch tritt hierbei sehr schnell eine Abstumpfung der Zähne ein, so daß diese Verwendungsart eine vergleichsweise seltene ist. Die Maschinen, welche man hierzu in Gebrauch hat, sind nicht wesentlich von den für Holz gebräuchlichen verschieden, nur ist die Geschwindigkeit der Sägen, seien es nun Kreis- oder Gattersägen, stets eine viel kleinere, als sie für Holz anwendbar ist, wie denn überhaupt die Geschwindigkeit der Werkzeuge im Allgemeinen um so geringer gewählt werden muß, je härter das zu bearbeitende Material ist. Da es von größter Wichtigkeit ist, bei der Verwendung gezahnter Sägen für Steine das sich bildende Steinmehl möglichst schnell aus der Schnittfuge zu entfernen, indem dasselbe andernfalls als Schleifpulver wirken und die Abstumpfung sehr beschleunigen würde, so ergiebt sich, daß die Anwendung der oben beschriebenen horizontalen Sägegatter hier ganz unthunlich ist. Es ist zwar von Pfister[1]) in Zürich der Versuch gemacht, horizontale gezahnte Sägen zum Schneiden von Steinen, wie Marmor, zu verwenden, dabei wurde aber die Säge aus dem angegebenen Grunde einer schnellen Entfernung des Steinmehls von unten gegen den festliegenden Stein gedrückt, so daß das Steinmehl von selbst herausfallen konnte. Immerhin sind indessen gezahnte Sägen zur Steinbearbeitung nur in den seltensten Fällen angewendet worden, und man benutzt hierzu viel häufiger und für härtere Steine ganz ausnahmslos anstatt der gezahnten Sägeblätter glattrandige Schienen von Eisen oder Kupferblech, sogenannte Schwertsägen, welche die zertheilende Wirkung unter Zuhülfenahme von Sand erzielen, der unablässig in die Schnittfuge eingeführt wird.

Derartige Sägen werden stets in einen wagerecht hin- und hergeführten Rahmen und zwar so eingehängt, daß ihre Ebene senkrecht ist und das Ein-

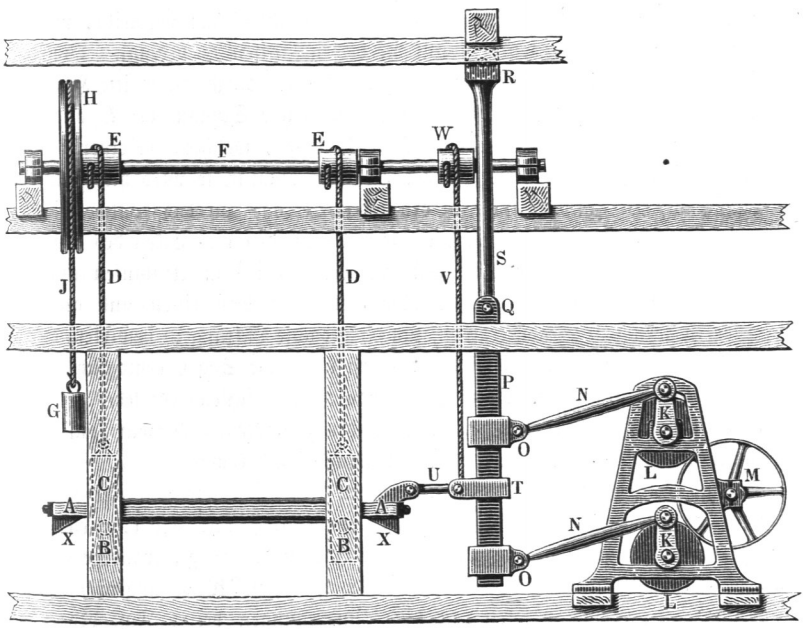
[1]) Siehe Prechtl, Technol. Encyklopädie. Artikel: „Steinarbeiten“ von Karmarsch. Bd. 16.

dringen von oben in den feſt gelagerten Stein erfolgt, weil es nur in dieſer Art möglich iſt, den Sand regelmäßig unter die arbeitende Kante des Blattes zu bringen. Die Arbeit dieſer Sägen iſt daher als eine Schleifwirkung anzuſehen, inſofern die einzelnen Sandkörner von der mit beſtimmtem Drucke darauf laſtenden Säge bei deren Bewegung mitgenommen werden, wobei dieſelben einzelne feine Steintheilchen in Mehlform abſtoßen. Dem entſprechend kann die Leiſtung ſolcher Sägen, d. h. deren Vordringen in den Stein, auch nur ſehr gering ſein, und es iſt dieſelbe naturgemäß um ſo kleiner, je härter der zu zertheilende Stein iſt. Die Erfahrung hat gezeigt, daß es für die gute Wirkung ſolcher Sägen vortheilhaft iſt, die Geſchwindigkeit derſelben nur mäßig zu wählen und dieſelben jedenfalls viel kleiner, als für Holz üblich iſt, anzunehmen. Man giebt dem Sägeblatte in der Regel nur 30 bis 40 Doppelhübe von etwa 0,4 bis 0,5 m Länge. Ein größerer Hub iſt deswegen nicht zu empfehlen, weil damit eine zu ſchnelle Entführung des eingebrachten Sandes in Verbindung ſteht. Der angewendete Sand wird niemals trocken, ſondern immer mit einem Zuſatze von Waſſer gebraucht, derart, daß der gebildete Sandbrei zwar dünn genug iſt, um die Sandkörner leicht unter die Säge treten zu laſſen, aber doch nicht ſo dünnflüſſig, daß eine zu ſchnelle Entfernung des Sandes zu befürchten ſteht. Wie ſchon bemerkt, iſt es zur Wirkung der Steinſägen erforderlich, die letzteren mit einem gewiſſen Drucke auf dem Sande laſten zu laſſen; auch die Größe dieſes Druckes iſt für die Wirkſamkeit der Säge von Bedeutung, inſofern ein zu großer Druck das Unterbringen von Sand unter die arbeitende Kante der Säge erſchwert. Da die ganze Wirkung nur auf derjenigen des Sandes beruht, ſo pflegt man die Säge in der Regel bei jedem Wechſel der Bewegung in ihrer Ebene ein wenig zu heben oder zu lüften, damit dem Sande ſtets Gelegenheit gegeben werde, unter die Säge zu treten. Die gebildete Schnittfuge iſt bei gehöriger Sandzuführung immer etwas breiter als die Stärke des Blattes, was ſich dadurch erklärt, daß auch die mit den Seitenflächen des Blattes in Berührung kommenden Sandkörner eine abreibende Wirkung äußern; die hierdurch erzielte Verbreiterung der Schnittfuge hat denſelben vortheilhaften Einfluß, wie die bei dem Holzſchneiden durch das Schränken erzeugte, den nämlich, daß die Säge ſich leichter in der Fuge bewegen läßt, ohne einem Feſtklemmen ausgeſetzt zu ſein. Da der Sand natürlich auch auf die Sägeblätter eine abreibende Wirkung äußert, ſo erklärt ſich hieraus die kurze Dauer ſolcher Sägeblätter von meiſt nur wenigen Wochen.

Ein Gatter zum Schneiden von Stein der zuerſt von Tullock in London angegebenen und im Weſentlichen auch von Anderen beibehaltenen Bauart ſtellt die Fig. 296 dar. Der wagerechte Gatterrahmen AA enthält eine größere Anzahl (bis zu 16) hochkantig geſtellter Bandeiſenſchienen von etwa

100 bis 150 mm Höhe, 1,5 bis 2 mm Dicke und einer Länge, welche die Länge des darunter feſt liegenden Steines um etwa 0,6 m übertrifft. Die Längsriegel *A* des Gatters finden ihre Unterſtützung auf vier Rollen *B*, welche in zwei niedrigen Rahmen *C* befindlich ſind, derart, daß das Gatter bei der ihm ertheilten wagerechten Hin- und Herbewegung auf dieſen Rollen mit geringem Widerſtande ſich bewegen kann. Die Rahmen *C* der Rollen ſind an zwei Ketten oder Seilen *D* aufgehängt, welche auf die Trommeln *E* einer über dem Gatter längsweiſe gelagerten Welle *F* gewunden ſind, derart, daß durch entſprechende Umdrehung dieſer Welle eine allmälige Senkung

Fig. 296.



der Tragrahmen *C* und des Gatters in dem Betrage ſtattfinden kann, in welchem die Sägen in den Stein eindringen. Dieſe Senkung erfolgt ſelbſtſtändig durch das Eigengewicht des Gatters und der Tragrahmen, und zwar derart, daß durch ein Gegengewicht *G*, welches an einem über die größere Rolle *H* gewickelten Seile *J* hängt, das Gewicht des Gatters ſoweit ausgeglichen iſt, daß auf die Sägen nur noch der zum Schneiden erforderliche Druck entfällt. Dieſe Anordnung geſtattet durch die Wahl eines geeigneten Gegengewichtes *G* den Druck auf die Sägen nach Maßgabe von deren Anzahl und der Härte des Steines in einfacher Art zu regeln und gewährt

gleichzeitig ein Mittel zum Anheben des Gatters nach beendigtem Schnitt durch einen Zug an dem Seile *J*.

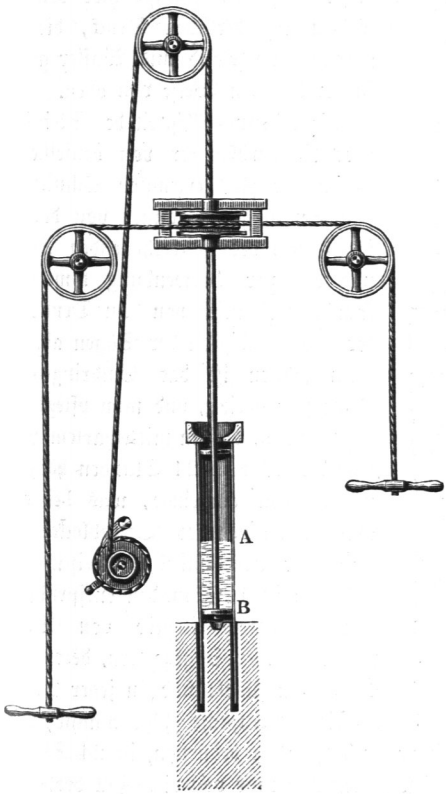
Zur Bewegung des Gatters dienen die beiden Kurbeln *K*, welche in Hinſicht ihrer Länge und Richtung genau übereinſtimmen, und denen durch die gleich großen Stirnräder *L* von der Betriebswelle *M* dieſelbe Umdrehungsgeſchwindigkeit mitgetheilt wird. Die Anordnung zweier Kurbeln iſt hier mit Rückſicht auf das allmälige Niederſinken des Gatters gewählt, und zwar läßt man die Kurbelſtangen *N* an zwei Hülſen *O* angreifen, die ſich auf der ſenkrecht herabhängenden Stange *P* frei verſchieben können. Dieſe Stange *P* iſt bei *Q* mittelſt eines Scharniers drehbar an die um den feſten Zapfen *R* pendelnde Schwinge *S* angelenkt, wodurch die Wirkung erreicht wird, daß dieſe Stange ſtets in ſenkrechter Lage verbleibt, wie es der gleiche Schub der Kurbeln auf die beiden Hülſen *O* bedingt. Von der Stange *P* geht dann der Betrieb auf das Gatter durch die dritte Hülſe *T* aus, an welcher eine kurze, das Gatter bewegende Schubſtange *U* angreift. Da auch dieſe Hülſe *T* an einem Seile *V* hängt, welches von einer mit *E* übereinſtimmenden Trommel *W* der Welle *F* abläuft, ſo wird hierdurch erreicht, daß die Hülſe *T* ſtets in demſelben Betrage wie das Gatter niederſinkt. Noch erkennt man aus der Figur die an den vier Ecken des Gatters angebrachten keilförmigen Knaggen *X*, welche bei dem Auflaufen auf die Unterſtützungsrollen das Gatter abwechſelnd an dem einen und anderen Ende in geringem Grade erheben, um die gedachte Lüftung zu bewirken, durch welche dem Sande ein beſſeres Untertreten unter die Sägen ermöglicht wird. Sand und Waſſer werden den Sägen von oben einfallend entweder getrennt oder zu einem Brei vereinigt ununterbrochen zugeführt, und zwar kann man ungefähr 4 bis 5 Maß Waſſer auf 1 Maß Sand rechnen.

Auch Kreisſägen hat man in derſelben Art mit Sand zum Zerſchneiden von Steinplatten in ſchmale Streifen, wenn auch nur ſelten, verwendet. Unſere Quelle giebt an, daß Wildes in London dünne, glattrandige Scheiben von Eiſen oder Kupfer auf einer wagerechten Welle angeordnet hat, welchen eine Geſchwindigkeit von 150 Umdrehungen bei 4 Fuß oder von 300 Umdrehungen bei 2 Fuß Durchmeſſer, alſo eine Umfangsgeſchwindigkeit von 31,4′ = 10 m ertheilt wurde. Dieſer verhältnißmäßig großen Geſchwindigkeit entſprechend, durfte der Druck der Sägen gegen den darunter auf einem Schlitten beweglichen Stein nur gering gewählt werden. Das Vorrücken des den Stein tragenden Schlittens gegen die Sägen wurde mittelſt eines Zuggewichtes erzielt.

Es mögen hier noch diejenigen Sägemaſchinen erwähnt werden, welche man im Bauweſen verwendet hat, um aus Steinblöcken cylindriſche Säulenſchäfte oder Waſſerleitungsröhren zu erzeugen. Auch hierfür hat man glattrandige Werkzeuge unter Zuhülfenahme von Sand

verwendet, ſo daß die Herſtellung dieſer Gegenſtände ebenfalls als ein eigentliches Ausſchleifen betrachtet werden kann. Als Werkzeug hat man für engere Röhren ein cylindriſches, immer ſenkrechtes Blechrohr *A*, Fig. 297, verwendet, deſſen unterer gerader Rand das Ausſchneiden bewirkt, ſobald das Rohr in eine drehende Bewegung verſetzt wird. Das Gewicht der Röhre ſelbſt bewirkt dabei den erforderlichen Druck, und die Einführung des Sandes und Waſſers erfolgt durch das Innere der Röhre, worin ſich eine genügend hohe Säule dieſes Gemenges erhält, um durch die Schnittfuge hindurch eine ſtetige Bewegung des Schleifmittels zu erzeugen, welches oberhalb bei *B* austritt. Bei dem Betriebe dieſer Maſchinen zur Herſtellung der Waſſerleitungsröhren für die Stadt Manchester aus einem harten Kalkſteine wandte man zur Bohrung der Röhren von 13 Zoll Durchmeſſer und 6 Fuß Länge Sägen von 8 Fuß Länge und 62,8 kg Gewicht an, woraus ſich der Druck für 1 Quadratzoll Arbeitsfläche zu 3,2 kg oder für 1 Quadratcentimeter zu 0,46 kg ergiebt; eine Angabe, welche man auch zur Feſtſtellung des Druckes für die Schwertſägen der Fig. 296 bei dem Schneiden von Marmor verwenden kann. Für die Wirkung ſolcher Sägen iſt es zweckentſprechender, denſelben eine abſetzend hin- und hergehende, anſtatt einer unausgeſetzt nach derſelben Richtung erfolgenden Drehung zu ertheilen.

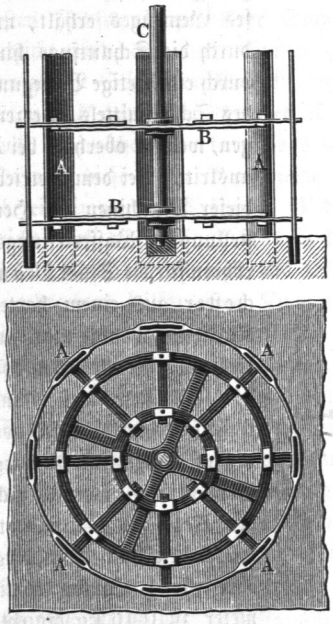
Fig. 297.



Für größere Durchmeſſer, wie ſie z. B. den Säulenſchäften zukommen, iſt es nicht gut möglich, die Säge aus einem einzigen Rohre herzuſtellen, in dieſem Falle hat man dem Werkzeuge wohl eine Einrichtung gegeben, wie

ſie durch Fig. 298 verdeutlicht wird, welche die Maſchine vorſtellt, die zur Herſtellung der Säulenſchäfte bei dem Bau der Pariſer Börſe[1]) Verwendung fand. Als arbeitende Werkzeuge dienten hier acht Flacheiſenſchienen *A*, welche im Umfange eines ſenkrechten Cylinders durch zwei Radſterne *B* ſo gehalten wurden, daß ſie bei der Umdrehung der mit der Axe *C* feſt verbundenen Sterne an dieſer Drehung zwar theilnehmen mußten, ſich dabei aber in ſenkrechter Richtung frei in Schlitzen der Sterne abwärts bewegen konnten. Das Gewicht dieſer Schienen erzeugt hier den zum Sägen erforderlichen Druck, die Zuführung von Sand und Waſſer geſchah in der üblichen Weiſe von oben.

Fig. 298.



Die Leiſtungsfähigkeit der Steinſägen oder die Größe der von denſelben in beſtimmter Zeit erzeugten Schnittfläche hängt naturgemäß außer von der Beſchaffenheit des zu zertheilenden Steines und des zur Verwendung kommenden Sandes weſentlich von dem Drucke und der Geſchwindigkeit der Sägen ab. In allen Fällen iſt das Eindringen der Säge ſehr gering, und man pflegt wohl anzunehmen, daß in mittelhartem Marmor die Säge in 24 Stunden höchſtens um 0,24 m eindringe, was bei einer größten Länge des Steinblockes von 4 m einer durchſchnittlichen Leiſtung von 0,48 qm in 12 Stunden entſpricht.

Nach einer Angabe von Taſſe wurde bei vier Sägegattern, deren jedes 16 Sägen führte und in jeder Minute 80 bis 82 einfache Züge machte, wozu ſie zuſammen eine Betriebskraft von acht Pferden bedurften, in 24 Stunden ein Eindringen der Sägen in mittelharten Marmor von vier Zoll beobachtet. Dies entſpricht bei einer Länge von acht und neun Fuß der Blöcke einer Schnittfläche von im Ganzen 204 Quadratfuß oder 20 qm, ſo daß man für jede Pferdekraft innerhalb 24 Stunden hiernach eine Leiſtung von 25,5 Quadratfuß = 2,5 qm rechnen kann. Bei einer anderen Maſchine ergab ſich die Leiſtung einer Pferdekraft in 24 Stunden etwas geringer zu 2,1 qm.

[1]) Prechtl, Technolog. Encyklopädie, 16. Lieferung, „Steinarbeiten“.

Zur Beurtheilung der bei dem Zertheilen anderer Steine aufzuwendenden Leistung dürfte die folgende, unserer oben genannten Quelle entnommene, von Morisot herrührende Zusammenstellung nützlich sein, welche diejenigen Zeiten angiebt, die ein Arbeiter erfahrungsmäßig gebraucht, um eine Schnittfläche von einer Quadrat-Toise = 3,78 qm in dem betreffenden Stein zu erzeugen, wobei von den Arbeitern durchgehends 100 einfache Sägenzüge in der Minute vollführt wurden. Es beträgt diese Zeit bei:

	Specif. Gew.	Stunden
Aeußerst weichem grobkörnigem Kalkstein	1,6	4,5
Mittelhartem Kalkstein von gleichförmigem Korn .	2,2	4,5
Ziemlich hartem, einige Muscheln enthaltendem Kalkstein	2,3	7,2
Sehr fein- und gleichförmig körnigem Kalkstein . .	2,4	6,7
Marmor, weichste Sorte	—	5,6
Weißem Statuenmarmor	—	7,2
Grauem Granit aus der Normandie	—	50,4
Grauem Granit aus den Vogesen	—	70,0
Rothem und grünem Porphir	—	117,7

Für das Schneiden von Alabaster mittelst der Zahnsäge fand Karmarsch durch Versuche, daß zwei Mann bei einer Geschwindigkeit von 120 bis 125 einfachen Zügen von 19 bis 20 Zoll = 0,50 bis 0,53 m Länge durchschnittlich in einer Stunde 4,5 Quadratfuß = 0,45 qm Schnittfläche erzeugten.

Fournirschälmaschinen. Um Holzblöcke in dünne Blätter zu zerlegen, hat man anstatt der in §. 81 besprochenen Fournirsägen mehrfach Maschinen zur Anwendung gebracht, welche die Zertheilung durch die schneidende Wirkung eines Messers bewirken, das von dem Holzstücke die Fournire abschält. Da hierbei ein Verlust an Holz in Folge einer stattfindenden Bildung von Sägespänen nicht eintritt, so ergiebt sich hieraus der Vortheil einer besseren Ausnutzung des zu verarbeitenden Holzes, welcher bei dem hohen Werthe, den die hierbei zur Verarbeitung gelangenden Hölzer in der Regel haben, von besonderer Bedeutung ist. Man hat indessen dieses Verfahren des Schälens nicht nur für die Erzeugung von Fourniren, sondern überhaupt zur Darstellung von spanartigen Erzeugnissen verwendet, wie solche so mannigfache Anwendung bei der Herstellung von Schachteln, Zündholzbüchsen u. s. w. finden. Auch verwendet man die so erzeugten papierdünnen Blättchen als Tapeten oder zum Ueberzug von Buchdeckeln, selbst für Visitenkarten und zu den mannichfaltigsten Zwecken. Auch hat es nicht an Versuchen gefehlt, dünnes Bleiblech in ähnlicher Art aus einem gegossenen Bleiblocke herzustellen. §. 88.

Das bei dieſen Maſchinen zur Wirkung gebrachte Werkzeug ſtimmt ſeiner weſentlichen Einrichtung und Wirkungsart nach mit dem gewöhnlichen Handhobel der Holzarbeiter überein, nur hat das darin enthaltene Meſſer, das ſogenannte Hobeleiſen, eine größere Breite entſprechend der Breite des zu bearbeitenden Holzſtückes. Die zu dem Zwecke gebrauchten Maſchinen kann man unterſcheiden in ſolche mit hin- und wiederkehrender und in ſolche mit unausgeſetzt drehender Bewegung.

Was die erſtere Art der Maſchinen mit abſetzender Bewegung betrifft, ſo wird dieſe Bewegung bei einzelnen Maſchinen dem Meſſer, bei anderen dem Arbeitsſtücke ertheilt, ebenſo hat man dieſe Bewegung in einzelnen Fällen in ſenkrechter und in anderen Fällen in wagerechter Richtung angeordnet. Ein Unterſchied in der Wirkungsweiſe wird hierdurch nicht bedingt. Das Abſchälen eines Spans von dem Holzſtücke findet natürlich nur bei der Bewegung nach der einen Richtung ſtatt, worauf der Rückgang leer erfolgt, und es muß zur Bildung eines neuen Spans das Meſſer dem Arbeitsſtücke nach erfolgtem Rückgange in dem der Dicke des beabſichtigten Blattes entſprechenden Betrage genähert werden. Dieſe Vorſchubbewegung ertheilt man in der Regel aus leicht erſichtlichen praktiſchen Gründen nicht dem hin- und hergehenden Theile, ſondern demjenigen, welcher während der Arbeit feſtſteht, alſo dem Meſſer, wenn das Holz die Arbeitsbewegung empfängt, oder dem Holze bei der Anordnung eines hin- und hergehenden Meſſers. Dieſe Maſchinen zerlegen das Holz in eine Anzahl einzelner Blätter, deren Länge und Breite den Abmeſſungen des zertheilten Holzſtückes entſpricht.

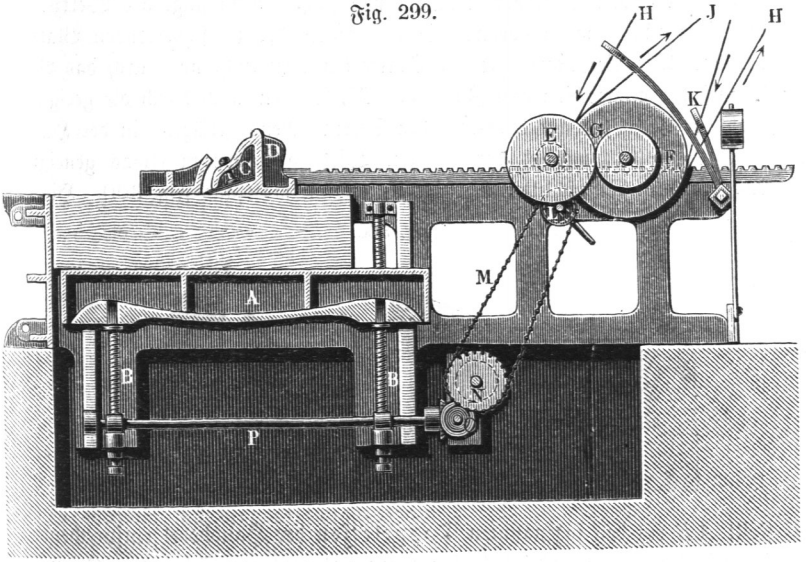
Dem entgegen giebt man bei den Maſchinen mit ſtetiger Arbeit immer dem Holze die zum Abſchälen erforderliche Bewegung, indem man dieſes Holz mit einer und zwar wagerechten Axe feſt verbindet, ſo daß es an der dieſer Axe ertheilten Umdrehung ſich betheiligen muß. Das gerade und genau zur Drehaxe des Holzes parallel geſtellte Meſſer empfängt hierbei ebenfalls eine ſtetige Bewegung, vermöge deren es ſich ſehr langſam der Drehaxe nähert, ſo daß in Folge dieſer Anordnung der cylindriſche Holzblock durch einen Spiralſchnitt in ein einziges Blatt von ſehr großer Länge zerlegt wird, welches bei ſeiner geringen Dicke biegſam genug iſt, um auf einen Haſpel aufgewunden werden zu können. Daß bei allen Schälmaſchinen die Möglichkeit, äußerſt dünne Blätter herſtellen zu können, an die Bedingung einer ſehr genauen Ausführung der Maſchine und namentlich einer ſehr ſicheren Unterſtützung aller Theile geknüpft iſt, ergiebt ſich von ſelbſt.

Aus den vorſtehenden Bemerkungen erſieht man auch, daß die Trennung des Holzes in dieſen Maſchinen durch einen Spaltungsvorgang erfolgt, bei welchem die Spaltfeſtigkeit, d. h. die auf der Trennungsfläche ſenkrechte Zugfeſtigkeit, zu überwinden iſt, es gelten daher in Betreff

der Wirkſamkeit dieſer Maſchinen die an früheren Stellen angeführten Betrachtungen über das Schneiden. Da die Schälmaſchinen in mancher Hinſicht gewiſſe Uebereinſtimmung mit den in einem ſpäteren Abſchnitte zu beſprechenden Hobelmaſchinen und Drehbänken haben, ſo erſcheint es genügend, hier nur die weſentliche Einrichtung der hauptſächlichſten Vertreter dieſer Art von Maſchinen anzuführen.

Die Fig. 299 läßt die Einrichtung erkennen, welche der Schälmaſchine von Bernier & Arbey[1]) gegeben iſt. Das zu verarbeitende Holzſtück findet ſeine Unterſtützung auf dem Tiſche *A*, der durch vier ſeine Ecken ergreifende Schraubenſpindeln *B* einer Hebung befähigt iſt. Das

Fig. 299.



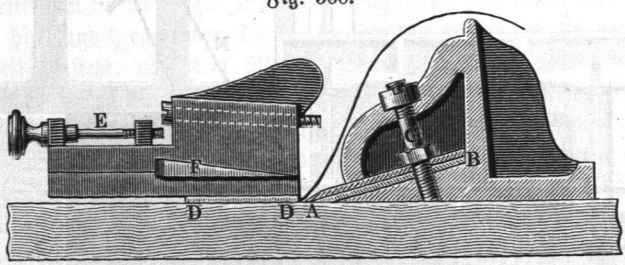
Meſſer *C* iſt in einem ſtarken Querſchlitten *D* angebracht, welcher in prismatiſchen Führungen zu beiden Seiten auf den Wangen des Geſtells ſicher gleiten kann, und dem die Bewegung mittelſt zweier Zahnſtangen ertheilt wird, in welche Zahngetriebe auf der Welle *E* eingreifen. Die Umdrehung dieſer Welle erfolgt von der Betriebswelle *F* aus durch Vermittelung des Rädervorgeleges *G*, und zwar erhält die Triebwelle *F* abwechſelnd ihre Bewegung nach entgegengeſetzter Richtung durch einen offenen Riemen *H* und einen gekreuzten Riemen *J*. Die Einrichtung iſt ſo getroffen, daß der Werkzeugſchlitten bei ſeinem Hin- und Hergange durch Anſtoßen an paſſend eingeſtellte Knaggen die Umlegung der Riemengabeln *K* und damit den

[1]) Armengaud, Public. industr. Tome 14, Pl. 26.

Bewegungswechſel ſelbſtthätig bewirkt. Ebenſo trifft ein Knaggen des Meſſerſchlittens nach Beendigung von deſſen Rückgange gegen ein auf der Axe *L* befindliches Sternrädchen, wodurch dieſer Axe eine Umdrehung um einen Zahn dieſes Sterns ertheilt wird, welche Drehung durch das Kettengetriebe *M* und Zahnräder *N* einer wagerechten Hülfswelle *O* mitgetheilt wird. Wie dieſe Welle durch Vermittelung von zwei Kegelradpaaren zweien Wellen *P* die Bewegung mittheilt, und wie dieſe letzteren durch Schrauben ohne Ende und Schneckenräder die vier Schraubenſpindeln bewegen, iſt aus der Figur leicht verſtändlich. Durch die übereinſtimmende Drehung dieſer Schraubenſpindeln, deren zugehörige Muttergewinde feſt an dem Tiſche *A* angebracht ſind, wird jedesmal nach dem erfolgten Rückgange des Werkzeugs das Holz um ſo viel erhoben, wie die Stärke des zu ſchneidenden Blattes beträgt. Die Veränderung dieſer Stärke hat man nicht nur durch das Verhältniß der auswechſelbaren Zahnräder *N*, ſondern auch durch die geeignete Zahl der Arme des auf *L* befindlichen Sternrädchens genügend in der Hand.

Das Meſſer, welches der beſſeren Wirkung wegen in etwas geneigter Lage auf dem Querſchlitten befeſtigt iſt, erkennt man aus Fig. 300. Hierin

Fig. 300.



ſtellt *AB* ein den ſogenannten Doppeleiſen der Handhobel entſprechendes Schneidegeräth vor, das durch eine größere Anzahl von Schrauben *C* feſt in dem Querſchlitten in einer geneigten Lage erhalten wird. Unmittelbar vor der Schneide dieſes Meſſers befindet ſich eine feſt auf das Holz gepreßte Schiene *DD* von Kupfer, welche dem dünnen abzutrennenden Holzplättchen die genügende Widerſtandsfähigkeit ertheilt und vor einem Einreißen des Holzes ſichert. Dieſe Platte, welche durch ihre Stellung die Dicke der gebildeten Blätter beſtimmt, iſt einer genauen Einſtellung in wagerechter und ſenkrechter Richtung durch Stellſchrauben *E* und ein Keilſtück *F* befähigt. Das gebildete Blatt tritt, wie bei jedem Handhobel der Span, durch den Zwiſchenraum zwiſchen der Schneide des Meſſers und der erwähnten Druckplatte *D* heraus.

Auf der hier beſprochenen Maſchine können Hölzer geſchnitten werden, deren Länge bis zu 2,3 m und deren Breite bis zu 1,8 m beträgt. Die

Geſchwindigkeit des Meſſerträgers ſoll man dabei paſſend zwiſchen 14 und 16 m in der Minute wählen, ſo daß beiſpielsweiſe bei einer Länge des Schnittes von 1,6 m in jeder Minute nahezu fünf Schnitte gemacht werden können. Man ſoll die Arbeit in ſo genauer Art auf dieſer Maſchine ausführen können, daß aus einer Holzſtärke von 27 mm 100 bis 150 Blätter entſtehen, ſo daß alſo die Dicke der letzteren nur 0,27 bis 0,18 mm betragen würde. Da ſo dünne Holzblättchen aber in Wirklichkeit nur ſelten Verwendung finden, ſo wird als die gebräuchlichſte Dicke der auf dieſer Maſchine zu ſchälenden Blätter 0,5 mm angegeben.

Von der vorſtehenden unterſcheidet ſich die Maſchine von Parker & Sleeper[1]) hauptſächlich dadurch, daß der Holzblock auf einem ſenkrecht auf- und niederbewegten Schlitten befeſtigt iſt, welcher durch eine unterhalb gelagerte Kurbel ſeine wechſelnde Bewegung empfängt. Das auf einem Querſchlitten befindliche Meſſer nebſt der vor ihm angeordneten Druckplatte wird durch eine Schraube vor jedem Schnitt um die Dicke des zu ſchneidenden Blattes dem Holze genähert, wogegen während des Rückganges eine geringe Rückführung des Meſſers erfolgt, um dem aufſteigenden Holze freie Bewegung zu geſtatten.

In Fig. 301 (a. f. S.) iſt die Maſchine von Garand[2]) dargeſtellt, welche den Zweck hat, den cylindriſchen Holzblock durch einen Spiralſchnitt in ein ſehr langes dünnes Blatt zu zerlegen. Das Holz iſt zu dem Ende an beiden Stirnflächen feſt zwiſchen die Enden zweier in derſelben Geraden gelagerten Axen geſpannt, derart, daß bei der Umdrehung dieſer Axen der Block an deren langſamer Drehbewegung theilnehmen muß. Während dieſer Bewegung erhält das auf dem Schlitten A befindliche Meſſer, deſſen Schneide genau parallel mit der Drehungsaxe des Holzes iſt, eine langſame Vorſchiebung mittelſt der Schraube B, und da dieſe Bewegung für jede Umdrehung des Blockes von derſelben Größe, nämlich der Dicke des zu ſchneidenden Blattes iſt, ſo wird der Block hier durch einen Spiralſchnitt in ein langes Blatt verwandelt, welches, zwiſchen dem Meſſer C und dem Druckbacken D hindurchtretend, auf den Haſpel E aufgerollt wird. Der Holzblock kann allerdings nicht vollſtändig aufgearbeitet werden, vielmehr verbleibt ein Kern von etwa 0,16 m Durchmeſſer, doch iſt der hierdurch veranlaßte Nachtheil geringer als der durch die Spannbildung bei dem Sägen verurſachte Holzverluſt. Wenn der Block nicht von vornherein die cylindriſche, ſondern etwa eine parallelepipediſche Geſtalt hat, ſo entſtehen natürlich bei dem Beginn der Arbeit ſo lange einzelne mehr und mehr an Breite zunehmende Blätter, bis die cylindriſche Form ſich gebildet hat. Auch kann man die

[1]) Knight, American Mechanical Dictionary. Artikel: Veneer Cutting.
[2]) Armengaud, Publ. industr. Tome 7, Pl. 7.

Maſchine dazu benutzen, um von mehreren parallelepipediſchen Holzſtücken einzelne Blätter abzutrennen, ſobald man dieſe Hölzer nach Fig. 302 auf einigen Radſternen der Drehaxe befeſtigt, und alle Hölzer gleichzeitig in derſelben Art bearbeitet. Um das Schneiden ohne Beſchädigung der gebilde-

Fig. 301.

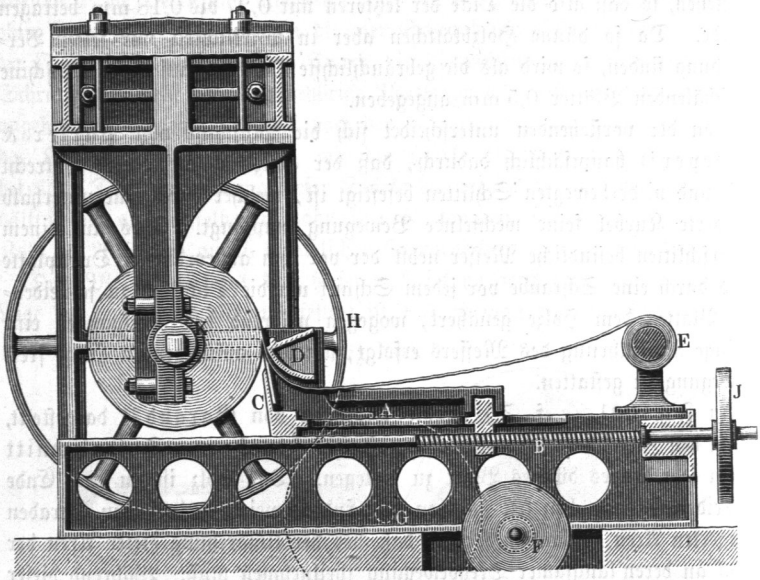
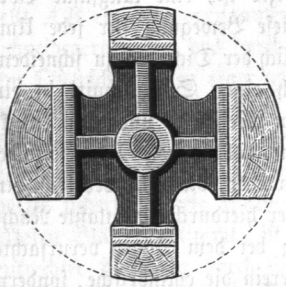


Fig. 302.



ten Blätter zu ermöglichen, iſt ein vorheriges Dämpfen derſelben erforderlich; auch iſt bei der dargeſtellten Maſchine zu demſelben Zwecke unterhalb des Blockes ein Trog angeordnet, welcher mit durch ein Dampfrohr zu erhitzendem Waſſer gefüllt iſt, in welches das Holz eintaucht.

Die Umdrehung des Blockes erfolgt von der mit einer Stufenſcheibe verſehenen Axe *F* aus durch die Vermittelung der Zwiſchenwellen *G*, die beiderſeits mit Zahngetrieben die auf den Drehaxen des Blockes angebrachten Zahnräder *H* umdrehen; die Stufenſcheibe dient dazu, die Geſchwindigkeit dem Durchmeſſer des Blockes entſprechend zu regeln. Die Umdrehung der Schraubenſpindel *B* erfolgt durch einen auf die Scheibe *J* geführten Riemen, welcher ſeine Bewegung von der Axe *K* durch Vermittelung von geeigneten Kegelrädern erhält.

Unſere Quelle giebt an, daß die durchſchnittliche Umdrehungszahl des Blockes in der Minute etwa 5 betrage, und daß man eine Holzdicke von 27 mm auf der Maſchine bequem in 36 Blätter zerlegen könne, deren Dicke dieſelbe iſt, als wenn daſſelbe Holz durch Sägen in 20 Blätter zertheilt wird. Dieſe Angaben zu Grunde gelegt, ergiebt ſich, daß man einen Block von quadratiſchem Querſchnitte bei 0,5 m Dicke, nachdem man die Ecken in einem Betrage von 0,05 m abgeſchrägt hat, und wenn man einen Kern von 0,16 m Durchmeſſer unbearbeitet läßt, durch $54 + 225 = 279$ Umdrehungen in Blätter von einer Geſammtlänge gleich 272 m zerlegen kann. Die hierzu erforderliche Zeit würde, abgeſehen von Betriebsunterbrechungen, nur 55,8 Sec. betragen; mit Rückſicht auf die durch Auf- und Abbringen der Blöcke, Schärfen des Meſſers u. ſ. w. entſtehenden Unterbrechungen wird natürlich die Leiſtung erheblich geringer und die erforderliche Zeit mindeſtens die vierfache ſein.

Wie ſchon erwähnt wurde, hat man auch in ähnlicher Art die Herſtellung von **Bleiblech** durch Abſchälen eines in cylindriſcher Form gegoſſenen Bleiblockes vorgenommen. Eine zu dieſem Zwecke verwendete, an unten angegebener Stelle[1]) veröffentlichte Maſchine ſtimmt im Weſentlichen mit der oben beſchriebenen Maſchine für Holz überein. Der dabei in Anwendung kommende Bleiblock hat bei 0,62 m Durchmeſſer eine Länge von 0,88 m, das Meſſer hat bei 0,9 m Länge eine Breite von 0,2 m und eine Stärke von 40 mm, und es kann Blech in Dicken von $^1/_{300}$ bis $^1/_8$ Zoll geſchnitten werden. Einer Angabe an genannter Stelle iſt zu entnehmen, daß bei dem Schneiden von $^1/_{48}$ Zoll = 0,5 mm dickem Blech der Bleicylinder von 0,62 m Durchmeſſer und 0,88 m Länge in der Minute zwei Umdrehungen machte, und daß die Betriebsriemſcheibe, welche 90 Umdrehungen machte, bei 0,78 m Durchmeſſer eine Breite von 0,13 m erforderte, woraus man etwa auf einen Arbeitsaufwand von 2 bis 3 Pfkrft. ſchließen kann.

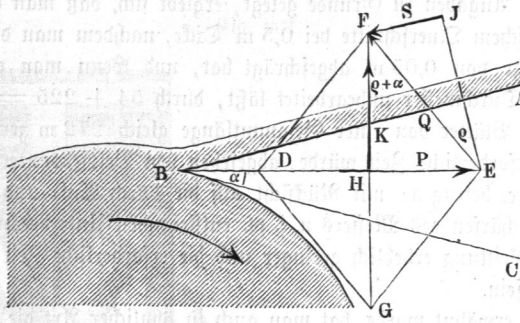
Eigenthümlicherweiſe ergab ſich die Länge des gebildeten Bleches nur etwa zu $^2/_3$ der Umfangsbewegung des Bleiblockes, ſo daß bei den angegebenen Verhältniſſen die Länge des in einer Minute entſtehenden Bleches nur 2,6 anſtatt 3,9 m betrug. Dieſe **Verkürzung** entſteht durch die **Zuſammenſchiebung** des Bleies, welche eine Folge der an dem Meſſer ſtattfindenden Reibung iſt, wie man ſich mit Hülfe der Fig. 303 (a. f. S.) leicht verdeutlichen kann.

Stellt hierin ABC den Durchſchnitt durch die keilförmige Schneide des Meſſers mit dem Winkel $ABC = 2\alpha$ an der Spitze vor, und bezeichnet $DE = P$ die am Umfange des Bleicylinders wirkende, in die Mittelebene des Keils hineinfallende Kraft, ſo wird dieſer Kraft das Gleichgewicht

[1]) Ztſchr. d. Ver. deutſch. Ing. 1861, S. 74.

gehalten durch die beiden Seitenkräfte EF und $EG = Q$, welche von den zu den Keilflanken ſenkrechten Richtungen wie EJ um den zugehörigen Reibungswinkel $FEJ = \varrho$ abweichen müſſen, da bei dem Abſchälen

Fig. 303.



thatſächlich ein Gleiten an beiden Flanken ſtattfindet. Man hat daher nach der Figur für die Größe Q dieſer Flankenkräfte die Beziehung:

$$Q = \frac{P}{2\,sin\,(\alpha+\varrho)},$$

und es ergiebt ſich der zur Ueberwindung der Spaltfeſtigkeit erforderliche Druck:

$$HF = K = \frac{P}{2\,tg\,(\alpha+\varrho)}.$$

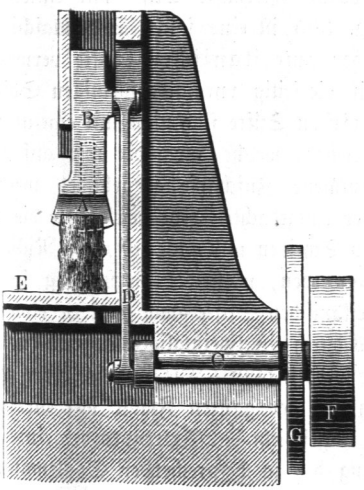
Ferner hat man die in die Richtung der Flanke AB, alſo in diejenige des entſtehenden Bleches fallende Seitenkraft, welche das erwähnte Zuſammenſchieben des Bleies erzeugt: $S = Q\,sin\,\varrho = \frac{P\,sin\,\varrho}{2\,sin\,(\alpha+\varrho)}$. Dieſe Kraft iſt alſo von der Größe des Reibungswiderſtandes abhängig, und man wird daraus ſchließen müſſen, daß die Zuſammenſchiebung verringert wird durch eine Verkleinerung der Reibung, wie ſie durch Anwendung einer vorzüglichen Politur des Meſſers, ſowie eines Schmiermittels erzielt werden kann. Mit dieſer Zuſammenſchiebung mag es in Verbindung ſtehen, daß das durch Schälen gebildete Bleiblech zäher als das gewalzte und frei von Löchern und unganzen Stellen iſt, wie ſie bei dünnem Walzblech leicht vorkommen.

§. 89. **Spaltmaſchinen.** Von den ſonſtigen, durch Spalten wirkenden Maſchinen ſind diejenigen ſehr einfach, welche man zur Zerkleinerung des Brennholzes in Anwendung bringt. Das Werkzeug beſteht bei denſelben aus einem beilartigen Schneidinſtrument, welches entweder ſelbſt durch ein Kurbelgetriebe eine hin- und hergehende Bewegung erhält, vermöge

deren es das ihm dargebotene Holzſtück zertheilt, oder welches feſt aufgeſtellt iſt, derart, daß das Holz gegen das Beil bewegt wird. Man hat die Bewegung des Beils oder Holzes ebenſowohl in wagerechter wie ſenkrechter Ebene angeordnet. Von der Einrichtung einer ſolchen Maſchine giebt die Fig. 304[1]) eine ungefähre Vorſtellung.

Das Beil *A* iſt hierbei an dem Gleitſtücke *B* befeſtigt, welchem durch die unterhalb gelagerte Kurbelwelle *C* mittelſt der Schubſtange *D* die auf- und niedergehende Bewegung ertheilt wird. Das zu ſpaltende Holz wird von einem Arbeiter auf die Platte *E* geſtellt und während des Spaltens gehalten, was deswegen ohne Gefährdung geſchehen kann, weil das Beil nur um eine geringe Größe von etwa 100 mm niedergeht. Die Bewegung der Welle *C* durch die Riemſcheibe *F* iſt aus der Figur erſichtlich, ebenſo wie das Vorhandenſein des Schwungrades *G*, das wegen des unregelmäßigen Widerſtandes nöthig iſt. Bei einer anderen an unten angezeigter Stelle[2]) veröffentlichten Maſchine zu demſelben Zwecke wird durch die Kurbel ein horizontales Schlittenſtück bewegt, und zwar unter Vermeidung der Lenkerſtange vermöge einer Schleife, in welche der Kurbelzapfen eingreift. Dieſes Schlittenſtück iſt an jedem Ende mit einer Stoßſcheibe verſehen, welche, gegen das eingelegte Holzſtück treffend, dieſes an einem feſtſtehenden Beile zum Spalten bringt. Dieſe Maſchine iſt daher doppeltwirkend, der Schlitten wirkt bei dem Hingange wie bei dem Rückgange. Der Hub beträgt bei dieſen Maſchinen etwa zwiſchen 0,1 und 0,2 m, dem entſprechend ſchwankt die Umdrehungszahl der Kurbel etwa zwiſchen 60 und 150. Im Uebrigen bieten dieſe Maſchinen etwas Bemerkenswerthes nicht dar.

Fig. 304.



Hierher gehören auch die Spaltmaſchinen, welche bei der Herſtellung der hölzernen Schuhſtifte verwendet werden. Dieſe Herſtellung geſchieht bekanntlich in der Art, daß die zu verarbeitenden Holzſtämmchen (Ahorn) mittelſt einer Kreisſäge oder eines Gatters in runde Scheiben zerlegt wer-

[1]) Uhland, Der praktiſche Maſchinenconſtructeur, Jahrg. 1870, Taf. 72.
[2]) Ebendaſ., Jahrg. 1873, Taf. 15.

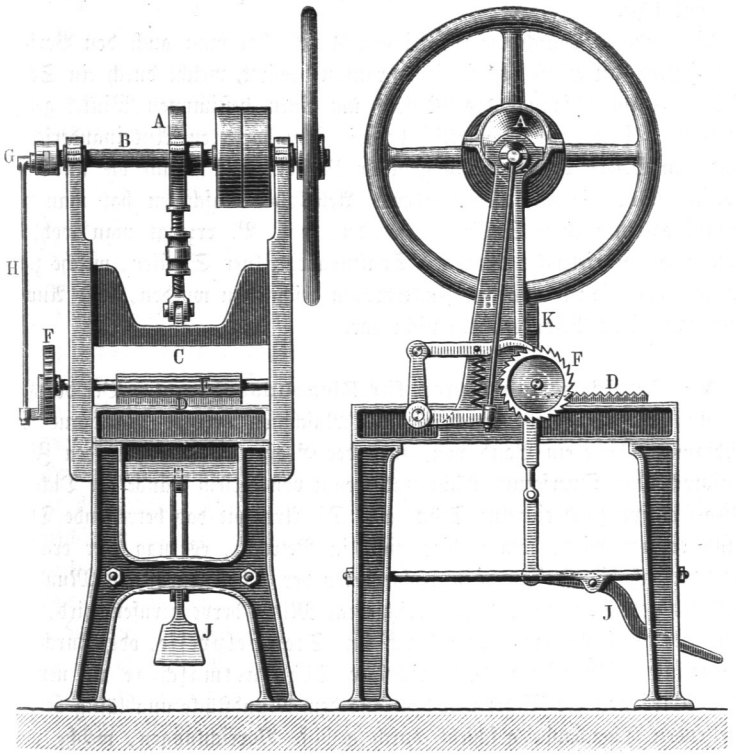
den, deren Dicke mit der Länge der zu erzielenden Stifte übereinſtimmt. Nachdem nunmehr auf beſonderen Hobelmaſchinen in die eine Stirnfläche jeder ſolchen Scheibe parallele Nuthen von dreieckigem Querſchnitte gehobelt ſind, handelt es ſich darum, durch ein Spaltmeſſer nach der Richtung dieſer Nuthen eine Trennung zunächſt der Scheiben in Streifen und dann der Streifen in Stifte zu bewirken. Die dazu dienenden Maſchinen arbeiten immer mit einem ſenkrecht auf und nieder bewegten Meſſer, welches die auf einer wagerechten Tiſchplatte zugeführten Scheiben zertheilt. Es iſt dabei von hervorragender Wichtigkeit, die Zuführung des Holzes zu dem Meſſer in beſonders genauer und ſicherer Weiſe zu bewirken, weil hiervon nicht nur die Gleichmäßigkeit der erzielten Stifte in Hinſicht ihrer Stärke abhängt, ſondern auch der Gefahr vorgebeugt werden muß, daß das Meſſer ſeitlich von der Mitte in die Nuthen treffe, wodurch fehlerhafte Stifte mit einſeitigen Spitzen entſtehen würden. In Fig. 305 iſt eine ſolche Spaltmaſchine[1]) dargeſtellt, wie ſie zur Erzeugung der amerikaniſchen Stifte verwendet wird, d. h. ſolcher Stifte, welche mit vierſeitig pyramidenförmigen Spitzen verſehen ſind. Die ſogenannten deutſchen Stifte ſind nicht mit eigentlichen Spitzen, ſondern mit Schneiden verſehen, welche durch die nur auf zwei gegenüberſtehenden Seiten vorgenommene Zuſchärfung gebildet werden. Während daher bei der Herſtellung der letztgedachten deutſchen Stifte die aus den Holzſtämmen geſchnittenen runden Scheiben nur nach der einen Richtung mit eingehobelten Furchen verſehen werden, muß die Herſtellung ſolcher Furchen bei der Erzeugung der amerikaniſchen Stifte nach zwei zu einander ſenkrechten Richtungen geſchehen, was durch ein zweimaliges Aufbringen auf die betreffende Hobelmaſchine bewirkt werden kann. Die in ſolcher Art vorbereiteten Holzſcheiben ſind hierdurch auf der ganzen Fläche mit vierſeitig pyramidalen Spitzchen verſehen, und es geſchieht das Abtrennen der einzelnen Stifte durch eine zweimalige Wirkung der zu beſprechenden Spaltmaſchine nach ebenfalls zwei zu einander ſenkrechten Richtungen entſprechend denjenigen der beſagten Furchen. Hierbei wendet man die Vorſicht an, bei der erſten Spaltung das Meſſer weniger tief eintreten zu laſſen, um den hierbei entſtehenden Streifen noch einen gewiſſen Zuſammenhang zu belaſſen, wie er für die bequeme Vornahme der zweiten Spaltung erforderlich iſt. Dieſes Zuſammenhanges wegen umgürtet man wohl auch bei der erſten Spaltung die Scheiben mit einem feſt angezogenen Riemen.

Man erkennt aus der Figur das in ſenkrechter Ebene durch die excentriſche Scheibe A der Betriebswelle B auf und nieder geführte Meſſer C, unter welchem die zu ſpaltende Scheibe D auf einem wagerechten Tiſche in ſolcher Lage befeſtigt iſt, daß die Richtung des einen Syſtems von Furchen genau

[1]) Uhland, Der prakt. Maſchinenconſtructeur, Jahrg. 1876, Taf. 89.

parallel zu der Meſſerſchneide iſt. Der Vorſchub der Holzſcheibe erfolgt durch eine auf ihrem ganzen Umfange mit Riffeln verſehene Walze *E*, deren Riffelung genau übereinſtimmt mit den in der Holzſcheibe befindlichen Nuthen. Wenn daher dieſe Walze nach jedem Niedergange des Meſſers genau um den der Theilung dieſer Riffelung entſprechenden Winkel gedreht wird, ſo erfolgt die beabſichtigte Spaltung immer längs einer der Furchen. Wie dieſe Drehung durch das Schaltrad *F* und die von einem verſtellbaren

Fig. 305.



Kurbelzapfen *G* bewegte Schubſtange *H* mittelſt paſſender Schaltklinke geſchieht, iſt aus der Figur erſichtlich; auch iſt es ſelbſtverſtändlich, daß die Zähnezahl des Schaltrades dieſelbe wie die Zahl der Walzenriffeln ſein muß. Für jede Nummer der verſchieden ſtarken Stifte, welche zu erzeugen ſind, hat man daher eine paſſende Riffelwalze mit zugehörigem Schaltrad nöthig. Das Meſſer iſt von beiden Seiten gleichmäßig abgeſchrägt, entſprechend der Form des Furchenquerſchnitts, doch pflegt man daſſelbe nicht mit ganz ſcharfer, ſondern mit mäßig abgeſtumpfter Schneide arbeiten zu

laſſen, und zwar aus dem Grunde, um dem Meſſer in gewiſſem Grade die Fähigkeit zu ertheilen, ſich das Holz ſelbſt in die genau richtige Lage zu ſchieben, wenn einmal die Furchenmitte nicht genau unter die Meſſermitte getreten ſein ſollte; in dieſem Falle wirkt das Meſſer, indem es ſich mit der einen ſeiner Seitenflächen auf das Holz aufſetzt, wie ein Keil ſchiebend auf letzteres und die Spaltung erfolgt erſt, wenn die Schneide im Grunde der Furche angelangt iſt. Der Tritthebel *J* dient dazu, den die Riffelwalze *E* aufnehmenden Schlitten *K* zu heben. Die Zahl der Schnitte in der Minute beträgt 150.

Bei anderen Maſchinen zu gleichem Zwecke hat man auch den Vorſchub des Holzes mit Hülfe von zwei Schrauben bewirkt, welche durch ein Schaltrad bei jedem Aufgange des Meſſers um einen beſtimmten Winkel gedreht werden. Dieſe Wirkungsweiſe bedarf einer weiteren Auseinanderſetzung nicht, in Betreff der Einrichtung dieſer Maſchinen kann auf die unten angezeigte Quelle[1]) verwieſen werden. Aehnliche Maſchinen hat man auch zum Spalten anderer Stoffe angewendet, ſo z. B. erzeugt man wohl den bekannten Würfelzucker durch die Spaltung einzelner Streifen, welche zuvor mittelſt Kreisſägen aus den Zuckerbroden geſchnitten wurden, dieſe Anwendungsart bietet Beſonderheiten nicht dar.

§. 90. **Abſchneidvorrichtungen für Ziegelmaſchinen.** Bei der Herſtellung der Backſteine durch gewiſſe Maſchinen erzeugt man aus dem bildſamen Thone ein Band von einer der Größe der zu erzielenden Ziegel entſprechenden Querſchnittsfläche und trennt von dieſem Bande der Dicke der Ziegel entſprechend einzelne Stücke ab. Die Art, wie das betreffende Thonband erzeugt wird, kommt hier nicht in Betracht, es mag nur erwähnt werden, daß die Preſſung, in Folge deren der Thon durch ein Mundſtück hindurch getrieben wird, durch verſchiedene Mittel hervorgerufen wird, insbeſondere durch Walzen, oder durch eine Stempelpreſſe, oder durch den ſogenannten Thonſchneider, richtiger Thonknetmaſchine zu nennen. Das Abtrennen der Ziegel von dem aus dem Mundſtücke unabläſſig hervorquellenden Thonbande geſchieht durch gewiſſe Vorrichtungen, welche zwar unter dem Namen von Schneidapparaten bekannt ſind, deren Wirkungsweiſe indeſſen nicht in einem eigentlichen Schneiden, d. h. in der Ueberwindung der Spaltfeſtigkeit, beſteht. Als trennende Werkzeuge verwendet man nämlich bei dieſen Vorrichtungen dünne Stahldrähte, welche die Trennung in ähnlicher Art bewirken, wie man ſie bei dem Zerlegen von Seifenriegeln in kleinere Stücke beobachten kann. Man vermag ſich leicht durch den Verſuch davon zu überzeugen, daß die Zertheilung einer plaſtiſchen

[1]) Ztſchr. d. Ver. deutſch. Ingenieure, Jahrg. 1861, S. 259.

Thonmaſſe durch einen ſolchen Draht mit viel geringerem Kraftaufwande ausführbar iſt, als durch den Gebrauch eines Meſſers, wie ſcharf daſſelbe auch geſchliffen ſein möge. Man wird hierbei bemerken, daß der Keilwinkel eines ſolchen Meſſers, d. h. der mehr oder minder ſcharfe Schliff deſſelben, für den Kraftaufwand ganz unmaßgeblich iſt, daß vielmehr die Breite der Meſſerklinge von weſentlichem Einfluſſe hierauf iſt, inſofern nämlich die Größe der zur Zertheilung aufzuwendenden Kraft mit der Breite der Meſſerklinge zunimmt. Andererſeits kann man beobachten, daß die Anwendung eines dickeren Drahtes zwar ebenfalls eine Vergrößerung der erforderlichen Kraft im Gefolge hat, daß dieſe Vergrößerung aber nur unbedeutend iſt. Man muß aus dieſen Wahrnehmungen ſchließen, daß es bei der Zertheilung einer ſo weichen Maſſe, wie der Ziegelthon ſie vorſtellt, nicht ſowohl auf die Ueberwindung der Spaltfeſtigkeit, als vielmehr auf diejenige eines anderen Widerſtandes ankommt, welcher aus der Reibung entſteht. Es handelt ſich dabei nicht um die Reibung zwiſchen dem Werkzeuge und dem Thone, ſondern um die Reibung zwiſchen Thon und Thon; denn man wird bei den meiſten Thonen finden, daß das heraustretende Werkzeug, ob Draht oder Meſſer, mit einer dünnen Thonſchicht bedeckt iſt, ein Zeichen dafür, daß die Reibung der Thontheilchen unter ſich kleiner ſein muß, als diejenige des Metalls an denſelben. Dafür, daß der Widerſtand hauptſächlich durch die Reibung hervorgerufen wird, ſpricht auch die Beobachtung, daß man, um ein in einen Thonklumpen eingeführtes Meſſer wieder aus demſelben zurückzuziehen, faſt dieſelbe Kraft wie zum Einführen gebraucht. Hieraus erklärt ſich denn, warum die Breite des Meſſers einen ſo erheblichen Einfluß auf den Kraftaufwand hat, da mit dieſer Breite die Größe der Flächen im geraden Verhältniſſe ſteht, an welchen Thontheilchen gegen Thontheilchen ſich verſchieben müſſen. Es ſteht hiermit auch der verhältnißmäßig große Kraftverbrauch im Zuſammenhange, welcher bei den erwähnten Thonſchneidern oder Thonknetmaſchinen auftritt.

Die hier zu beſprechenden Vorrichtungen an Ziegelmaſchinen würden als an ſich einfache Geräthe einer weiteren Beſprechung nicht bedürfen, wenn nicht der Umſtand zu bemerken wäre, daß die Abtrennung von einer in ununterbrochener Bewegung befindlichen Maſſe, nämlich von dem ſtetig aus dem Mundſtücke hervorquellenden Bande zu geſchehen hat. Es iſt klar, daß ein feſtſtehender Apparat, welcher hierauf nicht rückſichtigen würde, ebene Trennungsflächen, wie ſie für die Ziegel gefordert werden, nicht zu erzeugen vermöchte. Da nämlich während derjenigen Zeit, die das trennende Werkzeug zum Durchqueren des Thonſtranges gebraucht, dieſer letztere um einen gewiſſen Betrag ſich fortbewegt, ſo entſtände bei dem Trennen eine *windſchiefe Fläche*, ſobald das Schneidwerkzeug ſich in einer feſten, zur Thonbewegung ſenkrechten Ebene bewegen würde. Um dieſem Uebelſtande

zu begegnen, hat man die Einrichtung in der Art getroffen, daß der Schneidapparat ſelbſt an der Bewegung des Thonſtranges theilnimmt, in Folge deſſen, da nunmehr eine relative Bewegung zwiſchen beiden in der Richtung des Stranges nicht mehr vorhanden iſt, durch die Querbewegung des Drahtes in derſelben Art ein genau ebener Schnitt erzeugt wird, wie es bei ruhendem Thone und feſtſtehendem Schneidapparate der Fall ſein würde.

In Fig. 306 iſt das Weſentliche des zu dem beſagten Zwecke von Gebr. Sachſenberg in Roßlau ausgeführten Schneidapparates angegeben[1]). Das aus dem Mundſtücke der Thonpreſſe bei *A* heraustretende Thonband *B*, von einem Querſchnitte entſprechend der Größe der Ziegel, ſchiebt ſich zunächſt über die in dem Geſtelle *C* feſt gelagerten Walzen *D*. Dieſes Geſtell *C* bildet durch ſeine oberen Längsſchienen gleichzeitig das Geleiſe für einen kleinen auf Rollen laufenden Wagen *E*, welcher die eigentliche Schneidvorrichtung aufnimmt. Auch in dieſem Wagen ſind Unterlagswalzen *F* gelagert, über welche der Thonſtrang ſich hinſchiebt, ſobald man vor einem auszuführenden Schnitte den Wagen *E* nach links bis an das Mundſtück geſchoben hat. Der Wagen *E* verbleibt hierbei ſo lange in Ruhe, bis das Ende des Thonſtranges gegen die in dem Wagen befeſtigte Querwand *G* ſtößt, von welchem Augenblicke an der Wagen an der Bewegung des Thonſtranges theilnimmt. Wenn man daher während dieſer Bewegung den in einer ſenkrechten Ebene angeordneten Querrahmen *H* horizontal nach der Querrichtung verſchiebt, ſo daß derſelbe etwa in die Lage *H'* kommt, ſo wird durch einen in dieſem Rahmen eingeſpannten Draht *J* von dem Thonſtrange ein Stück abgetrennt, welches eine Länge gleich dem Zwiſchenraume zwiſchen dem Schneidrahmen *H* und der Platte *G* hat. Die Schnittfläche iſt dabei von ebener Beſchaffenheit. Die Anordnung iſt nun ſo getroffen, daß das abgetrennte Thonſtück genügend zur Bildung von drei Ziegeln iſt, und es iſt daher eine Dreitheilung dieſes Thonſtückes erforderlich. Hierzu dienen zwei Paare in ſenkrechter Ebene ſchräg ausgeſpannter Schneiddrähte *K*, *L*, die zu beiden Seiten des Thonſtranges in dem Geſtelle des Wagens angebracht ſind. Von dieſen Drähten wirkt abwechſelnd das vordere Paar *K* oder das hintere *L*, je nachdem der zwiſchen *K* und *L* befindliche abgetrennte Thonkörper nach vorn oder nach hinten geſchoben wird. Um dieſe Verſchiebung zu bewirken, ruht das abgetrennte Thonſtück zwiſchen *K* und *L* auf drei Latten, welche in einem wagerecht verſchieblichen Rahmen *N* angebracht ſind, und in deren Zwiſchenräumen die beſagten Schneiddrähte *K*, *L* Raum finden. Durch abwechſelndes Herausziehen oder Hineinſchieben dieſes Rahmens *N* wird daher ſtets das abgetrennte Thonſtück in drei

[1]) Heuſinger von Waldegg, Die Ziegel- und Röhrenfabrikation.

gleiche Theile zerlegt, welche abwechſelnd auf der vorderen oder hinteren Seite des Geſtelles entnommen werden können. Während dieſer Trennung in drei Ziegel iſt es übrigens nicht nöthig, den Wagen an der fortſchreitenden Bewegung des Thonſtranges theilnehmen zu laſſen, ſobald man das abgetrennte Stück durch Bewegung des Wagens nach rechts von dem Thonbande gänzlich ablöſt, wie in der Figur angedeutet iſt. In dieſem Falle iſt das zu zerlegende Thonſtück in Ruhe befindlich, man kann durch Verſchiebung des Rahmens *N* die Zerlegung bewirken, ohne daß dem weiteren Austreten des Thonſtranges ein Hinderniß entgegenſtände. Ein darauf folgendes Heranfahren des Wagens an den Thonſtrang ermöglicht dann die Wiederholung des Schneidens in derſelben Art. Die Platte *G* iſt in Geſtalt einer drehbaren Klappe ausgeführt, welche ſich von ſelbſt in die punktirte Lage ſtellt und dem hindurchtretenden Thonſtrange den ungehinderten Hindurchtritt geſtattet für den Fall, daß einmal in Folge einer Störung das Abſchneiden unterbleiben und der Wagen bis an die bei *O* ſich anſchließenden feſten Tragrollen ſich bewegen ſollte.

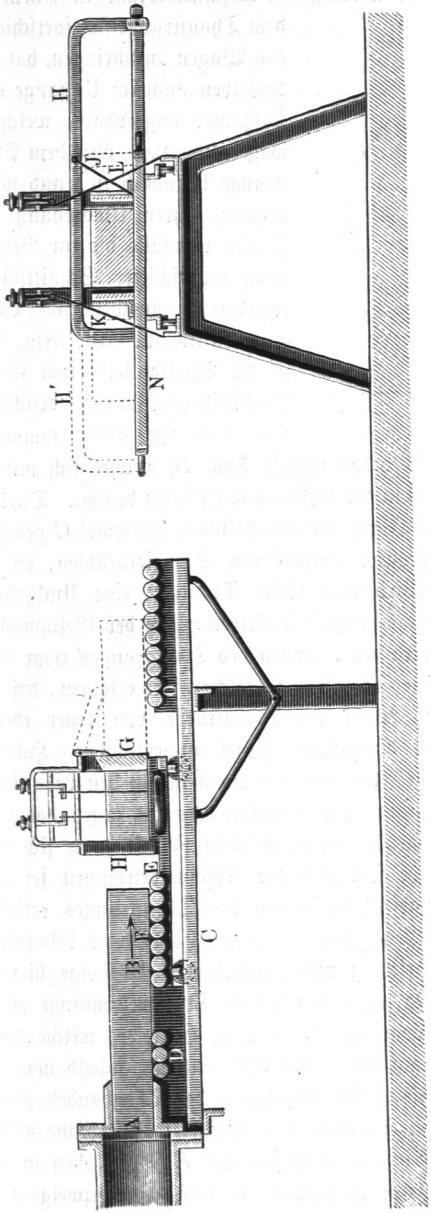
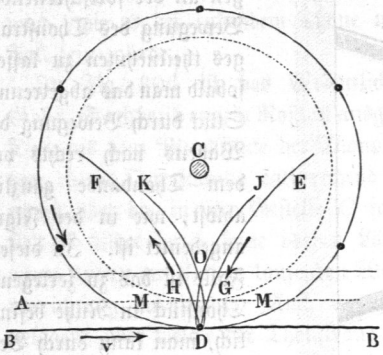


Fig. 306.

Es mag hier erwähnt werden, daß man auch noch in anderer Art die windſchiefe Form der Trennungsflächen bei derartigen Ziegelmaſchinen zu vermeiden geſucht hat. Anſtatt nämlich den Abſchneidedraht in einem mit dem Thonſtrange ſich fortſchiebenden Wagen anzubringen, hat man denſelben auch im Umfange einer Trommel angeordnet, welche in wagerechter Lage über dem Thonſtrange befindlich iſt, und welche vermöge ihrer Umdrehung dem Drahte ebenfalls die zur Vermeidung windſchiefer Schnittflächen erforderliche ausweichende Bewegung mittheilt. Aus Fig. 307 iſt die Wirkſamkeit einer ſolchen Abſchneidevorrichtung erſichtlich. Das aus der Preſſe kommende Thonband *A* ſchiebt ſich hier über das endloſe Tuch *B*, welches ſich mit der Geſchwindigkeit des Thonbandes in der Richtung des Pfeiles bewegt. Darüber iſt die Abſchneidevorrichtung in Form der cylindriſchen Trommel *C* gelagert, in deren Umfange ſich eine größere Anzahl von Schneidedrähten, wie *D*, parallel der Axe befinden. Wird nun dieſer Trommel eine Umdrehung ertheilt, ſo daß die Umfangsgeſchwindigkeit derſelben gleich der Geſchwindigkeit des Thonſtranges iſt, ſo wird das Trennen des Thonſtranges zwar nicht genau in einer ſenkrechten Ebene, aber doch in ſolcher Art erfolgen, daß die Trennungsfläche bei geeigneter Wahl der Verhältniſſe von einer ebenen genügend wenig abweicht, um brauchbare Ziegel zu erzeugen. Hiervon gewinnt man am einfachſten eine Anſchauung, wenn man ſich den relativen Weg eines im Umfange der Trommel befindlichen Punktes gegen das fortſchreitende Thonband aufgezeichnet denkt, zu welchem Zwecke man ſich vorſtellen kann, das Thonband ſtehe ſtill und der Abſchneidetrommel ſei eine Bewegung gleich und entgegengeſetzt derjenigen des Thonſtranges ertheilt; durch den Zuſatz einer ſolchen Bewegung für alle Theile wird bekanntlich an der relativen Bewegung derſelben nichts geändert. In Folge hiervon ergäbe ſich die relative Bewegung eines Punktes im Trommelumfange offenbar als eine Cykloide, und zwar als die gemeine Cykloide, welche durch Rollen des Trommelumfanges auf der Baſis *BB* entſteht, ſobald man die Annahme machen wollte, daß die Geſchwindigkeit *v* des Thonbandes genau gleich derjenigen im Umfange der Trommel ſei. Bei dieſer Annahme würde daher der zu zertheilende Draht in dem Curvenzweige *ED* von oben in das Thonband eindringen, um daſſelbe aufſteigend in dem Curvenzweige *DF*

Fig. 307.



wieder zu verlaſſen. Es würde daher ein Thonſtück GDH aus dem Bande herausgeſchnitten werden, ſo daß der beabſichtigte Zweck nur ſehr unvollkommen erreicht werden könnte. Man erhält dagegen ein beſſeres Reſultat, wenn man der Trommel eine ſolche Bewegung ertheilt, daß die Geſchwindigkeit derſelben in einem geringeren Axenabſtande, wie er etwa der Mitte M des Thonſtranges entſpricht, gerade gleich der Geſchwindigkeit v des letzteren gemacht iſt. Unter dieſer Vorausſetzung iſt die relative Bewegung eines Schneidedrahtes durch die verlängerte Cykloide JDK dargeſtellt, welche im unteren Theile, alſo innerhalb des Thonſtranges, die Schleife OD bildet. Es geht bei einer ſolchen Anordnung der Schneidedraht in dem Curvenzweige JOD nieder, um in demjenigen DOK wieder empor zu ſteigen, und man erſieht hieraus, daß die betreffende Vorrichtung überhaupt nur annähernd den Zweck gerader Schnittflächen erreichen läßt. Für die Herſtellung ſauberer Ziegel dürfte dieſer Apparat, welcher wegen verhältnißmäßiger Einfachheit wohl eine große Leiſtung ermöglichen mag, nicht geeignet ſein.

Flortheiler. Mit dieſem Namen belegt man diejenigen Vorrichtungen, §. 91.
die an den Krempelmaſchinen der Streichwollſpinnereien verwendet werden, um das von der ſogenannten Kammwalze oder dem Peigneur durch einen Hacker abgelöſte Vließ in eine größere Anzahl ſchmaler Bändchen zu zerlegen, welche der weiteren Verarbeitung des Spinnens zu Streichgarn unterworfen werden. Dieſe Flortheiler ſind in der neueren Zeit in den gedachten Fabriken zu umfangreicher Verwendung gekommen, ihre Erfindung iſt kaum einige Jahrzehnte alt. In früherer Zeit wurde die Einrichtung ſo getroffen, daß von der Kammwalze gar nicht ein zuſammenhängendes Vließ abgehackt wurde, deſſen nachherige Theilung erforderlich war, ſondern man erhielt auf der Kammwalze ſelbſt ſchon die getrennten bandförmigen Vließſtreifen. Dies wurde dadurch erzielt, daß man den Kratzenbeſchlag der Kammwalze, d. h. die zur Wollaufnahme mit Drahtzähnchen beſetzte Belegung, in einzelnen ringförmigen von einander durch Zwiſchenräume getrennten Streifen anordnete, ſo daß bei dem Ablöſen der in dieſen Beſchlagſtreifen enthaltenen Wolle unmittelbar die gewünſchten Bändchen erhalten wurden. Mancherlei Uebelſtände dieſer Anordnungen, namentlich der durch die beſagten Zwiſchenräume auf der Kammwalze entſtehende Ausfall an wirkſamer Kratzenfläche, ſowie die Ungleichförmigkeit des erhaltenen Erzeugniſſes ſind die Urſache geweſen, daß man von der angegebenen Einrichtung mehr und mehr abgegangen iſt, derartig, daß man von der ringsum voll beſchlagenen Kammwalze einen zuſammenhängenden Flor in der Geſtalt eines dünnen endloſen Tuches oder Vließes abkämmt, deſſen Breite gleich der Länge der Kammwalze iſt.

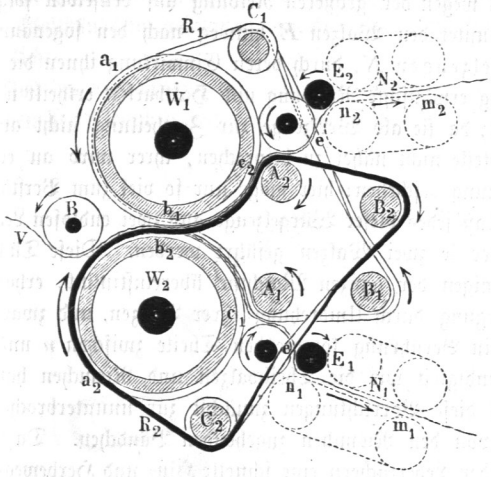
Von den zuerſt gemachten Vorſchlägen, dieſes Vließ durch ſchneidend wirkende Werkzeuge, wie z. B. Kreisſcheren, zu zertheilen, iſt man ſehr bald gänzlich zurückgekommen, denn es konnte nicht fehlen, daß durch eine ſolche Bearbeitung ein großer Theil der Wollhaare durchſchnitten werden mußte, da dieſelben doch niemals genau parallel in der Richtung des Bandes oder Fadens, ſondern mehr oder minder geneigt dagegen angeordnet ſind, worauf gerade bei dem Verarbeiten von Streichwolle mit Rückſicht auf die gute Verfilzungsfähigkeit der erzeugten Gewebe bei dem ſpäteren Walken ein beſonderer Werth gelegt wird. Mit dieſem Durchſchneiden der einzelnen Haare würde aber eine weſentliche Entwerthung der Wolle verbunden ſein.

Von der Art, wie die Zertheilung des Flors zu geſchehen hat, macht man ſich leicht eine Vorſtellung, wenn man die Beſchaffenheit des letzteren ins Auge faßt. Der Flor oder das Vließ beſteht aus den neben und über einander gelagerten Wollhaaren, welche unter einander nur durch die Reibung vereinigt ſind, die ſich einer Trennung entgegenſetzt, und welche Reibung insbeſondere durch die mehr oder minder ſtarke Kräuſelung des Wollhaars befördert wird. Die Haare liegen, wie ſchon bemerkt, keineswegs genau parallel, wenn ſie auch im Allgemeinen durch den vorhergegangenen Krempelproceß in die Richtung der zu erzeugenden Bändchen gelegt wurden. Bei dem loſen Zuſammenhange des Flors kann nun eine Zerlegung deſſelben in einzelne Streifen durch Verziehen oder Verzerren in der Art erzielt werden, daß die den einzelnen Streifen entſprechenden Wollpartien von zangenartig wirkenden Theilen erfaßt werden, und daß dieſen faſſenden und feſthaltenden Theilen eine ſolche Bewegung ertheilt wird, vermöge deren an der Trennungsſtelle die Wollhaare eines jeden Streifens nach einer Richtung ſich bewegen, welche von der Bewegungsrichtung der beiderſeits benachbarten Streifen abweicht. Man kann ſich von der Art dieſer Zerlegung eine ungefähre Vorſtellung verſchaffen, wenn man das betreffende Vließ zwiſchen die beiden flach gegen einander gedrückten Hände gebracht und alsdann die Finger der einen Hand zwiſchen denen der anderen hindurchgedrückt denken wollte. Hierbei würde eine Zertheilung in der Art ſtattfinden, daß jeder Finger die vor ihm liegenden und von ihm fortgeſchobenen Wollhaare von den benachbarten trennt, bei welcher Trennung nur die Reibung der loſe neben einander liegenden Haare an einander zu überwinden iſt, ſo daß ein Abreißen einzelner Haare nicht ſtattfindet. Als trennende Werkzeuge von der beſagten zangenartigen Wirkung wendet man Bänder entſprechender Zahl und Breite von Leder oder von Stahl an und man unterſcheidet danach wohl die Riemchen- von den Stahlbandflortheilern.

Die Riemchenflortheiler ſind zuerſt von Geßner in Aue erfunden, ihre Einführung in die Spinnereien erlangten ſie aber erſt nach den Verbeſſe-

rungen, welche von C. Martin in Verviers an ihnen angebracht wurden. Durch Fig. 308 iſt ein Riemenflortheiler[1]) der Martin'ſchen Bauart der Hauptſache nach vorgeſtellt, welche Figur, wie die folgenden, der unten angeführten Abhandlung entnommen wurde. Das von der mit Kratzenbeſchlag verſehenen Kammwalze durch den Hacker abgelöſte Vließ *V* gelangt unter der Walze *B* hindurch zwiſchen zwei eiſerne Theilwalzen W_1 W_2, welche auf ihrer ganzen Oberfläche mit ringsum laufenden Furchen von 10 mm Breite und 5 mm Tiefe verſehen ſind. Zwiſchen dieſen Ringnuthen ſind ebenſo breite Rippen von genau derſelben Breite belaſſen, und zwar ſind die Nuthen der beiden Walzen gegen einander verſetzt, ſo daß je eine Nuth der einen Walze mit je einer Rippe der anderen zuſammentrifft. Um dieſe Walzen und entſprechend angebrachte Rollen herum ſind nun ebenſo viele Riemchen R_1 und R_2 gelegt, als Nuthen im Ganzen vorhanden ſind, und zwar läuft jedes dieſer Riemchen, wie die Figur zeigt, zunächſt von *a* bis *b* in der Nuth der einen Theilwalze, worauf daſſelbe die betreffende Rippe der anderen Theilwalze von *b* bis *c* bedeckt; über die Leitrollen *A*, *B* und *C*, von denen *B* zum Spannen dient, gelangt das Riemchen wieder nach der Theilwalze zurück. Die Riemchen ſind ſo breit und dick, daß ſie die erwähnten Nuthen in den Walzen genau ausfüllen.

Fig. 308.



Die Wirkungsweiſe dieſes Flortheilers iſt nach dem Vorbemerkten leicht verſtändlich. Das bei *b* eintretende Vließ iſt überall genöthigt, zwiſchen einem Riemchen und der von dieſem Riemchen bedeckten Walzenrippe zu verbleiben, indem dieſe beiden Theile die zwiſchen ſie tretenden Wollhaare ähnlich den Backen einer Zange zwiſchen ſich faſſen. Daraus ergiebt ſich denn, daß an der Stelle *b* eine Trennung in ſo viele Bändchen

[1]) Rohn, Zur Entwickelungsgeſchichte des Flortheilers. Verhdlgn. d. Ver. z. Bef. des Gewerbfl. 1883.

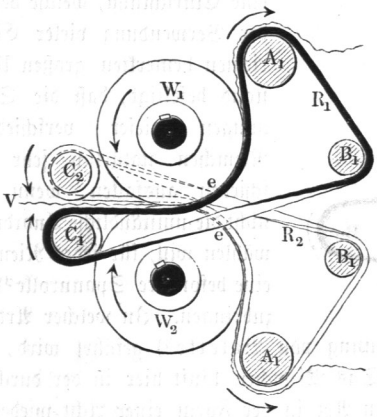
ſtattfinden muß, wie Riemchen vorhanden ſind, indem abwechſelnd immer ein Streifen dem Wege $b_1 c_2$ und der daneben befindliche dem Wege $b_2 c_1$ folgt. Die ſo erzeugten Bändchen verlaſſen bei c_1 und c_2 die Theilwalzen, indem ſie den Riemchen wegen der größeren Reibung auf denſelben folgen, und ſie gelangen dann unter den Walzen E hinweg nach den ſogenannten Ritſchel- oder Würgelzeugen N, durch deren Einwirkung ihnen die für die weitere Fadenbildung erwünſchte Rundung und Haltbarkeit ertheilt wird. Dieſe Würgelzeuge ſind, da ſie als Werkzeuge zur Zertheilung nicht anzuſehen ſind, an dieſer Stelle nicht näher zu beſprechen, ihrer wird an einer ſpäteren Stelle Erwähnung geſchehen; hier möge nur ſo viel zum Verſtändniß angeführt werden, daß jedes dieſer Würgelzeuge aus zwei endloſen Ledertüchern beſteht, die über je zwei Walzen geführt werden. Dieſe Tücher, deren Breite mit derjenigen der ganzen Maſchine übereinſtimmt, erhalten eine unausgeſetzte Bewegung durch Umdrehung ihrer Walzen, und zwar ſo, daß die mit einander in Berührung kommenden Theile zwiſchen n und m genau dieſelbe Geſchwindigkeit wie die Theilwalzen und Riemchen haben. Vermöge deſſen dienen dieſe Vorrichtungen zunächſt zur ununterbrochenen Abführung der ihnen von den Riemchen zugehenden Bändchen. Da nun aber gleichzeitig den beiden Ledertüchern eine ſchnelle Hin- und Herbewegung quer, d. h. nach der Richtung ihrer Walzenaxen, ertheilt wird, und die Bewegung der beiden Ledertücher ſtets entgegengeſetzt erfolgt, ſo ergiebt ſich aus dieſer Anordnung der rundende Einfluß auf die hindurch paſſirenden Bändchen, welche zwiſchen den Ledertüchern einer Wirkung unterworfen ſind, wie ſie etwa ein zwiſchen den beiden entgegengeſetzt bewegten Händen gerollter Gegenſtand erfährt.

Aus dem vorſtehend über die nicht genau parallele Lage der Wollhaare und über die Wirkung der Riemchen Geſagten ergiebt ſich, daß die gebildeten Bändchen ſeitlich nicht durch ſcharfe Ränder begrenzt ſein können, da ein Wollhaar, welches vermöge einer etwas ſchrägen Lage von zwei neben einander laufenden Riemchen gleichzeitig erfaßt wird, natürlich nur dem einen Riemchen folgen kann, während es dem anderen entzogen wird. Ein Abreißen der Haare iſt hierbei im Allgemeinen nicht zu bemerken, da der Widerſtand, welcher ſich dem Hinwegziehen des Haares von dem betreffenden Riemchen entgegenſetzt, kleiner iſt, als die Zugfeſtigkeit des Haares; das Wollhaar folgt natürlich in jedem einzelnen Falle demjenigen der beiden Riemchen, von welchem es mit der größeren Kraft erfaßt wird. Wenn nun in Folge dieſes Verhaltens aus den Rändern der entſtandenen Bändchen einzelne Wollhaare hervorragen, ſo giebt dies leicht Veranlaſſung zu Unregelmäßigkeiten an den Stellen bei e, wo die Bändchen den Weg der nach den Theilwalzen zurückkehrenden Riemchen kreuzen, und dieſer Umſtand war die Haupturſache, warum die Riemchenapparate anfänglich ſich nicht brauchbar

erwieſen. Martin hat dieſem Uebel einfach dadurch abgeholfen, daß er die Riemchen zwiſchen den Walzen *B* und *C* ſchränkte, indem er das eine Ende vor der Verbindung mit dem anderen um 180 Grad drehte; hierdurch wird an den gedachten Stellen der Begegnung der genügende Zwiſchenraum für die Wollbändchen geſchaffen, welcher deren ungehinderten Durchgang ermöglicht.

Aus der Betrachtung der Figur erkennt man auch, daß zwiſchen den Oberflächen der Riemchen und denjenigen der Theilwalzen nothwendig ein gewiſſes Gleiten eintreten muß, indem jedes Riemchen abwechſelnd auf dem Grunde einer Nuth und auf dem Rücken einer Rippe aufliegt. Die durch die Verſchiedenheit der Halbmeſſer von Nuth und Rippe, welche gleich einer Lederdicke iſt, veranlaßte gleitende Bewegung iſt jedenfalls nur gering, indem bei den gewöhnlichen Verhältniſſen die beſagten Halbmeſſer nur um etwa 5 bis 6 mm von einander abweichen. Um dieſes Gleiten gänzlich zu vermeiden, hat man wohl die Einrichtung dahin abgeändert, daß jedes Riemchen überhaupt nur eine Theilwalze umſchlingt, dies iſt beiſpielsweiſe bei der von Gleißner angewendeten Riemchenführung, Fig. 309, der Fall. Es ſcheint jedoch die erwähnte gleitende Bewegung zwiſchen Walzenrippe und Riemchen nicht nur nicht ſchädlich, ſondern eher förderlich für die Güte der erzeugten Bändchen zu ſein, inſofern durch das Hinwegſtreichen der glatten Walzenrippe über die Wollhaare den Bändchen eine vermehrte Haltbarkeit ertheilt wird, und dies iſt der Grund, warum man die Führung der Riemchen über beide Walzen meiſtens beibehalten hat.

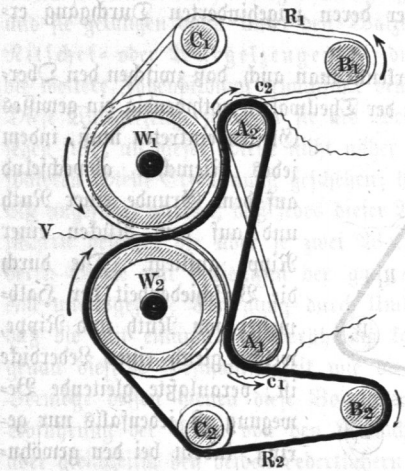
Fig. 309.



Auch die Schränkung der Riemchen hat man zu beſeitigen geſucht, da mit dieſer nicht nur eine ſchnellere Abnutzung derſelben verbunden iſt, ſondern auch jedes Riemchen abwechſelnd mit ſeiner glatten Haarſeite und der rauhen Fleiſchſeite zur Wirkung kommt. Um die Schränkung vermeiden zu können, hat man die Anordnung ſo zu treffen, daß die leer zu den Theilwalzen zurückkehrenden Riemchen da, wo ſie mit den Wolle führenden Riemchen der entgegengeſetzten Walze zuſammentreffen, mit dieſen in derſelben Richtung ſich bewegen. Es wird genügen, in dieſer Beziehung die

v. Joſephy'ſche Riemenführung[1]), Fig. 310, anzuführen, vermöge deren die Abführung der gebildeten Wollbändchen bei c_1 und c_2 ſtattfindet.

Fig. 310.



Die wichtigſte Verbeſſerung, welche Bolette in Pepinſter an den Riemchenapparaten vorgenommen hat, beſteht darin, anſtatt vieler einzelner Riemen einen einzigen von entſprechender Länge anzuordnen; eine Einrichtung, welche den bei der Verwendung vieler Einzelriemen bemerkten großen Uebelſtand beſeitigt, daß die Spannungen dieſer verſchiedenen Riemchen natürlich ſehr verſchieden ausfallen, wenn man nicht die umſtändliche Anordnung wählen will, für jedes Riemchen eine beſondere Spannrolle[2]) anzubringen. In welcher Art das Riemchen bei der beſagten Anordnung von Bolette[3]) geführt wird, läßt ſich aus der Fig. 311 erſehen. Das Riemchen läuft hier in der durch die Zahlen 1, 2, 3, 4, 5, 6 angedeuteten Art in der Form einer Acht wiederholt über die beiden Theilwalzen W_1 und W_2 und über die Spannwalzen A_1 und A_2, ſo zwar, daß jeder folgende Zug durch die benachbarten Nuthen der Theilwalzen geht, und daß die beiden Enden ſchließlich über die Leitwalzen L geführt und mit einander verbunden ſind. Da hierbei ſtets das Wolle führende Riemenſtück zwiſchen der Theilwalze und Spannwalze bei a_1 und a_2 geſchränkt iſt, ſo erzielt man hierdurch, daß überall dieſelbe Seite des Riemchens mit der Wolle in Berührung tritt.

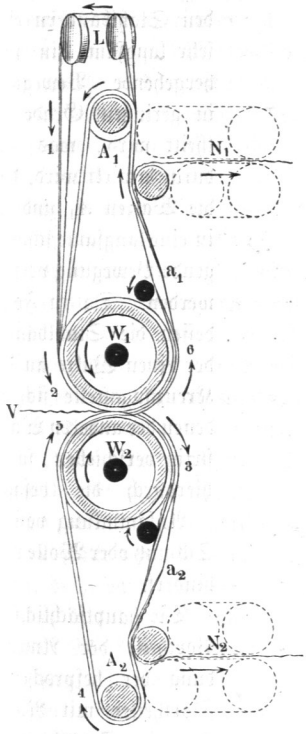
Von ſonſtigen Riemenführungen möge nur noch die von Feder[4]) und von Schimmel erwähnt werden, bei welcher ebenfalls nur ein einziger Riemen zur Anwendung kommt, welcher ſo geführt iſt, daß er zuerſt die eine und dann die andere Theilwalze in allen Nuthen umſchlingt, die Schränkung des Riemchens wird hierbei vermieden.

Da die Riemchen einem ſehr ſchnellen Verſchleiße ausgeſetzt ſind, wodurch nicht unerhebliche Koſten verurſacht werden, ſo hat man in der neueren Zeit mit Vortheil die Riemchen durch Stahlbänder erſetzt, zwar nicht

[1]) D. R.-P. Nr. 3636. [2]) D. R.-P. Nr. 10182. [3]) D. R.-P. Nr. 7664. [4]) D. R.-P. Nr. 16603.

durch bewegte Bänder, welche, wie die Riemchen, ſich unausgeſetzt über Walzen wickeln, ſondern durch feſtſtehende Stahlſchienen. Eine derartige Anordnung wurde zuerſt von Bede in Verviers auf der Wiener Weltausſtellung vorgeführt, nachher hat man durch verſchiedene Verbeſſerungen dieſe Einrichtung, welche in ihrer urſprünglichen Geſtalt wenig Anwendung fand, zu größerer Verwendbarkeit gebracht.

Fig. 311.

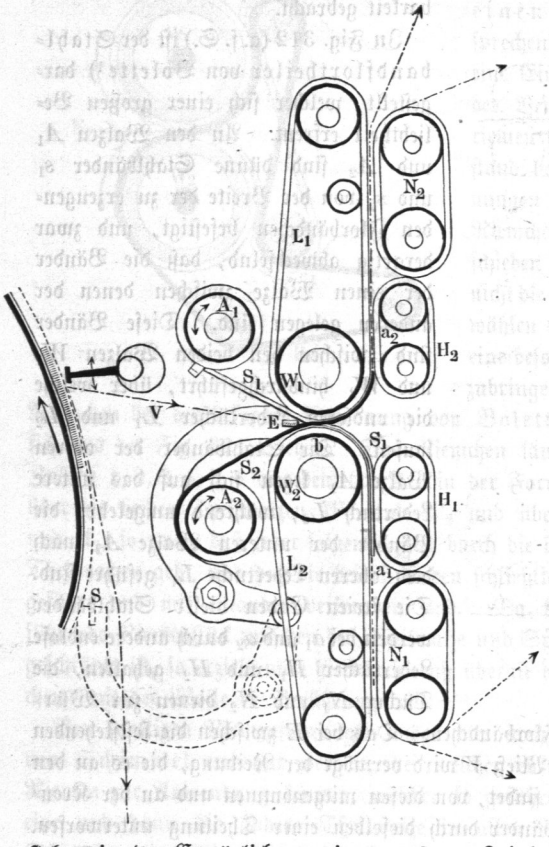


In Fig. 312 (a. f. S.) iſt der Stahlbandflortheiler von Bolette[1]) dargeſtellt, welcher ſich einer großen Beliebtheit erfreut. An den Walzen A_1 und A_2 ſind dünne Stahlbänder s_1 und s_2 von der Breite der zu erzeugenden Florbändchen befeſtigt, und zwar derartig abwechſelnd, daß die Bänder der einen Walze zwiſchen denen der anderen gelegen ſind. Dieſe Bänder ſind zwiſchen den beiden Walzen W_1 und W_2 hindurchgeführt, über welche die endloſen Ledertücher L_1 und L_2 laufen. Die Stahlbänder der oberen Walze A_1 legen ſich auf das untere Ledertuch L_2, während umgekehrt die Bänder der unteren Walze A_2 nach dem oberen Ledertuche L_1 geführt ſind. Die freien Enden dieſer Stahlbänder werden bei a_1 und a_2 durch andere endloſe Ledertücher H_1 und H_2 gehalten, die Tücher N_1 und N_2 dienen zur Würgelung der gebildeten Florbändchen. Das bei E zwiſchen die feſtſtehenden Stahlbänder gelangende Vließ V wird vermöge der Reibung, die es an den Ledertüchern L_1 und L_2 findet, von dieſen mitgenommen und an der Kreuzungsſtelle b der Stahlbänder durch dieſelben einer Theilung unterworfen. Allerdings iſt die Wolle hierbei einem Gleiten entlang der feſten Stahlbänder ausgeſetzt, weshalb dieſelben zur Verminderung des Widerſtandes gut polirt werden. Dieſe Flortheiler haben ſich für gewiſſe Wollen gut bewährt, nur zeigte ſich der Uebelſtand, daß an der Kreuzungsſtelle der Stahlbänder bei b ſehr ſchnell eine Verſchmutzung eintrat, welche ein häufiges Putzen

[1]) D. R.-P. Nr. 24978.

nöthig machte. Man hat ſich dies dadurch zu erklären, daß ein Wollhaar, welches nicht genau in der Richtung der Bewegung ausgeſtreckt iſt, und welches zwiſchen zwei benachbarten Stahlbändern einläuft, von dieſen zurückgehalten wird, ſo daß an der Kreuzungsſtelle eine Anſammlung von Wolle ſich einſtellt, durch welche die gute Leiſtung des Apparates beeinträchtigt wird. Dieſem Uebelſtande iſt von Bolette dadurch abgeholfen worden, daß den Stahlbändern eine ſehr langſame hin- und hergehende Bewegung in geringem Grade ertheilt wird, was dadurch bewirkt wird, daß die Walzen A_1 und A_2 in eine langſame ſchwingende Bewegung verſetzt werden. Da in Folge deſſen die Stahlbänder der einen Walze an der Kreuzungsſtelle ſich an denen der anderen Walze ſtetig verſchieben, ſo iſt hierdurch die beſagte Anſammlung von Schmutz oder Wolle verhindert.

Fig. 312.



Die hauptſächlichſten Vortheile der Anwendung der beſprochenen Flortheiler mit Riemchen oder Stahlbändern gegenüber der früher beliebten Anordnung ſtreifenweiſe beſchlagener Kammwalzen beſtehen in der Ermöglichung einer größeren Feinheit der Bändchen, indem die Breite der Riemchen oder Stahlbänder bis auf etwa 10 mm verringert werden kann. Hiermit iſt nicht nur die Möglichkeit einer größeren Leiſtung der Krempelmaſchinen geboten, ſondern es iſt auch bei dem weiter folgenden Feinſpinnen nur eine geringere Verziehung oder Verfeinerung erforderlich. Näheres über die verſchiedenen zu demſelben Zwecke dienenden Vorrichtungen findet ſich in der Abhandlung von G. Rohn: Zur

Entwickelungsgeſchichte des Flortheilers. Verhandl. d. V. z. Bef. d. Gewerbfleißes 1883.

Flachsreissmaschinen. Bei dem Spinnen des Flachſes iſt es vielfach gebräuchlich, die langen Flachsfaſern einer Zertheilung in zwei oder drei kürzere Stücke zu unterwerfen, weil eine vortheilhaftere Verwerthung des Materials damit erreichbar iſt. Die einzelnen Faſern, deren Länge etwa bis zu 1,2 m ſteigt, ſind nämlich an den unteren, der Wurzel nächſtgelegenen Enden gröber und barſcher und nach den Spitzen hin wieder feiner und kraftloſer, als in den mittleren Theilen, welche letzteren auch durch ihre gleichförmig gute Beſchaffenheit ſich zur Erzeugung feiner Garne ganz beſonders eignen. Ein Verſpinnen der ungetheilten Faſern würde daher nicht die Erzielung ſo hoher Feinheitsnummern ermöglichen, wie dies bei der beſagten Theilung der Fall iſt, welche die Erzeugung beſonders feiner Garne aus den mittleren Theilen geſtattet, während die Wurzelenden und Spitzen für ſich geſondert zu weniger hohen Nummern verſponnen werden. §. 92.

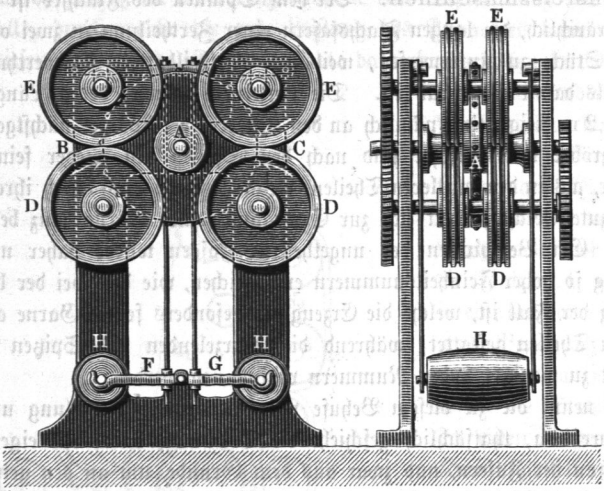
Man nennt die zu dieſem Behufe vorzunehmende Zertheilung unrichtig ein Schneiden, thatſächlich geſchieht die Trennung durch ein eigentliches Zerreißen der Faſern, und zwar aus dem Grunde, um an den getrennten Theilen allmählich ſich verjüngende, in Spitzen auslaufende Enden zu erhalten, welche für das gute Spinnen ſich beſſer eignen, als die ſtumpfen Enden, die durch ein eigentliches Abſchneiden mittelſt ſcheren- oder meſſerförmiger Werkzeuge erhalten werden. Dieſer Vorgang ſtellt einen der wenigen Fälle vor, wo eine Zerlegung von Stoffen durch ein reines Zerreißen, d. h. durch Ueberwindung der abſoluten Feſtigkeit bewirkt wird, und es möge aus dem Grunde hier noch die einfache, zu dieſem Zwecke angewandte Maſchine beſprochen werden.

In Fig. 313 (a. f. S.) iſt die zum Zertheilen der Flachsfaſern dienende Maſchine[1]) dargeſtellt. Das arbeitende Werkzeug derſelben beſteht aus der Scheibe *A* von etwa 0,5 m Durchmeſſer, welche an ihrem Umfange mit ſtumpfen Zähnen verſehen iſt, und der man eine ſchnelle Bewegung von etwa 500 bis 600 Umdrehungen in der Minute ertheilt. Die zu zertheilenden Faſern werden den Zähnen dieſer Scheibe zu beiden Seiten bei *B* und *C* dargeboten, und zwar an jeder dieſer Stellen durch vier Zuführungsſcheiben *D* und *E*. Die letzteren ſitzen zu je zwei feſt auf einer Axe, und zwar ſind die unteren Axen *D* feſt im Geſtelle der Maſchine gelagert, während die Axen der oberen Scheibenpaare *E* durch die aus der Figur erkenntlichen Hebel *F* und *G* vermittelſt der Gewichte *H* mit ſtarker Preſſung niedergedrückt werden. Hierdurch, ſowie weil die oberen Scheiben mit hervor-

[1]) Prechtl, Technol. Encyklopädie, Supplement. Artikel „Flachs“, von Hülße.

ragenden Wülſten verſehen ſind, die in eingedrehte Rillen der unteren Scheiben eintreten, wird der Flachs zwiſchen den Scheiben ſo feſt gehalten,

Fig. 313.



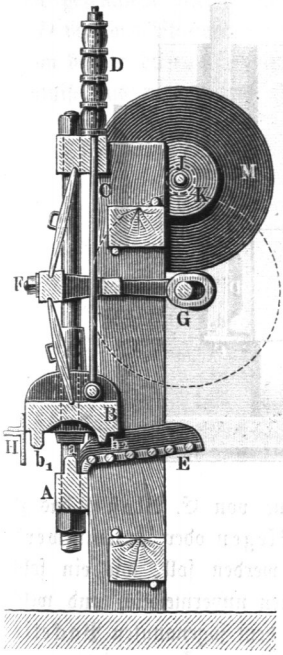
daß bei dem Angriffe deſſelben durch die Zähne der Scheibe *A* ein Zerreißen der Faſern ſtattfinden muß. Die langſame Bewegung der Zuführungsſcheiben geſchieht durch Vermittelung der Zahnräder in gewöhnlicher Weiſe.

§. 93. **Eiſenbarrenbrechmaſchinen.** Von den Maſchinen, welche eine Zertheilung des Materials durch reines Brechen bewirken, mögen nur die in Eiſenwalzwerken angewandten Brechmaſchinen für die Luppenſchienen erwähnt werden. Eine von Blake zu dem Zwecke angewandte Maſchine, Fig. 314[1]), zeigt eine gewiſſe Verwandtſchaft mit dem durch Fig. 43 erläuterten Steinbrecher deſſelben. Als arbeitendes Werkzeug dient hierbei der ſenkrecht verſchiebliche Brechbacken *B*, welcher durch das Kniegelenk *F* von der Kurbel *G* aus die niedergehende Bewegung erhält, während das Aufſteigen deſſelben durch die Feder *D* erzielt wird. Dieſer Backen iſt mit den beiden hervorragenden Rippen b_1 und b_2 verſehen, und da unterhalb deſſelben ein feſter Querriegel *A* mit einer zwiſchen b_1 und b_2 befindlichen Hervorragung *a* vorhanden iſt, ſo wird ein auf der geneigten Rinne *E* herabgleitender Stab bei dem Niedergange von *B* über dem feſten Stege *A* durchgebrochen. Durch einen verſtellbaren Anſchlag *H*, bis zu welchem der zu brechende Stab gleiten kann, läßt ſich die Länge der zu erzielenden Bruch-

[1]) Engineering, 1883, p. 198. Ztſchr. d. Ver. deutſch. Ing. 1886, S. 357.

ſtücke regeln. Die Bewegung der Kurbelwelle G erfolgt von der durch einen Riemen betriebenen Vorgelegswelle J aus, welche die verlangſamte Bewegung durch das Zahnräderpaar K hervorruft und zur Ausgleichung der Geſchwindigkeit mit einem Schwungrade M verſehen iſt. In Betreff der Wirkungsweiſe dieſes Schwungrades, ſowie des Kniegelenkes gelten die in §. 18 über Steinbrecher angeführten Bemerkungen.

Fig. 314.

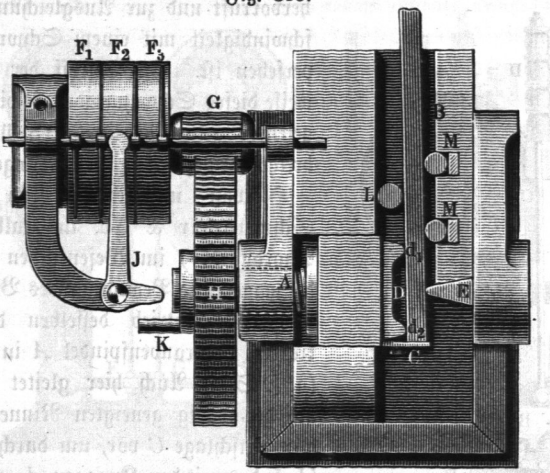


Hiervon unterſcheidet ſich die von Schumacher & Co. in Kalk gewählte Anordnung[1]) im Weſentlichen nur durch die wagerechte Bewegung des Brechbackens und den Antrieb deſſelben durch eine kräftige Schraubenſpindel A in Fig. 315 (a. f. S.). Auch hier gleitet der Stab auf der wenig geneigten Rinne B bis zu dem Anſchlage C vor, um durch den Vorſchub des mit den Knaggen d_1 und d_2 verſehenen Brechbackens D an dem feſten Stege E zerbrochen zu werden. Die Hin- und Rückbewegung des Brechſchlittens D erfolgt hierbei durch die Wirkung der Schraube A, deren Steigung ſo groß gewählt iſt, daß zum Durchbrechen eine einzige Umdrehung genügt. Der letztere Umſtand erleichtert die Anordnung der ſelbſtthätigen Bewegungsumkehrung, welche mittelſt der drei Riemſcheiben F_1, F_2 und F_3 und zweier Betriebsriemen, eines offenen und eines gekreuzten, bewirkt wird. Von den drei Scheiben iſt nämlich die mittlere feſt auf der Welle angebracht, während die beiden anderen als Losſcheiben dienen. Je nachdem nun der offene oder der gekreuzte Riemen von der Losſcheibe F_1 und bezw. F_3 auf die feſte Scheibe F_2 geführt wird, erfolgt die Umdrehung der Schraube A mit Hülfe des Zahnräderpaares GH nach der einen oder anderen Richtung. Das Umlegen der Riemengabeln verrichtet der Winkelhebel J, ſobald deſſen kürzerer Arm von einem an dem Rade H befindlichen Anſtoßzapfen K von der einen oder anderen Seite getroffen wird. Der zu brechende Stab wird zwiſchen den Walzen L und M geführt, von denen L feſt gelagert iſt, während M durch untergelegte Gummibuffer eine gewiſſe Nachgiebigkeit erhalten, um einem etwaigen Bruche eines Maſchinentheils vorzu-

[1]) D. R.-P. Nr. 26926.

beugen. Wie die Wirkung der Schraube, deren Muttergewinde hier feſt im Geſtelle anzubringen ſind, beurtheilt werden kann, wurde in Th. III, 1 ausführlich erörtert.

Fig. 315.



In eigenthümlicher Art bewirkt die Maſchine von E. Blaß[1]) das Zerbrechen der Barren, ſo zwar, daß dabei ein Biegen oder Krummwerden der gebrochenen Stücke möglichſt vermieden werden ſoll, wie ein ſolches Krümmen bei den oben beſprochenen Maſchinen unvermeidlich und welches für das gute Aufeinanderlegen der Stücke bei dem ſogenannten Packetiren ſtörend iſt.

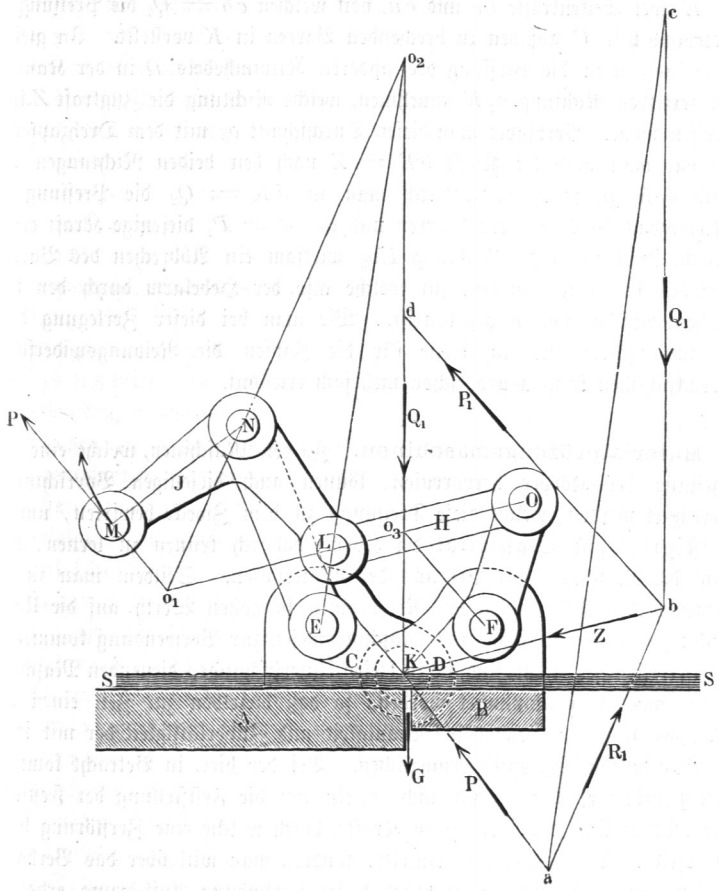
Um die Barren möglichſt ſcharf abzubrechen und die Bruchſtücke bis an die Bruchfläche gerade zu erhalten, beſteht die Maſchine nach Fig. 316 aus der feſten Tiſchplatte A, auf welche die Schiene S gelegt wird, und einer beweglichen Platte B. Zum Feſthalten der Schiene S dienen die Klemmhebel C und D, welche auf den Zapfen E und F drehbar angebracht ſind, die in angegoſſenen Knaggen der Platten A und B ihre Lagerung finden. Die Brechbacke B kann eine Drehung um zwei ſeitliche Zapfen G annehmen, und ſie erhält dieſe Drehung vermittelſt der Zugſtange H von dem Winkelhebel J aus, ſobald demſelben eine Drehung im Sinne des Pfeiles mitgetheilt wird. Es iſt erſichtlich, daß bei dieſer Bewegung zuerſt die Greifklaue D des Klemmhebels FK auf die Schiene gepreßt wird, bevor ein Umbiegen derſelben um die Kante K ſich einſtellt, und da der Winkelhebel J ſeine Lagerung in dem anderen Klemmhebel EK findet, ſo wird durch die auf den Winkelhebel bei N ausgeübte Kraft auch zunächſt ein feſtes

[1]) D. R.-P. Nr. 20167.

Andrücken der Greifklaue C gegen die Schiene bewirkt, ſo daß die letztere zu beiden Seiten von K wie durch Zangen gehalten iſt. Bei dem Zurückführen des Winkelhebels tritt die Platte B aus der gehobenen Lage wieder in die gezeichnete zurück, indem ſich gleichzeitig die beiden Greifklauen C und D von den Platten A und B abheben.

Von den in dieſer Maſchine wirkenden Kräften erhält man am einfachſten Kenntniß aus dem in die Fig. 316 eingezeichneten Diagramm. Stellt

Fig. 316.



hierin die Strecke aK nach einem beliebig zu wählenden Kräftemaßſtabe die an dem Hebel NM bei M angreifende Kraft P vor, ſo hat man dieſe Strecke in die Seitenkräfte ab und bK zu zerlegen, indem man die Richtung Kb parallel mit der Zugſtange LO und ab parallel zu der Ver-

bindungslinie des Zapfens N mit dem Durchſchnitte o_1 zwiſchen der Kraft P und der Zugſtange LO annimmt. Man erhält hierdurch in $bK = Z$ die in der Zugſtange OL wirkende Kraft, während $ab = R_1$ den auf den Zapfen N des Klemmhebels NEC ausgeübten Druck darſtellt. Setzt man voraus, daß dieſer Klemmhebel in der Kante K eine zu dem Barren ſenkrechte Preſſung Q_1 ausübe, welche die Richtung o_2K hat und mit o_1N in dem Punkte o_2 ſich trifft, ſo erhält man durch Zerlegung der Kraft $ab = R_1$ nach dieſer Richtung Ko_2 und derjenigen der Verbindungslinie o_2E zwei Seitenkräfte bc und ca, von welchen $cb = Q_1$ die Preſſung des Klemmhebels C auf den zu brechenden Barren in K vorſtellt. In gleicher Art kann man die Preſſung des anderen Klemmhebels D in der Kante K in derſelben Richtung o_2K annehmen, welche Richtung die Zugkraft Z in o_3 treffen möge. Verbindet man dieſen Durchſchnitt o_3 mit dem Drehzapfen F, ſo hat man auch die Kraft $bK = Z$ nach den beiden Richtungen Fo_3 und o_3K zu zerlegen, wodurch man in $dK = Q_2$ die Preſſung des Klemmbackens D auf den Barren und in $bd = P_1$ diejenige Kraft erhält, welche in F nach der Richtung Fo_3 wirkſam ein Abbrechen des Barrens um den Punkt K anſtrebt, für welche alſo der Hebelarm durch den ſenkrechten Abſtand von K gegeben iſt. Wie man bei dieſer Zerlegung durch Benutzung der Reibungskreiſe für die Zapfen die Reibungswiderſtände berückſichtigen kann, wurde ſchon mehrfach erwähnt.

§. 94. **Materialprüfungsmaſchinen.** Zu den Maſchinen, welche eine Zertheilung der Körper hervorrufen, können auch diejenigen Vorrichtungen gerechnet werden, welche dieſe Trennung zu dem Zwecke bewirken, um die Feſtigkeit und Elaſticität der Körper dadurch kennen zu lernen, d. h. alſo die Maſchinen zur Prüfung der Materialien. Seitdem man in den letzten beiden Jahrzehnten mit Recht einen ſo hohen Werth auf die Unterſuchung der im Baufache und Maſchinenweſen zur Verwendung kommenden Materialien gelegt hat, ſind die zu dieſen Unterſuchungen dienenden Maſchinen entſprechend vervollkommnet worden, ſo daß dieſelben zur Zeit einen vergleichsweiſe hohen Grad von Genauigkeit und Zuverläſſigkeit der mit ihnen zu erlangenden Ergebniſſe ermöglichen. Bei der hier in Betracht kommenden Prüfung handelt es ſich nicht allein um die Feſtſtellung der Feſtigkeit der Materialien, d. h. derjenigen Kräfte, durch welche eine Zerſtörung bezw. Zertheilung der Probekörper eintritt, ſondern man will über das Verhalten derſelben vor und während Eintritt dieſer Zerſtörung Aufklärung erhalten; insbeſondere handelt es ſich dabei um die Ermittelung der von den Körpern angenommenen Ausdehnungen und Zuſammendrückungen, ſowie der ſonſtigen elaſtiſchen Formveränderungen und um das Verhältniß dieſer Formveränderungen zu den angreifenden Kräften. Die Art, wie dieſe Maſchinen eine

Trennung oder Zerſtörung der Probeſtücke bewirken, hängt natürlich mit derjenigen Art von Feſtigkeit zuſammen, um deren Ermittelung es ſich in jedem beſonderen Falle handelt, und hiernach bewirken dieſe Maſchinen bald ein Zerreißen oder Zerdrücken, bald ein Durchbrechen, Abwürgen oder Abſcheren der Probekörper. Meiſtens ſind die Maſchinen von ſolcher Einrichtung, daß jede dieſer Beanſpruchungen des Probekörpers auf ihnen vorgenommen werden kann, und nur in einzelnen Fällen iſt die Verwendungsart auf eine einzige beſchränkt; es iſt z. B. bei den Maſchinen, durch welche die Feſtigkeit von Fäden, Geweben oder von Papier ermittelt werden ſoll, der Natur der Sache nach die Unterſuchung auf die Anſtellung von Zerreißverſuchen beſchränkt.

Alle hier in Betracht kommenden Maſchinen, ſo verſchieden ſie auch in ihrer Anordnung und Ausführung ſein mögen, ſtimmen darin überein, daß bei jeder eine Vorrichtung zur Ausübung der erforderlichen Anſtrengung des Probeſtückes, ſowie eine Wage zum Meſſen der ausgeübten Kraft vorhanden iſt. Außerdem ſind faſt immer diejenigen Mittel vorhanden, welche die Meſſung der Formveränderungen, alſo namentlich der Dehnungen, Durchbiegungen und Zuſammendrückungen, ermöglichen. In Bezug auf dieſe drei Punkte laſſen ſich zunächſt folgende allgemeine Bemerkungen anführen [1]).

Da es ſich bei der Prüfung der Baumaterialien faſt immer um bedeutende Kräfte handelt, welche im Stande ſind, Probeſtücke von hinreichend großen Abmeſſungen zu zerſtören, ſo findet bei dem Antriebe der Materialprüfungsmaſchinen meiſtens eine beträchtliche Verlangſamung der Geſchwindigkeit ſtatt, ſei es nun, daß dieſer Antrieb durch Hand- oder von Maſchinenkraft erfolge. Hauptſächlich kommen zu dieſem Zwecke Schrauben oder hydrauliſche Preſſen in Verwendung. Die letzteren werden in der Regel zur Erzeugung der größten Beanſpruchungen, bis zu 400 Tonnen [2]), verwendet, während man geringere Kräfte durch Schrauben erzielt. In Betreff der Wirkungsweiſe dieſer Triebwerke kann auf das in Th. III, 1 darüber Geſagte verwieſen werden, und es ſei hier nur bemerkt, daß hydrauliſche Druckvorrichtungen mit einer gewiſſen ſtoßweiſen Steigerung des Druckes behaftet zu ſein pflegen, wie er aus der periodiſchen Arbeit des Pumpenkolbens ſich ergiebt, während Schraubenvorrichtungen eine ſtetige Steigerung des Druckes ermöglichen, wie ſie für die beabſichtigten Unterſuchungen von beſonderer Wichtigkeit iſt.

Die Größe der in irgend welchem Augenblicke ausgeübten Kraft wird entweder durch Hebelwagen gemeſſen, und zwar ſowohl durch ſolche mit

[1]) Siehe die Abhandlung von Martens über Neuere Feſtigkeitsprüfungsmaſchinen in der Ztſchr. d. Vereins deutſcher Ing. 1886, S. 171. [2]) Siehe Sitzungsbericht des Vereins z. Bef. d. Gewerbfleißes vom 3. März 1884.

Gewichtsbelaſtung wie auch durch Federwagen, oder man ermittelt bei den hydrauliſchen Maſchinen die Größe des Flüſſigkeitsdruckes durch manometriſche Apparate. Bei der Kraftmeſſung durch Hebel mit Gewichtsbelaſtung kann die Steigerung der Belaſtung entweder durch Aufſatzgewichte geſchehen, welche von Hand aufgelegt werden, und wobei natürlich nur eine ſprungweiſe Steigerung zu erreichen iſt, oder man bedient ſich der Laufgewichte, die eine ſtetige Vergrößerung der Belaſtung zulaſſen.

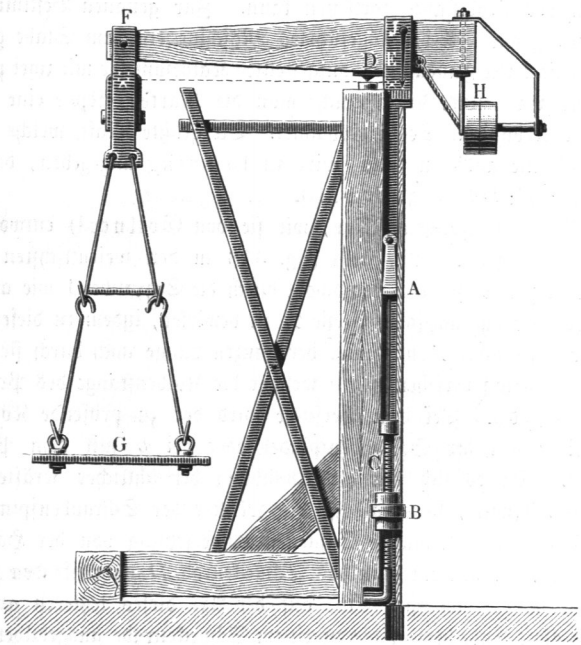
Um die elaſtiſchen Formänderungen zu meſſen, welche die unterſuchten Probekörper unter dem Einfluſſe der ausgeübten Beanſpruchungen annehmen, hat man ebenfalls verſchiedene Mittel benutzt. Nur in einzelnen Fällen und bei ſehr großen Formveränderungen kann man die eintretenden Verlängerungen oder Verkürzungen durch unmittelbare Meſſung an einem genauen Maßſtabe ermitteln; zur genauen Beſtimmung der oft nur kleinen Formänderungen bedient man ſich meiſtens der Mikroſkope oder der Fühlhebel, welche die betreffende kleine Längenänderung in hinreichender Vergrößerung erkennen laſſen. Auch kleine Spiegel hat man wohl mit dem Probekörper in ſolcher Art in Verbindung gebracht, daß die ſtattfindende Veränderung eine entſprechende Drehung der Spiegel bewirkt, welche Drehung dann in der bekannten Art mittelſt eines dem Spiegel gegenüber angebrachten Maßſtabes gemeſſen werden kann, deſſen Bild im Spiegel durch ein Fernrohr beobachtet wird. In allen dieſen Fällen kann die Ausführung des Verſuches nur in der Art vor ſich gehen, daß man den zu prüfenden Körper gewiſſen genau beſtimmten Kraftwirkungen unterwirft, und für jede dieſer Einwirkungen die Ausdehnung oder Verkürzung einer zuvor genau gemeſſenen Länge des Körpers ermittelt. Um über das Verhalten des Körpers Aufklärung zu erhalten, iſt daher die Anſtellung einer größeren Anzahl von Meſſungen erforderlich. Um die Prüfung in dieſer Hinſicht zu erleichtern, hat man vielfach die Materialprüfungsmaſchinen mit Vorrichtungen verſehen, welche ſelbſtthätig ein Regiſtriren oder Aufzeichnen der in Betracht kommenden Kraft- und Weggrößen vornehmen, indem dieſe Vorrichtungen ähnlich den Indicatoren der Dampfmaſchinen Diagramme aufzeichnen, d. h. Curven, deren Abſciſſen den Kräften und deren Ordinaten den Verlängerungen proportional ſind. Solche Diagramme gewähren in ihrem Verlaufe ein anſchauliches Bild von dem Verhalten des der Prüfung unterworfenen Körpers, es wurde ſchon in §. 74 gelegentlich des Lochens von Eiſenblechen ſolcher Diagramme gedacht und in Fig. 247 ein Beiſpiel angeführt. Nach dieſen allgemeinen Bemerkungen mögen einige der meiſt gebräuchlichen Materialprüfungsmaſchinen kurz beſprochen werden.

Eine einfache Maſchine[1]), wie ſie namentlich zur Prüfung von dünnen

[1]) K. Jenny, Feſtigkeitsverſuche a. d. k. k. Techn. Hochſchule in Wien. 1878.

Gegenſtänden, wie Drähten, Seilen u. ſ. w., Verwendung finden kann, iſt durch Fig. 317 dargeſtellt. Der zu prüfende Körper von geringer Länge wird mit ſeinen Enden bei A und B in geeignete zangenartige Spannkloben eingeklemmt, von denen der untere B mit einem Querſtück verbunden iſt, in deſſen beiderſeitigen Enden die Muttern für zwei ſtarke Schraubenſpindeln C enthalten ſind. Dagegen iſt der obere Spannkloben A durch ein Gehänge mit dem kurzen Arme DE eines um die Schneide D ſchwingenden doppelarmigen Hebels FE verbunden, welcher am längeren Arme bei F die Wagſchale G zur Aufnahme der Belaſtungsgewichte trägt. Ein auf dem kürzeren

Fig. 317.



Arme angebrachtes Gegengewicht H dient zur Ausgleichung der Wagſchale und des Wagehebels, ſo daß ein Zeiger J des letzteren im unbelaſteten Zuſtande an einer am Geſtell angebrachten Marke genau einſpielt. Iſt nun der zu prüfende Gegenſtand zwiſchen A und B eingeſpannt und ſpielt der Hebel ein, d. h. ſteht derſelbe wagerecht, ſo legt man auf die Wagſchale ein beſtimmtes Gewicht, unter deſſen Einfluſſe natürlich eine elaſtiſche Verlängerung des Probeſtückes und damit eine Senkung der Wagſchale eintritt. Mittelſt der Schrauben C kann dann der Probekörper ſo weit nach unten gezogen werden, bis die Wage wieder richtig einſpielt. Hat man auf dem

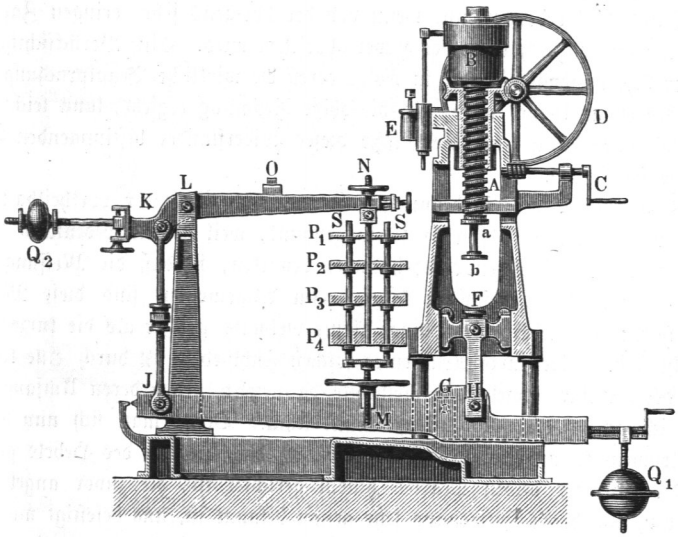
Probekörper vor ſeiner Einſpannung in einer genau beſtimmten Entfernung von einander zwei Marken angebracht, und beſtimmt man die Entfernung dieſer Marken während der Belaſtung durch das auf der Wagſchale liegende Gewicht, ſo erhält man in dem Ueberſchuſſe der ſo gefundenen Entfernung über die urſprüngliche natürlich die Größe der ſtattfindenden Verlängerung von dem zwiſchen den Marken befindlichen Stücke des Probekörpers. Eine weitere Belaſtung der Wagſchale und ein darauf folgender weiterer Anzug des Stabes durch die Schrauben geſtattet die Meſſung der von dieſer verſtärkten Anſpannung hervorgerufenen Verlängerung, und es iſt erſichtlich, wie man in dieſer Weiſe die Belaſtung bis zu dem ſchließlich erfolgenden Zerreißen des Probeſtabes fortſetzen kann. Zur genauen Beſtimmung der Verlängerung wird bei der angeführten Maſchine ein dem Stabe gegenüber auf einem iſolirten Fundamente aufgeſtelltes Kathetometer mit zwei parallelen Fernröhren verwendet, durch welche man die Marken, ſowie eine mit dem Probeſtabe verbundene Scala beobachtet. Die größte Kraft, welche man mit dieſer Maſchine ausüben kann, wird zu 15 000 kg angegeben, das Hebelverhältniß $dE:DF$ iſt gleich 1 : 10.

Die Materialprüfungsmaſchine, wie ſie von Gollner[1]) entworfen und in Anwendung gebracht iſt, ſtellt Fig. 318 in den weſentlichſten Punkten dar. Der Antrieb iſt hier ebenſowohl durch die Schraube A wie auch durch den Kolben der hydrauliſchen Preſſe B zu bewirken, indem zu dieſem Zwecke die Schraubenſpindel A mit einer der ganzen Länge nach durch ſie hindurch gehenden Bohrung verſehen iſt, in welcher die Kolbenſtange des Preßkolbens ihren Platz findet. Bei dem Verſuche wird der zu prüfende Körper entweder bei a mit der Schraubenſpindel oder bei b mit dem Preßkolben verbunden. Da es ſich um die Ausübung beträchtlicher Kräfte (bis zu 20 000 kg) handelt, ſo empfängt die Mutter der Schraubenſpindel ihren Antrieb durch eine zweimalige Schneckenradüberſetzung von der Handkurbelwelle C aus, die mit einer in das Schneckenrad D eingreifenden Schraube ohne Ende ausgerüſtet iſt. Eine auf der Axe dieſes letzteren angebrachte Schraube ohne Ende bewegt die zu einem Schneckenrade ausgebildete Mutter der Schraubenſpindel. Dieſe mehrfache Anordnung von Schrauben iſt allerdings mit erheblichen Reibungswiderſtänden verbunden, denen zufolge der Wirkungsgrad des ganzen Getriebes ein nur geringer ſein kann, doch iſt dieſer Uebelſtand bei derartigen Maſchinen nur von untergeordneter Bedeutung gegenüber dem Vortheile einer ſtetigen Bewegungsübertragung. Bei der Benutzung der hydrauliſchen Preſſe wird dem Preßcylinder B das Druckwaſſer durch die mittelſt Handhebels angetriebene Druckpumpe E geliefert.

[1]) Techn. Blätter des deutſchen Polytechn. Vereins in Böhmen. Jahrg. 1883.

Das untere Ende des zu prüfenden Probekörpers wird durch eine geeignete Einſpannvorrichtung mit einem Kreuzkopfe F verbunden, der in dem Geſtelle der ganzen Maſchine eine ſenkrechte Führung findet und unterhalb durch ein paſſendes Gehänge bei H mit dem um die Schneide G ſchwingenden Hebel HJ verbunden iſt. Durch die am langen Hebelarme bei J angeſchloſſene Zugſtange wird der daſelbſt ausgeübte Zug auf den kurzen Arm KL des oberhalb gelagerten Wagehebels übertragen, der die zur Kraftmeſſung dienende Belaſtung durch die bei N aufgehängten Gewichte empfängt.

Fig. 318.



Zur bequemen Aufbringung der verſchiedenen Belaſtungsgewichte iſt folgende Einrichtung getroffen.

Die vier eiſernen Scheiben P_1, P_2, P_3, P_4, von verſchiedenem Gewichte, welche den zur Anwendung kommenden Gewichtsſatz bilden, ruhen für gewöhnlich auf Bundringen der beiden Stangen S, denen durch eine Schraubenſpindel eine geringe Hebung oder Senkung mitgetheilt werden kann. Die an dem Wagehebel bei N hängende Stange iſt mit vier Keillöchern in ſolcher Höhe verſehen, daß jedes der beſagten Gewichte durch einen Querkeil mit ihr verbunden werden kann, ſobald der Gewichtsſatz durch die Schraube M entſprechend gehoben wird. Senkt man alsdann nach geſchehener Kuppelung die Schraube, ſo wirkt das betreffende Gewicht als Belaſtung der Wage, und man hat hierdurch dem Uebelſtande einer ſtoßweiſen Belaſtung vorgebeugt, welche mit einem Aufſetzen von Gewichten auf eine Wagſchale ver-

bunden zu ſein pflegt. Durch ein Läufergewicht O können kleinere Aenderungen der Belaſtung leicht hervorgerufen werden, ſo daß man innerhalb der Grenzen von Null bis 20 000 kg jede beliebige Belaſtung, und zwar ſofort in ihrer vollen Größe zur Wirkung bringen kann. Die Gewichte Q_1 und Q_2 ſind Ausgleichsgewichte, um die Maſſe der Hebel JG und KN zu balanciren.

Die von einem Belaſtungsgewichte von der Größe G, das an der Stange bei N hängt, auf den Probekörper ausgeübte Kraft ergiebt ſich aus den Verhältniſſen der Hebelarme in einfacher Art zu $G \frac{L_1}{l_1} \frac{L_2}{l_2}$, wenn l_1 und l_2 die kurzen Hebelarme KL und GH und wenn L_1 und L_2 die langen Arme LN und GJ bedeuten, und wenn von der übrigens ſehr geringen Zapfenreibung an den Schneiden der Hebel abgeſehen wird. Eine Berückſichtigung dieſer Reibungswiderſtände, in Folge deren die wirkliche Beanſpruchung des Stabes etwas kleiner wird, als die obige Rechnung ergiebt, kann leicht auf Grund eines beſonderen, die Größe dieſes Widerſtandes beſtimmenden Verſuches ſtattfinden.

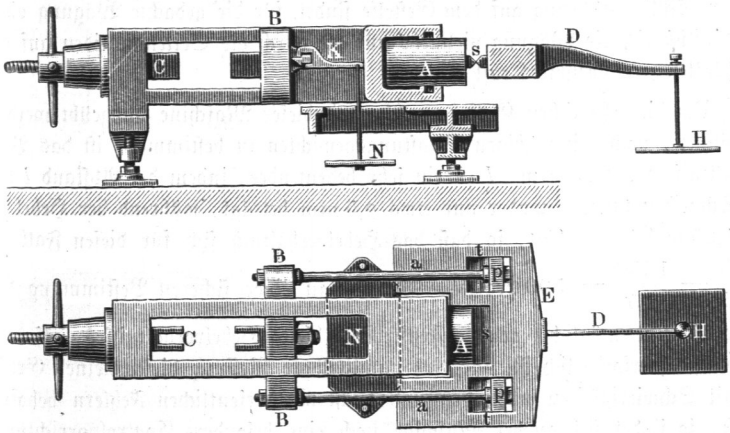
Zum Meſſen der Ausdehnungen bediente ſich Gollner vortheilhaft der ſogenannten Multiplicatoren, ſo genannt, weil ſie eine bedeutende Vergrößerung der wirklichen Ausdehnungen bewirken, ſo daß die Meſſung mit großer Genauigkeit geſchehen kann. Im Allgemeinen ſind dieſe Multiplicatoren Fühlhebel, deren lange Arme vielmals größer als die kurzen gemacht ſind. Der kurze Arm eines ſolchen Fühlhebels iſt durch eine kleine, auf der Hebelaxe angebrachte Reibrolle dargeſtellt, gegen deren Umfang ſich eine ſchwache Feder mit ſanftem Drucke lehnt. Denkt man ſich nun dieſes Inſtrument ſo an dem Probeſtabe befeſtigt, daß die Axe des Hebels genau in die eine der beiden Marken hinein gerichtet iſt, die zuvor angebracht wurden, und deren Entfernung ſehr genau bekannt iſt, und befeſtigt man die beſagte Feder an der anderen Marke, ſo muß eine Verlängerung oder Verkürzung der zwiſchen den Marken enthaltenen Probelänge eine Umdrehung der Reibrolle in dem einen oder anderen Sinne zur Folge haben. Die Größe der Längenveränderung wird daher durch den zu einem Zeiger geſtalteten längeren Hebelarm des Fühlhebels in vergrößertem Maße erſichtlich gemacht.

In Fig. 319 iſt die durch ihre ſinnreiche und zweckmäßige Anordnung ausgezeichnete Probirmaſchine von Werder[1]) der Hauptſache nach dargeſtellt. Hierbei wird die Kraft durch den Kolben der wagerechten hydrauliſchen Preſſe A ausgeübt, ſobald durch eine Handpumpe Waſſer hinter dieſen Kolben gedrückt wird, wodurch der letztere aus dem Cylinder herausgeſchoben wird. An dieſer Bewegung nimmt auch das durch vier Stangen a mit

[1]) Jenny, Feſtigkeitsverſuche, Wien 1878.

dem Kolben in Verbindung ſtehende Querſtück B theil, welches die eine Zange zum Einſpannen des Probekörpers trägt, während der letztere mit ſeinem anderen Ende in der am Geſtell feſten zweiten Zange C unverrückbar befeſtigt wird. Die Verbindung des Querſtückes B mit dem Preßkolben A iſt nun aber keine ſtarre, es wird vielmehr der von dem Kolben ausgeübte Druck auf das Querſtück B durch Vermittelung des Wagehebels D in ſolcher Weiſe übertragen, daß dieſer Hebel die Meſſung der ausgeübten Kraft geſtattet. Um dies zu erreichen, drückt der Preßkolben A mittelſt einer wagerechten Stahlſchneide s gegen das ſtarke eiſerne Querjoch E, an

Fig. 319.



welchem der Wagehebel D angebracht iſt. Dieſes Querjoch enthält ſeinerſeits wieder zu beiden Seiten des Kolbens in Ausſchnitten zwei ebenfalls wagerechte in derſelben Geraden angeordnete Schneiden t, mit welchen das Joch gegen ſenkrechte Platten p drückt, die durch die Ausſparungen des Jochs hindurchtreten und welche durch die Stangen a mit dem Querſtücke B feſt verbunden ſind. Es wird daher vermöge dieſer Anordnung der von dem Kolben ausgeübte Druck durch die Schneide s auf das Joch E und von deſſen ſeitlichen Schneiden t auf die Platten p und durch die Zugſtangen a auf das Querſtück B übertragen. Da nun die mittlere Schneide s um eine geringe Größe unterhalb der Geraden angeordnet iſt, in welcher die ſeitlichen Schneiden t gelegen ſind, ſo erhält der Hebel D durch die vom Preßkolben auf ihn geäußerte Kraft P das Beſtreben, ſich um die beiden ſeitlichen Schneiden zu drehen, wobei der Hebelarm D ſich am Ende erhebt. Durch auf die Wagſchale H gelegte Gewichte kann man dieſem Beſtreben entgegen wirken, und man legt ſo lange Gewichte auf H, bis der Hebel in ſeine mittlere Gleichgewichtslage kommt, welche ſehr genau vermittelſt einer Waſſer-

wage zu erkennen iſt, die auf dem eben gearbeiteten Hebel D angebracht iſt.

Dieſe Anordnung geſtattet daher, den von dem Preßkolben ausgeübten Druck unmittelbar einer Wägung zu unterwerfen, und man erhält die Größe dieſes Druckes aus der einfachen Beziehung $P = G\,\frac{L}{l}$, worin G das auf die Wagſchale H gelegte Gewicht und L den Abſtand der Wagſchale von der ſenkrechten Ebene der Schneiden bedeutet, während l den Abſtand der mittleren Schneide s unter den ſeitlich angebrachten t vorſtellt. Es iſt erſichtlich, daß die Reibung, welche der Preßkolben in dem Dichtungsſtulpe ſowie in der Schlittenführung auf dem Geſtelle findet, für die gedachte Wägung ohne Einfluß iſt, die Wägung vielmehr nur die durch die Seitenſchneiden auf die Platten p ausgeübte Kraft ergiebt.

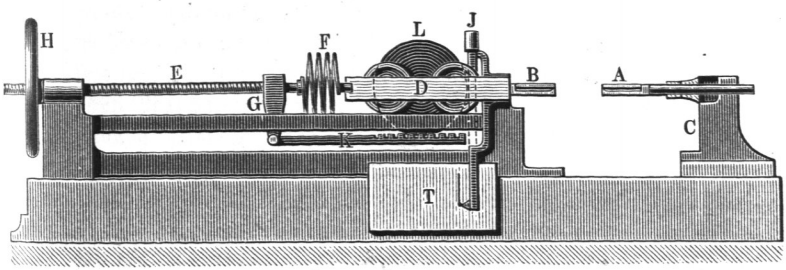
Um die erheblichen Kräfte, welche mit dieſer Maſchine ausgeübt werden können, noch mit mäßigen Belaſtungsgewichten zu beſtimmen, iſt das Verhältniß der Hebelarme $L:l$ ein ſehr bedeutendes, indem der Abſtand l der Schneiden unter einander nur etwa 2,5 mm beträgt, während der Hebel D 1,25 m Länge erhält, ſo daß das Hebelverhältniß ſich für dieſen Fall zu $\frac{L}{l} = \frac{1250}{2{,}5} = 500$ ergiebt. Da nun zu einer ſicheren Beſtimmung der Kraft eine möglichſt genaue Feſtſtellung dieſes Hebelverhältniſſes, alſo der Größe l, erforderlich iſt, und eine unmittelbare Meſſung dieſer kleinen Größe mit Schwierigkeiten verbunden und leicht mit weſentlichen Fehlern behaftet iſt, ſo findet ſich an der Maſchine noch eine beſondere Controlvorrichtung, beſtehend in einer zweiten Wage, für welche die an dem Schlittenſtücke B des Kolbens zu beiden Seiten angebrachten Hebel K dienen. Dieſe Winkelhebel drücken mit den an ihren kurzen Hebelarmen angebrachten Schneiden gegen das Querſtück B, während die langen Arme durch eine Wagſchale N belaſtet werden. Vermittelſt dieſer Anordnung iſt man im Stande, die Größe des Hebelverhältniſſes $\frac{L}{l}$ des Wagehebels zu prüfen.

Da das Maſchinengeſtell auf der dem Cylinder abgewandten Seite eine größere Verlängerung erhalten hat, ſo geſtattet dieſe Einrichtung die Unterſuchung von Probeſtücken größerer Länge, z. B. von Kettentauen. Auch bietet die Unterſuchung der Körper auf ihre rückwirkende Feſtigkeit keine Schwierigkeit dar, ſobald man den auf Zerdrücken zu beanſpruchenden Körper zwiſchen das Querſtück B und einen gegen den Boden des Preßcylinders ſich lehnenden Sattel bringt. Ebenſo kann durch Anordnung geeigneter Unterſtützungen der Probekörper auf Zerbrechen, Abwürgen oder Abſcheren geprüft werden. In Betreff der näheren Einrichtung dieſer Vorkehrungen,

ſowie in Bezug auf die Ausführung der Verſuche kann auf die angegebenen Quellen verwieſen werden.

Als ein Beiſpiel eines mit ſelbſtthätiger Regiſtrirvorrichtung verſehenen Probeapparates[1]), welcher die Verzeichnung eines Diagrammes bewirkt, iſt in Fig. 320 der von Hartig und Reuſch herrührende Apparat angegeben, wie derſelbe zur Prüfung von Papierſorten in der Techniſchen Verſuchsanſtalt zu Berlin verwendet worden iſt. Der zu prüfende Streifen von genau ermittelter Breite und Länge wird hierbei in die beiden Zangen *A* und *B* geſpannt, von welchen *A* feſt mit dem Geſtellbocke *C* verbunden iſt, während die Zange *B* an einem auf der wagerechten Führung beweglichen Wagen *D* befeſtigt iſt. Durch die Zugſchraube *E*, deren Mutter in dem Geſtelle drehbar gelagert iſt und mittelſt des Handrades *H* umgedreht wird, kann der Wagen angezogen werden, wodurch der Streifen bis zum Zerreißen angeſpannt werden kann. Da die Schraube *E* den Wagen *D* mittelſt einer zwiſchengeſchalteten Schraubenfeder *F* ergreift, ſo wird auch

Fig. 320.

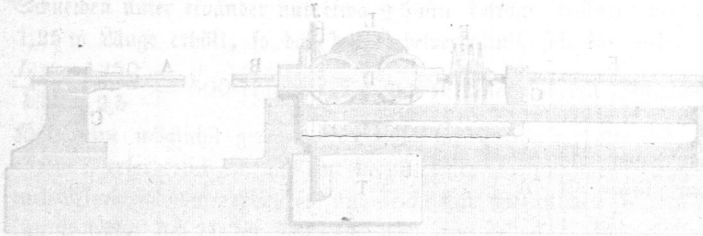


die letztere ausgedehnt, und man kann die Größe dieſer Ausdehnung als ein Maß für die ausgeübte Zugkraft benutzen. Um durch die Ausdehnung der Feder eine ſenkrechte Bewegung des das Diagramm zeichnenden Stiftes zu erzeugen, dient die mit dem Querſtege *G* verbundene Zahnſtange *K*, welche ein Zahnrad *L* in Umdrehung ſetzt, durch die eine zweite Zahnſtange *J* eine entſprechende ſenkrechte Verſchiebung erfährt. Ein am Ende dieſer Zahnſtange befindlicher Stift ſchreibt daher das gewünſchte Diagramm auf ein am Geſtell befindliches Täfelchen *T*. Da die Zahnſtange *J* und der Schreibſtift an der Bewegung des Wagens theilnimmt, ſo zeigt die wagerechte Verſchiebung des Schreibſtiftes die Ausdehnung des Probeſtücks unmittelbar an. Das erhaltene Diagramm ergiebt alſo in ſeinen wagerechten Abſciſſen diejenigen Ausdehnungen, welche das Probeſtück bei den durch die zugehörigen ſenkrechten Ordinaten dargeſtellten Anſpannungen erfährt. Der

[1]) Mittheilungen der kgl. Techn. Verſuchsanſtalten zu Berlin 1885, erſtes Heft.

für dieſe letzteren geltende Maßſtab iſt natürlich wie bei jedem Indicator für die in Anwendung gebrachte Feder vorher genau zu ermitteln. Daß durch die Benutzung eines derartigen ſelbſtthätig aufzeichnenden Apparates in dem erhaltenen Diagramm ein Ueberblick über das Verhalten des Probeſtückes während des ganzen Verſuchs gewonnen wird, wurde bereits angegeben.

In Betreff ſonſtiger Ausführungen von Materialprüfungsmaſchinen möge hier nur angeführt werden, daß man zur ſelbſtthätigen Einſchaltung der erforderlichen Belaſtungen auch wohl die Wirkung von Elektromagneten benutzt hat, und daß bei den Maſchinen von Emery anſtatt der Schneiden bei den Wagen Gelenke aus elaſtiſchen Blattfedern zur Verwendung gebracht wurden, um durch Vermeidung der Zapfenreibung an dieſen Schneiden die Empfindlichkeit der Wägevorrichtung zu erhöhen. In Bezug auf dieſe und andere hierher gehörige Punkte mag auf die vorſtehend angegebenen Quellen verwieſen werden.



Drittes Capitel.

Die Maſchinen zur Abſonderung.

Vorbemerkung. Wie in der Einleitung bemerkt worden, dienen die hier zur Beſprechung kommenden Maſchinen zur Trennung verſchiedener Körper gleichen oder verſchiedenen Materials von einander. Da hierbei, wie ebenfalls angedeutet wurde, der Zuſammenhang der einzelnen Theile eines und deſſelben Stoffes im Allgemeinen nicht aufgehoben wird, ſo könnte man allerdings Bedenken tragen, dieſe Maſchinen überhaupt zu den formändernden Maſchinen zu zählen, inſofern z. B. durch Siebwerke, welche eine Trennung verſchieden großer Körper oder durch Setzmaſchinen, die eine Abſonderung nach der Dichte bewirken, die eigentliche Form dieſer behandelten Körper einer Aenderung nicht unterworfen wird. Eine Formänderung läßt ſich nur bei gewiſſen Maſchinen dieſer Art nachweiſen, z. B. bei den Preſſen, welche die zu Mehl geriebenen Oelſamen in Kuchen preſſen, um die flüſſigen Beſtandtheile davon zu trennen. Wenn trotz dieſer nicht ungerechtfertigten Bedenken die betreffenden Maſchinen dennoch hier beſprochen werden ſollen, ſo geſchieht dies, weil die Unterbringung derſelben in einer anderen Gruppe, etwa der ortsändernden Maſchinen, zu noch gewichtigeren Bedenken Anlaß geben müßte, und weil dieſe Maſchinen ihrem Zwecke und ihrer ganzen Wirkungsart nach ſich in der Technik als wichtige Zwiſchenglieder in der Reihe derjenigen Arbeitsmaſchinen finden, welche eine Formänderung anſtreben. So ſchließen z. B. die Siebwerke und Oelpreſſen ihre Arbeit unmittelbar an die der bezüglichen Zerkleinerungsmaſchinen an, während Baumwollegrenir- und Wollentklettungsmaſchinen die Vorarbeit für die darauf in Anwendung kommenden Spinnereimaſchinen vollführen. §. 95.

Man kann die hier in Betracht kommenden Maſchinen eintheilen nach den verſchiedenen Eigenſchaften der zu behandelnden Stoffe, mit Rückſicht auf welche die beabſichtigte Abſonderung vorgenommen werden ſoll, da hiervon naturgemäß die Einrichtung und Wirkungsart der anzuwendenden

Maſchinen abhängig iſt. Bei den mehrfach genannten *Siebwerken* handelt es ſich um eine Trennung von Körpern je nach ihrer verſchiedenen *Größe*, d. h. nach den linearen Abmeſſungen ihrer Querſchnitte, für welche die Lichtweite der Siebmaſchen die Grenze bildet. Hierbei iſt es gleichgültig, ob die Körper aus demſelben Material beſtehen, wie dies beiſpielsweiſe bei den Siebwerken für gemahlenen Cement der Fall iſt, oder ob, wie bei den Siebtrommeln der Erzaufbereitungsanſtalten, Körper von verſchiedener Beſchaffenheit zu ſortiren ſind. Dagegen bewirken die *Fegen* und *Putzmaſchinen* der Mahlmühlen die Trennung von Körpern verſchiedenen *Gewichts*, indem der zur Anwendung kommende Luftſtrom ſchwerere Körper weniger weit mit ſich fortführt als leichtere. Die *Setzmaſchinen* wiederum der Hüttenwerke bewirken eine Trennung der annähernd gleich großen Körper je nach der *Dichte* oder dem ſpecifiſchen Gewichte der Subſtanz, aus welcher ſie beſtehen. Hiervon unterſcheiden ſich wiederum die ſogenannten *Ausleſemaſchinen* für Getreide, welche die kugelförmig geſtalteten Unkrautſamen von den länglichen Getreidekörnern trennen, daher eine Abſonderung nach der *Form* der Körper bewirken.

Zu den letztgedachten Maſchinen, welche Körper von ganz verſchiedener Form und ſonſtiger Beſchaffenheit zu trennen haben, ſind auch die *Dreſchmaſchinen* zu rechnen, welche ſich von den zur Entkörnerung der Baumwolle dienenden *Egrenirmaſchinen* weſentlich dadurch unterſcheiden, daß die letzteren ein förmliches Abreißen der Körner von den damit verwachſenen Faſern erzielen müſſen, während bei den Dreſchmaſchinen nur ein Ausſtreifen oder ein Ausſchleudern der loſe in den Aehren befindlichen Körner erforderlich iſt. Bei den Maſchinen, welche man verwendet, um aus *Schafwolle* die darin vorkommenden *Kletten* zu entfernen, handelt es ſich zwar auch nur um ein Ausſtreifen dieſer mechaniſch mit der Wolle vermengten pflanzlichen Theile, doch iſt dieſes Ausſtreifen mit größerer Schwierigkeit verbunden, als das der Getreidekörner aus den Aehren, da die mit ſcharfen Zacken verſehenen Kletten ſehr innig mit den Wollfaſern verfilzt zu ſein pflegen. Demgemäß werden die anzuwendenden Mittel in allen dieſen Fällen ſehr verſchieden von einander ſein.

Man könnte zu den Maſchinen zur Abſonderung auch wohl die *Hechelmaſchinen* für Flachs und die *Kämmmaſchinen* für Wolle rechnen, indem ein Hauptzweck dieſer Maſchinen in der Trennung der kürzeren Faſern oder Haare von den längeren zu erkennen iſt; da es hierbei aber weſentlich darauf ankommt, durch dieſe Maſchinen gleichzeitig eine möglichſt *parallele Lagerung der Faſern oder Haare* zu erzielen und das Material in eine bandförmige Geſtalt zu bringen, ſo wird es ſich empfehlen, die Hechel- und Kämmmaſchinen in dem Capitel zu beſprechen, welches von den Maſchinen zur Formgebung durch *Lagenveränderung* handelt.

Maſchinen, welche vermöge der magnetiſchen Eigenſchaften des Eiſens eine Trennung der Eiſenſpäne von anderen Metallen bewirken, haben natürlich nur eine vereinzelte Anwendung und daher untergeordnete Bedeutung.

Sind die von einander zu trennenden Stoffe mit einander ſo innig verbunden, daß durch eine bloß mechaniſche Einwirkung von Maſchinen allein die Trennung nicht erzielt werden kann, ſo wendet man, wie bei den Waſchmaſchinen, die erweichende und theilweiſe löſende Eigenſchaft von Waſſer oder anderen Flüſſigkeiten an; in Betreff dieſer Art der Trennung werden hier natürlich nur die zur mechaniſchen Behandlung dienenden Maſchinen Berückſichtigung finden, während die dabei auftretenden chemiſchen Vorgänge unbeachtet bleiben müſſen.

Oft handelt es ſich um die Trennung von Körpern verſchiedenen Aggregatzuſtandes, z. B. des flüſſigen Oels von den feſten Samenreſten, oder des zurückgebliebenen Waſchwaſſers von den gewaſchenen Stoffen. Die hierzu dienenden Preſſen, Wringmaſchinen und Schleudermaſchinen werden daher einer beſonderen Beſprechung zu unterziehen ſein. So weit dagegen dieſe Trennung durch Verdunſten des Waſſers mittelſt künſtlicher Trockenanlagen erzielt wird, muß ſich die Beſprechung auf die zu dem Zwecke angewandten Maſchinen beſchränken, ohne ſich auf die Erörterung der Grundſätze, welche bei der Anlage von Trockenanſtalten zu befolgen ſind, einzulaſſen. Ebenſo kann die für die Technik ſo überaus wichtige Frage der Reinigung von Abwäſſern in Wäſchereien u. ſ. w. oder der Luft von Staub in Nadelſchleifereien ꝛc. hier nicht näher behandelt werden, da es ſich bei den dieſen Zwecken dienenden Anlagen in der Regel nicht um die Anwendung von Maſchinen handelt.

Die Wichtigkeit der hier in Betracht kommenden Maſchinen für die verſchiedenen Zweige der Technik dürfte aus den vorſtehenden Bemerkungen zur Genüge erhellen, ſo daß die Beſprechung der einzelnen Maſchinen nunmehr folgen kann.

Siebe. Die zum Abſondern von Stoffen nach der Größe in Anwendung kommenden Siebe enthalten auf ihrer ganzen Fläche gleichmäßig vertheilt viele unter ſich gleich große Oeffnungen oder Durchbrechungen, welche den kleineren Körpern das Hindurchfallen geſtatten, während alle größeren Körper zurückgehalten werden. In Folge deſſen bewirkt jedes Sieb eine Trennung des über daſſelbe geführten Stoffes in einen feineren Theil, den ſogenannten Durchfall, und einen gröberen, den Rückhalt. Von einer gleichmäßigen Größe der einzelnen Theile kann weder in dem Durchfalle noch in dem Rückhalte die Rede ſein, da der erſtere aus ſolchen Theilchen beſteht, deren Abmeſſungen von denen der Sieböffnungen abwärts bis zu denen der feinſten Staubtheilchen abnehmen, während im Rückhalte alle §. 96.

Größen von den Sieböffnungen aufwärts vertreten ſind. Außerdem enthält der Rückhalt immer noch eine mehr oder minder große Menge von ſogenanntem Unterkorne, d. h. von Körpern, welche zwar kleiner ſind, als die Sieböffnungen, aber doch nicht durch dieſelben hindurchfielen wegen der ungenügenden Wirkungsart des Siebes. Man ſpricht in dieſer Beziehung wohl von dem Nutzeffecte eines Siebes und ſetzt denſelben beiſpielsweiſe gleich 75 Proc., wenn 25 Proc. des Rückhaltes aus Unterkorn beſteht.

Wenn es ſich darum handelt, einen Stoff derart in einzelne Partien zu ſondern, daß jede Partie nur aus nahezu gleich großen Theilchen beſteht, ſo wird man dieſen Zweck nur durch wiederholte Anwendung von Sieben verſchiedener Maſchenweite erzielen können, und zwar wird man im Allgemeinen durch Anwendung von z Sieben $z+1$ verſchiedene Partien erhalten. Sind $o_1, o_2, o_3 \ldots o_z$ die ſtufenweiſe an Größe zunehmenden Oeffnungen von z hinter einander zur Anwendung gebrachten Sieben, ſo erhält man außer dem Durchfall des feinſten Siebes, welcher aus Körnern kleiner als o_1 beſteht und dem aus Körnern größer als o_z gebildeten Rückhalte des gröbſten Siebes noch $z-1$ Sorten, in deren jeder die Korngrößen zwiſchen den Oeffnungen je zweier auf einander folgender Siebe gelegen ſind. Eine möglichſte Gleichmäßigkeit in den Korngrößen der einzelnen Poſten läßt ſich daher nur durch eine entſprechend große Anzahl verſchiedener Siebnummern erreichen. Bei der Aufbereitung der Erze im Hüttenweſen, wobei es weſentlich auf eine ſolche Gleichmäßigkeit ankommt, legt man daher der Anordnung der Siebwerke eine beſtimmte Siebſcala zu Grunde, wofür als ein Beiſpiel die von Rittinger[1]) angegebene Scala hier angeführt werden möge.

Siebſcala nach Rittinger.

64	45,2	32	22,6	16	11,3	8	5,6	4	2,8	2	1,4	1	0,71	0,5	0,35	0,25	mm
Stufen				Graupen				Gries				Mehl				Staub	

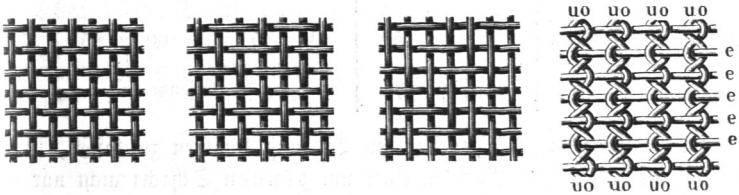
In dieſer Zuſammenſtellung bedeuten die eine geometriſche Reihe bildenden Zahlen die lichten Durchmeſſer der kreisrunden Sieböffnungen in Millimetern, und man bezeichnet mit jeder dieſer Zahlen auch diejenige Kornclaſſe, welche durch die zugehörigen Sieböffnungen hindurchfällt, ſo daß alſo das gröbſte Korn dieſer Claſſe mit dem betreffenden Loche übereinſtimmt. Die beigefügten Bezeichnungen Stufen, Graupen, Gries, Mehl und Staub pflegt man bei der Aufbereitung den erhaltenen Producten zu geben. In der

1) Lehrbuch der Aufbereitungskunde von P. Ritter v. Rittinger.

Müllerei wird die Feinheit der Abſonderung viel weiter getrieben, über die Größe der daſelbſt gebräuchlichen Siebmaſchen ſoll an der betreffenden Stelle Weiteres angeführt werden.

Die gröberen Siebe pflegt man aus gelochten Blechen von Eiſen oder Kupfer herzuſtellen, während alle feineren Siebe aus Draht oder in der Müllerei aus Garnen hergeſtellt werden; nur für die gröbſten Sorten, alſo für die Stufen, kommen auch wohl gußeiſerne Siebe in Form von Roſten zur Anwendung. Die Oeffnungen der gelochten Siebe ſind meiſtens kreisrund, nur in gewiſſen Fällen bedient man ſich durchlochter Platten mit länglich rechteckigen Durchbrechungen, ſo namentlich für die feinen Siebe in Cementfabriken und für die Knotenfänger der Papierfabriken. Die Drahtſiebe werden meiſtens nach Leinwandart gewebt, Fig. 321, nur ſelten kommen dreiſchäftig geköperte Siebe, Fig. 322, oder nach Fig. 323 vierſchäftig

Fig. 321. Fig. 322. Fig. 323. Fig. 324.



geköperte vor. Die aus feinen Rohſeidenfäden gewebten Siebe für Mahlmühlen dagegen werden faſt immer nach Art von Gaze, Fig. 324, dargeſtellt, ſo nämlich, daß die Kettenfäden *u* überall unter und diejenigen *o* überall über dem Einſchlage *e* gelegen ſind, und daß zwiſchen den einzelnen Schußfäden eine Kreuzung von je zwei benachbarten Kettenfäden ſtattfindet, wodurch der gleichmäßige Abſtand der Fäden von einander und die gleichmäßige Größe der Oeffnungen gewahrt wird. Auch geflochtene Drahtſiebe finden zuweilen Anwendung, von Haargeweben macht man nur in einzelnen Fällen für Handſiebe Gebrauch, in Maſchinen werden dieſelben kaum verwendet.

Aus den Figuren 321 bis 323 erſieht man, daß die Oeffnungen der Drahtſiebe ſich mehr der quadratiſchen als der kreisförmigen Geſtalt nähern, und daß in Folge hiervon die Durchbrechungen derſelben einen größeren Betrag der ganzen Siebfläche ausmachen, als dies bei den gelochten Blechſieben der Fall iſt, weshalb die letzteren auf gleicher Fläche dem Durchfall weniger Querſchnitt darbieten. Dagegen ſetzen die Blechſiebe dem Fortſchreiten der Maſſe entlang des Siebes weniger Widerſtand entgegen, als die Drahtſiebe, weil bei dieſen einzelne Drähte an den Kreuzungsſtellen über die Siebfläche hervorragen, auch iſt die Dauerhaftigkeit der Drahtſiebe, beſonders der feineren, eine nur geringe, da deren Widerſtandsfähigkeit natürlich mit der Dicke der verwendeten Drähte abnimmt.

Die verhältnißmäßige Größe der freien Oeffnung bei den verſchiedenen Blech und Drahtſieben iſt aus der folgenden Zuſammenſtellung zu erſehen, welche einer Broſchüre von A. Schmitt-Manderbach[1]) entnommen wurde.

Blechſiebe.

Lochgröße d in mm	0,5—1	1,0—2,0	2,0—9	9—75
Freie Oeffnung in Proc.	15	20	40	50
Abſtand der Löcher	d	0,67 d	0,5 d	0,33 d

Drahtſiebe.

Lochgröße d in mm	0,25—0,50	0,5—2	1,5—2	2—4	4—6	6—15	15—25	25—75
Freie Oeffn. in Proc.	40	50	40	45	50	60	65	70
	Meſſingdraht		Eiſendraht					

Um ein Sieb in gehöriger Art zur Wirkung kommen zu laſſen, iſt es nöthig, die zu ſiebende Maſſe in einer nur dünnen Schicht nicht nur auf dem Siebe auszubreiten, ſondern über daſſelbe hin zu bewegen, und zwar wird der Weg des Gutes auf dem Siebe um ſo länger gemacht werden müſſen, je größer die Dicke der Schicht gewählt wird. Eine größere Geſchwindigkeit des zu ſondernden Gutes entlang der Siebfläche iſt dabei deswegen zu vermeiden, weil vermöge einer ſolchen die einzelnen Körner zu leicht über die Oeffnungen hinweghüpfen, das Sieb alſo nur ſehr unvollkommen zur Wirkung kommt. Man kann dies bei jedem der bekannten einfachen Sturzſiebe bemerken, wie ſie z. B. in Sandgruben zum Abſondern des Sandes von dem Kies benutzt werden. Da dieſe Siebe eine ſo ſteile Neigung erhalten müſſen, daß das Gut von ſelbſt auf ihnen herabgleitet, ſo würde die Wirkung eine ſehr ungenügende ſein, wenn man das Gut ſenkrecht von oben einfallen laſſen wollte, und nur dadurch erzielt man ein etwas beſſeres Reſultat, daß das Gut von dem Arbeiter gegen die Siebfläche geworfen wird. Daß hierbei nur eine ſehr kleine Fläche des Siebes zur Wirkung gebracht wird, und das letztere einer ſchnellen Abnutzung ausgeſetzt ſein muß, liegt auf der Hand.

Man benutzt nun zwar auch bei den meiſten in Maſchinen angewandten Sieben das Eigengewicht der Maſſe zu deren Bewegung über das Sieb,

[1]) Das Spiralſieb, Princip, Wirkungsweiſe und Bau deſſelben, von Adolph Schmitt-Manderbach; Dillenburg 1881.

indem man dem letzteren eine beſtimmte Neigung giebt, doch wählt man hierbei dieſe Neigung immer viel kleiner als der zugehörige Böſchungswinkel der Maſſe iſt, ſo daß die letztere niemals von ſelbſt auf dem Siebe herabgleitet. Um ein Herabgleiten zu erreichen, wird vielmehr dem Siebe immer eine Rüttelbewegung ertheilt, über deren Wirkung in §. 4 beſonders gehandelt worden iſt, weshalb hier auf jene Stelle verwieſen werden kann.

Es muß ferner bemerkt werden, daß man durch die Neigung des Siebes die Feinheit des Durchfalls beeinfluſſen kann, da der Querſchnitt eines lothrecht durch eine Sieböffnung hindurchfallenden Körpers offenbar höchſtens gleich der horizontalen Projection dieſer Oeffnung ſein kann. Man macht hiervon Gebrauch bei den Sieben für gemahlenen Cement, welcher in ſo großer Feinheit hergeſtellt wird, daß er durch ein Sieb hindurchfällt, das auf der Fläche von 1 qcm 900 Maſchen enthält. Wollte man ſich hierbei ſo feiner Drahtſiebe wirklich bedienen, ſo würden dieſelben, abgeſehen von dem hohen Preiſe, ſo zart ſein, daß ihre Dauer eine ſehr beſchränkte wäre. Statt deſſen wendet man daher in dieſem Falle durchbrochene Platten an, welche unter einer erheblichen Neigung von 40 bis 45° gegen den Horizont aufgeſtellt werden, und mit feinen rechteckigen Durchbrechungen verſehen ſind, deren Längsrichtung quer zu der Falllinie des Siebes, alſo horizontal geſtellt iſt. Bezeichnet man mit b die ſehr geringe, nach der Falllinie des Siebes gemeſſene Breite eines Schlitzes, ſo ergiebt ſich die dem durchfallenden Stoffe dargebotene horizontale Weite zu $e = b \cos \alpha$, wenn mit α der Neigungswinkel des Siebes gegen den Horizont bezeichnet wird.

Von beſonderer Wichtigkeit für die Feinheit des durch ein Sieb von beſtimmter Maſchenweite gelangenden Gutes iſt auch die Höhe oder Dicke der Schicht, in welcher das Gut über das Sieb hin bewegt wird. Die Erfahrung zeigt, daß das durch ein Sieb fallende Gut bei einer größeren Dicke dieſer Schicht erheblich feiner ausfällt, als dies bei nur geringer Dicke der Fall iſt. Hiermit ſteht es im Zuſammenhange, warum ein langes Sieb, welches ſeiner ganzen Länge nach von dem Gute beſtrichen wird, in dem oberen Theile feineren Durchfall liefert, als in dem unteren, auch wenn die Feinheit des Siebes in der ganzen Länge dieſelbe iſt. Es verringert ſich nämlich die Dicke der Schicht hierbei von oben nach unten in dem Maße, in welchem die Maſſe durch das Sieb hindurchfällt.

Man kann ſich dieſe auffällige Erſcheinung folgendermaßen erklären. Wenn man in einem Glaſe ein Gemenge größerer und kleinerer Körner aus demſelben Stoffe, alſo von gleicher Dichte, ſchüttelt, ſo wird man immer bemerken, daß nach kurzer Zeit die kleineren Körner ſich unter den größeren abgelagert haben, indem die kleineren Gelegenheit finden, durch die Zwiſchenräume zwiſchen den größeren in ähnlicher Art ſich hindurchzudrängen, wie dies z. B. Erbſen zwiſchen Kartoffeln thun. Wenn nun ein längeres Sieb

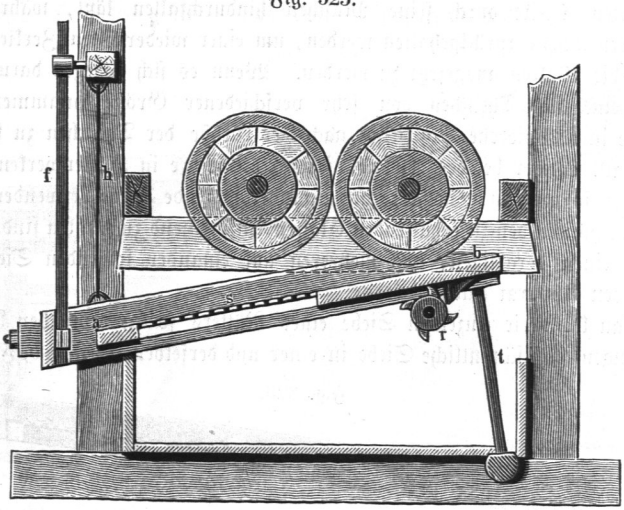
in ſeinem oberen Theile mit der zu ſondernden Maſſe beſchickt wird, ſo werden auch in dieſer Maſſe in Folge der Rüttelbewegung die kleinſten Theile abwärts gehen und ſich vornehmlich durch die Siebmaſchen hindurchdrängen. Bei dem Fortſchreiten der Maſſe auf dem Siebe ſind daher die kleinſten Theile ſchon mehr oder minder entfernt, und es gelangen nunmehr hauptſächlich nur größere Theile durch die Maſchen hindurch. Da nun aber die Feinheit einer Maſſe von der durchſchnittlichen Größe der dieſe Maſſe bildenden Theile abhängt, ſo erklärt es ſich, warum der Durchfall des oberen Siebtheiles, der hauptſächlich die kleineren Körner enthält, feiner ſein muß, als die im unteren Theile des Siebes durchgelaſſene Maſſe, die vorzugsweiſe die größten der überhaupt durch das Sieb hindurchgehenden Körner enthält.

Anſtatt dem zu ſiebenden Gute eine Bewegung über das Sieb durch eine rüttelnde oder ſchwingende Bewegung des letzteren zu ertheilen, wendet man auch vielfach eine unausgeſetzt drehende Bewegung des Siebes an, indem man demſelben die Geſtalt einer cylindriſchen Trommel giebt. Wenn dieſe Trommel unter geringer Neigung der Axe gegen den Horizont gelagert und in langſame Umdrehung verſetzt wird, ſo bewegt ſich das an dem oberen Trommelende eingeführte Gut allmählich durch die Trommel hindurch, ſo daß der Rückhalt am unteren Ende austritt. Da hierbei immer nur ein verhältnißmäßig kleiner Theil des Trommelumfanges zur Wirkung kommt, ſo hat man auch wohl Siebe von mulden- oder trogförmiger Geſtalt in Anwendung gebracht, indem man nur den unteren Theil der Trommel zu einem Siebe geſtaltete, welchem nicht eine rotirende, ſondern ein hin- und zurückſchwingende Bewegung ertheilt wird. Andererſeits wendet man in den Mahlmühlen anſtatt der cylindriſchen Trommelſiebe vielfach ſolche von ſechsſeitig prismatiſcher Geſtalt an, in welchen das Gut bei der Umdrehung des Siebes um ſeine Axe fortwährend von einer Fläche des Prismas auf die folgende herabfällt, ſo daß damit eine ähnliche Wirkung, wie bei den erwähnten Wurfſieben erzielt wird. Um bei der Anwendung cylindriſcher Trommelſiebe den ganzen Umfang fortwährend zur Wirkung zu bringen, hat man endlich auch im Trommelinnern eine ſchnell rotirende Flügelwelle angeordnet, welche vermöge ihrer Bewegung das Gut ringsum gegen den Umfang ſchleudert; man bezeichnet dieſe Siebe als Centrifugalſichtemaſchinen.

§. 97. **Ebene Siebe.** Ein ebenes oder ſogenanntes Planſieb einfachſter Ordnung iſt durch Fig. 325 dargeſtellt. Man erkennt darin den geneigten Rahmen *a b*, in welchen das Sieb *s* eingeſpannt iſt, welcher Rahmen durch die Hängearme *h* und die Stelzen *t* derartig unterſtützt wird, daß er die erforderliche ſchwingende Bewegung annehmen kann. Dieſe Bewegung wird

ihm durch das Schlagrädchen *r* und die Feder *f* ertheilt, welche letztere eine ſchnelle Rückführung des durch die Daumen des Schlagrädchens langſam angezogenen Rahmens bewirkt. Vermöge dieſer nach der Fallrichtung des Siebes erfolgenden Prallungen bewegt ſich das Gut langſam nach dem unteren Ende des Siebes hin, ein ſeitliches Herabgleiten wird durch die beiderſeitigen Einfaſſungen verhindert. Es muß hierbei bemerkt werden, daß man zwar dem Siebrahmen auch eine Rüttelung nach Querrichtung ertheilen kann, daß in dieſem Falle jedoch von einer derartigen ruckweiſen oder Prallbewegung kein Gebrauch gemacht werden darf, weil in Folge einer ſolchen das Gut nach der einen Seite gedrängt werden und daſelbſt eine die Wirkung ſehr beeinträchtigende Anhäufung ſtattfinden würde. Will man

Fig. 325.



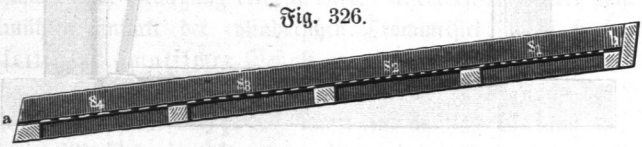
dem Siebe eine Querrüttelung ertheilen, ſo muß man ſich daher einer Bewegungsvorrichtung bedienen, welche, wie das Kurbelgetriebe, die Bewegung nach beiden entgegengeſetzten Richtungen in übereinſtimmender Art bewirkt. Man kann auch eine Rüttelung in lothrechter Richtung anwenden, was meiſtens bei der Anordnung mehrerer Siebe über einander ſich empfiehlt. Bedient man ſich hierbei der Prallbewegung, ſo ſoll man die abſteigende Bewegung langſam und die aufſteigende ſchnell vornehmen, weil dann durch das Emporhüpfen der auf dem Siebe liegenden Körner ein vortheilhaftes Offenhalten der Siebmaſchen erzielt wird, während die entgegengeſetzte Anordnung zu einem Verſetzen der Löcher Veranlaſſung bietet. Die Neigung derartiger ebener Siebe gegen den Horizont beträgt in der Regel 10 bis 20 Grad, die Länge eines Siebes ſoll nach Rittinger wenigſtens zu 0,3 m

angenommen werden, meiſtens wählt man dieſelbe zwiſchen 0,45 und 0,6 m; während die Breite ſich nach der verlangten Leiſtung beſtimmt, indem die Menge des aufzugebenden Gutes bei beſtimmter Dicke der Schicht im Verhältniß der Breite ſteht. Die Anzahl der Rüttelbewegungen (Doppelſpiele), wählt man meiſt zu etwa 200 in der Minute, der Ausſchlag jeder Schwingung kann zu 30 bis 80 mm angenommen werden, die Wirkungsart dieſer Rüttelbewegung wurde in §. 4 beſprochen.

Das betrachtete Sieb bewirkt eine Trennung der Maſſe in nur zwei Theile, in den Durchfall und den Rückhalt, und man bedient ſich daher ſolcher einfacher Siebe nur in ſolchen Fällen, wo eine weiter gehende Abſonderung nicht nöthig iſt. So führt man wohl die von Quetſchwalzen zerkleinerte Maſſe durch ein derartiges Sieb, welches die hinreichend zerkleinerten Theile durch ſeine Maſchen hindurchfallen läßt, während die gröberen Theile zurückgehalten werden, um einer wiederholten Zerkleinerung durch die Walzen ausgeſetzt zu werden. Wenn es ſich dagegen darum handelt, eine aus Theilchen von ſehr verſchiedener Größe zuſammengeſetzte Maſſe in verſchiedene Poſten je nach der Größe der Theilchen zu ſondern, ein Fall, welcher bei der Aufbereitung der Erze in Hüttenwerken immer vorliegt, ſo muß man mehrere auf einander folgende Siebe verwenden, deren Maſchenweiten den zu erhaltenden Claſſen entſprechend zu wählen ſind. Man nennt einen derartigen, aus mehreren auf einander folgenden Sieben beſtehenden Apparat einen Rätter.

Man kann die einzelnen Siebe eines Rätters ſo in demſelben Rahmen anbringen, daß ſämmtliche Siebe in einer und derſelben Ebene *ab*, Fig. 326,

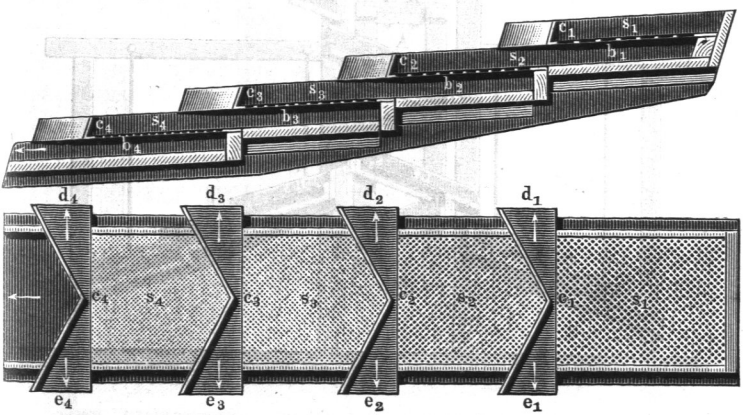
Fig. 326.



gelegen ſind, welche Anordnung ſich durch ihre Einfachheit auszeichnet. Bei derſelben muß die Weite der Siebmaſchen vom oberen nach dem unteren Ende hin allmählich zunehmen, ſo daß das erſte Sieb s_1 die feinſten und das letzte Sieb s_4 die weiteſten Oeffnungen zu erhalten hat. Hierin liegt ein großer Nachtheil dieſer Anordnung, denn vermöge derſelben ſind gerade die feinſten und theuerſten Siebe einer ganz beſonderen Abnutzung durch das über ſie hinwegzuführende Gut ausgeſetzt, da alle, auch die gröbſten Stücke, über dieſe feinſten Siebe hinweggleiten müſſen. Um dieſen erheblichen Uebelſtand zu vermeiden, führt man die Rätter oft ſo aus, daß die Weite der Oeffnungen bei dem erſten Siebe am größten iſt und von Sieb zu Sieb ſtufenweiſe kleiner wird, ſo daß die feineren Siebe überhaupt nicht mehr mit den größeren Körnern in Berührung kommen können, indem die letzteren

bereits durch die vorausſtehenden gröberen Siebe abgeſondert wurden. Hierzu iſt es aber erforderlich, daß man von jedem Siebe nicht, wie in Fig. 326, den Rückhalt, ſondern, wie in Fig. 327, den Durchfall deſſelben durch das folgende Sieb einer weiteren Sonderung unterwirft. Um dies zu ermöglichen, erhält der Rätter eine ſtufenförmige Anordnung der Siebe, wie ſie durch Fig. 327 verſinnlicht iſt. Unterhalb jedes Siebes, wie s_1, nimmt ein dazu paralleler Boden b_1 die hindurchgefallenen Körner auf, um dieſelben dem in ſeiner Verlängerung angebrachten folgenden Siebe s_2 zuzuführen, während der Rückhalt des Siebes, welcher bei c aufgehalten wird, ſeitlich bei d oder e oder zu beiden Seiten herabfallen kann. Dieſe Anordnung eines ſogenannten Stufenrätters, welche in der Regel bei ſehr verſchiedener Größe der zu ſortirenden Körner gewählt wird, erfordert allerdings mehr Herſtellungskoſten und auch ein größeres Gefälle, als ein mit

Fig. 327.

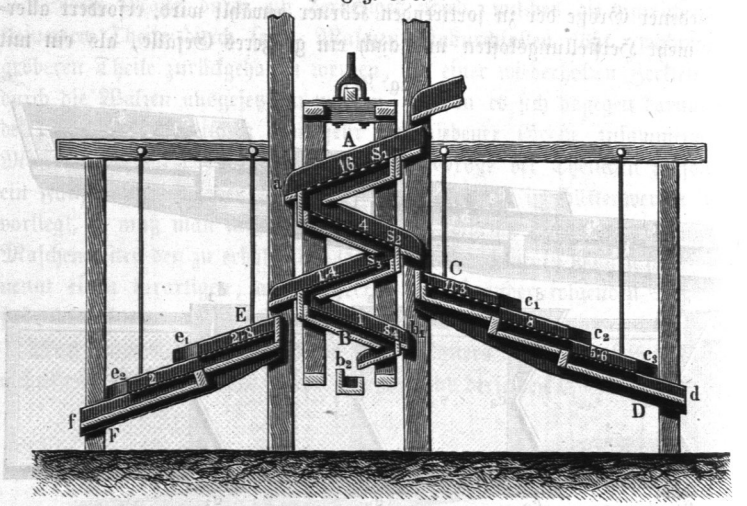


einer gleichen Anzahl von Sieben verſehener Planrätter, nach Art der Fig. 326, weswegen die Anwendung des letzteren oft in ſolchen Fällen beliebt wird, in denen das zu ſondernde Gut bereits einer theilweiſen Abſonderung, einer ſogenannten Vorclaſſirung, unterworfen wurde, derart, daß die in der ferner noch zu claſſirenden Maſſe enthaltenen Körner nicht zu große Verſchiedenheiten in ihrer Größe darbieten.

Wollte man bei einer größeren Anzahl von zu erzielenden Kornclaſſen alle einzelnen Siebe in einem einzigen Rahmen nach Art der Fig. 326 oder 327 anordnen, ſo würde dieſer Rahmen eine ſehr große Länge und ein erhebliches Gewicht annehmen, das namentlich wegen der dem Rahmen zu ertheilenden ſchnellen Rüttelbewegung zu mancherlei Unbequemlichkeiten und Nachtheilen führen müßte. Aus dieſem Grunde pflegt man nicht gern mehr als höchſtens vier Siebe in demſelben Rahmen anzubringen, und man ver-

einigt bei einer größeren Anzahl zu erzielender Kornclaſſen mehrere Rätter mit einander. Paſſend pflegt man hierbei einen **Haupträtter** anzuwenden, welcher die ganze zu ſondernde Maſſe zugewieſen erhält, um dieſelbe in einige wenige Claſſen in gröberer Abſtufung zu ſondern, indem man die von demſelben erhaltenen Poſten durch beſondere **Nebenrätter** einer weiter gehenden feineren Sonderung unterwirft. Vermöge einer ſolchen Anordnung ſpart man nicht nur an dem für die Anlage des Siebwerkes nöthigen **Gefälle**, ſondern man kann auch für die Nebenrätter ohne erhebliche Nachtheile die bequemere Anordnung als Planrätter wählen, da die auf einen ſolchen Nebenrätter kommende Maſſe wegen der Vorclaſſirung auf dem

Fig. 328.



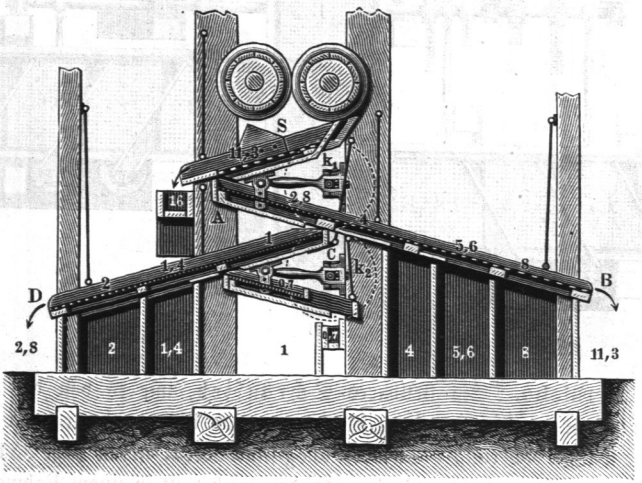
Haupträtter nur noch Theile enthält, deren Körner nicht ſehr von einander verſchieden ſind.

Eine ſolche Anordnung iſt durch Fig. 328 erläutert. Hierin ſtellt AB den aus vier Sieben beſtehenden Haupträtter vor, welcher als Stufenrätter ausgeführt iſt, deſſen einzelne Siebe abwechſelnd nach entgegengeſetzten Seiten geneigt und ſo unter einander angebracht ſind, daß der Rätter in einem ſenkrechten Geſtelle angeordnet werden konnte und daher den Namen **Geſtellrätter** führt. Die in die Siebe eingeſchriebenen Zahlen 16, 4, 1,4 und 1 bedeuten die Maſchenweiten, welche der oben angeführten Siebſcala **Rittinger's** entſprechend gewählt ſind. Unterhalb des zweiten Siebes s_2 ſchließt ſich der aus drei Sieben von 11,3, 8 und 5,6 mm Maſchenweite beſtehende Nebenrätter CD an, während der Rückhalt des dritten Siebes s_3 durch einen auf der andern Seite folgenden Nebenrätter EF vermöge zweier

Siebe von 2,8 und 2 mm Maſchenweite noch ferner in die betreffenden Claſſen zerlegt wird. Außer dem bei a abgehenden Rückhalt des oberſten Siebes von mehr als 16 mm Größe erhält man durch den Nebenrätter CD vier Claſſen von 16, 11,3, 8 und 5,6 mm Korngröße, welche bezw. bei c_1, c_2, c_3 und d abgehen, während der Nebenrätter EF bei e_1, e_2 und f die drei Claſſen von 4, 2,8 und 2 mm Größe liefert. Endlich erhält man durch das unterſte Sieb s_4 des Haupträtters bei b_1 und b_2 die beiden Claſſen von 1,4 und 1 mm Korngröße, ſo daß man im Ganzen neun Claſſen erzielt. Das erforderliche Gefälle iſt hierbei nur gleich dem von fünf Sieben.

Während bei der vorſtehend angegebenen Einrichtung ſämmtliche Rätter als Stufenrätter ausgeführt ſind, zeigt Fig. 329 eine Anordnung mit zwei Planrättern AB und CD, welche das von dem darüber angebrachten Siebe S gelieferte Gut ſortiren. Dementſprechend ſind die

Fig. 329.

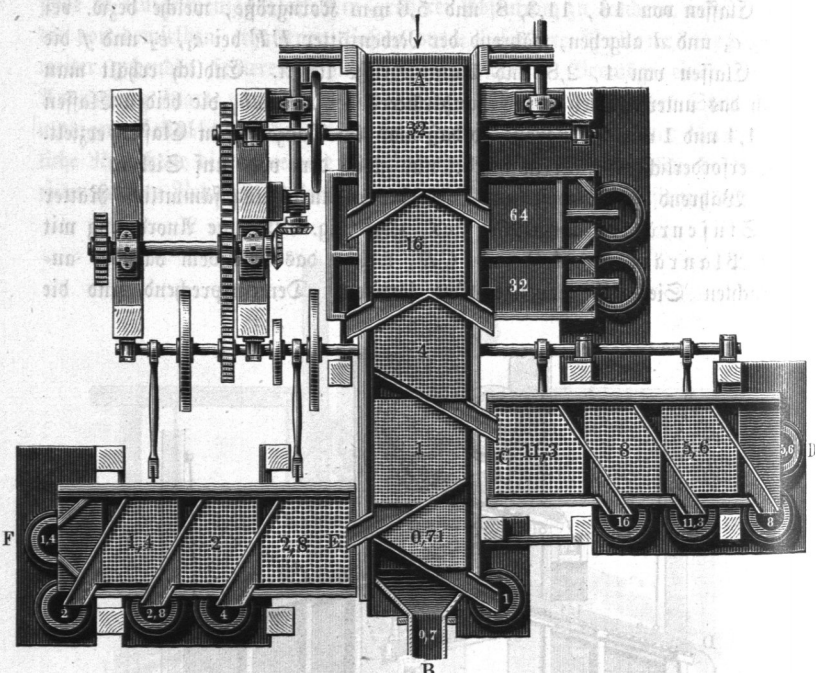


Maſchenweiten der einzelnen Siebe ſo zu wählen, wie die eingeſchriebenen Zahlen andeuten, und es iſt aus der Figur ohne weitere Erläuterung erſichtlich, in welcher Weiſe die einzelnen Claſſen an den mit gleichen Zahlen bezeichneten Sammelſtellen unter den Sieben gewonnen werden. Die Art, wie den mit einander zu je zwei verbundenen Rahmen die Rüttelbewegung durch die beiden Kurbeln k_1 und k_2 ertheilt wird, iſt gleichfalls aus der Figur zu erſehen.

Bei der in Fig. 330 (a. f. S.) dargeſtellten Vereinigung dreier Stufenrätter ſind die beiden Nebenrätter CD und EF ſenkrecht gegen den Haupträtter AB geſtellt, die Maſchenweiten und die Sammelſtellen für die einzelnen Poſten ſind aus den beigeſchriebenen Zahlen erſichtlich.

Die durch die Figuren 325 bis 330 dargeſtellten Anordnungen ſind dem mehrfach genannten Werke Rittinger's entnommen.

Fig. 330.



§. 98. **Schurrsiebe.** Ein ſtellbares Schrägſieb, wie es von der Firma Nagel & Kämp in Hamburg für Cement und überhaupt für harte mineraliſche Stoffe von einiger Schwere ausgeführt wird, iſt in Fig. 331 dargeſtellt. Das aus gelochten Blechen gebildete Sieb S iſt in einem Rahmen AB untergebracht, welchem eine mehr oder minder große Neigung gegen den Horizont gegeben werden kann. Zu dem Behufe ruht der Rahmen unterhalb auf beiderſeits angebrachten Klötzchen a, während die oberhalb befindliche Traverſe t, welche durch Lenkſtangen c geführt wird, mittelſt der Schraubenſpindel s durch das Handrad h nach Erfordern gehoben werden kann. Giebt man dem Rahmen eine Neigung unter dem Winkel α gegen den Horizont, ſo beſtimmt ſich bei der Weite der Sieböffnungen gleich b die Größe des durchfallenden Korns zu $e = b \cos \alpha$, alſo um ſo kleiner, je ſteiler das Sieb eingeſtellt wird. Da hiernach die Weite der Oeffnungen erheblich größer ſein darf, als die Korngröße, ſo geſtatten dieſe Siebe den Erſatz der koſtſpieligen feinen Drahtgewebe durch gelochte Metallbleche.

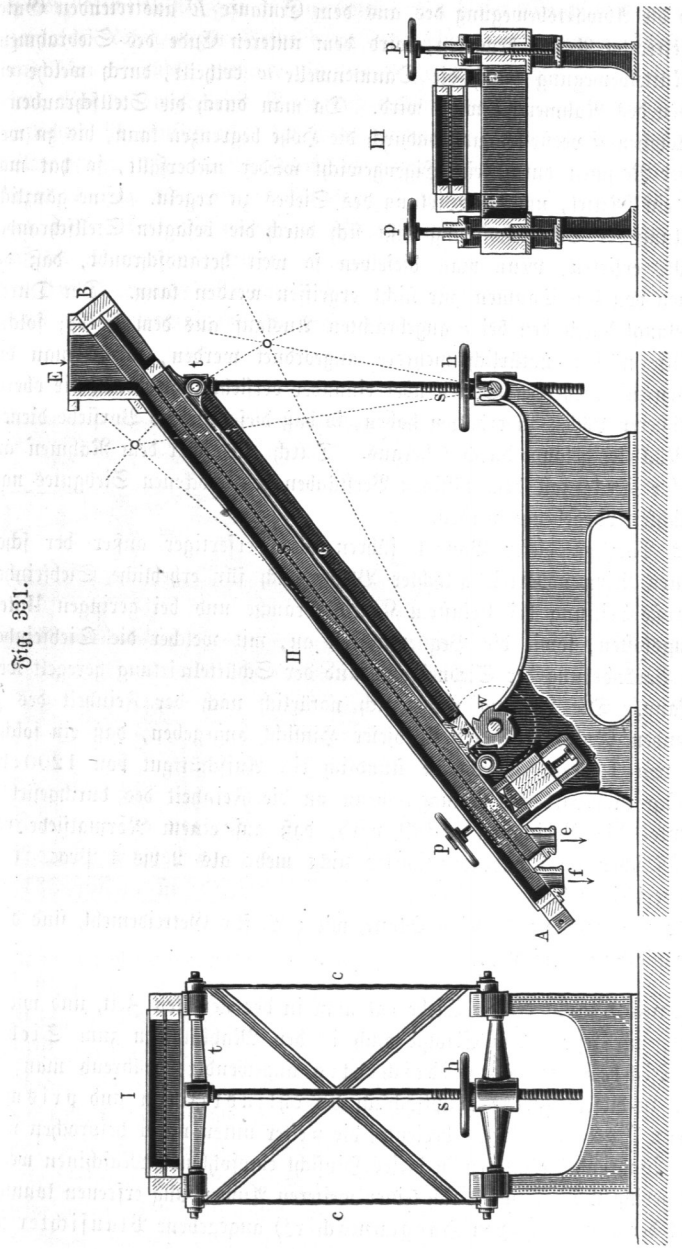


Fig. 331.

Um die Abwärtsbewegung des aus dem Einlaufe *E* austretenden Gutes in regelrechter Art zu bewirken, wird dem unteren Ende des Siebrahmens eine Rüttelbewegung durch die Daumenwelle *w* ertheilt, durch welche ein Anheben des Rahmens bewirkt wird. Da man durch die Stellſchrauben *p* die Klötzchen *a* verſtellen und dadurch die Höhe begrenzen kann, bis zu welcher der Rahmen durch ſein Eigengewicht wieder niederfällt, ſo hat man hierin ein Mittel, um die Wirkung des Siebes zu regeln. Eine gänzliche Abſtellung der Schüttelwirkung läßt ſich durch die beſagten Stellſchrauben ebenfalls erzielen, wenn man dieſelben ſo weit herausſchraubt, daß der Rahmen von den Daumen gar nicht ergriffen werden kann. Der Durchfall gelangt durch den bei *e* angebrachten Auslauf aus dem Siebe; ſolcher Ausläufe müſſen natürlich mehrere angeordnet werden, wenn man den Rahmen mit mehreren Sieben über einander verſieht, von denen die oberen die größeren Löcher zu erhalten haben, ſo daß dieſelben als Vorſiebe dienen. Der Rückhalt gelangt durch *f* heraus. Durch eine über dem Rahmen angebrachte Decke ſoll dem läſtigen Verſtäuben des trockenen Siebgutes nach Möglichkeit vorgebeugt werden.

Als Vorzüge dieſer Bauart führen die Verfertiger außer der ſchon gedachten Verwendbarkeit gelochter Bleche auch für erhebliche Siebfeinheit die große Leiſtung bei kleinſtem Kraftverbrauche und bei geringen Unterhaltungskoſten, ſowie die Bequemlichkeit an, mit welcher die Siebfeinheit durch Veränderung der Siebneigung und der Schüttelwirkung geregelt werden kann. Die Leiſtung richtet ſich natürlich nach der Feinheit des zu erzielenden Gutes, es wird in dieſer Hinſicht angegeben, daß ein ſolches Sieb von 1,25 qm Siebfläche ſtündlich ein Aufſchüttgut von 1200 bis 1500 kg zu verarbeiten vermag, wenn an die Feinheit des durchgeſiebten Cementes die Bedingung geſtellt wird, daß auf einem Normalſiebe von 900 Maſchen im Quadratcentimeter nicht mehr als 2 bis 4 Proc. Rückſtand verbleiben darf.

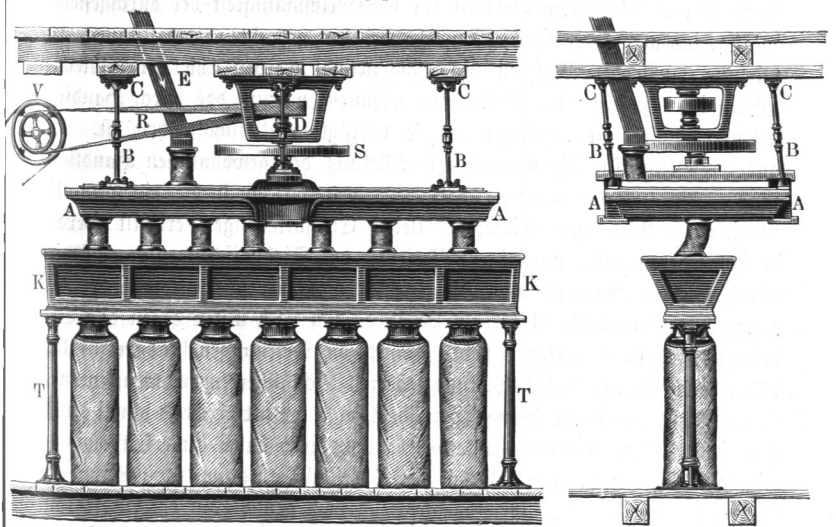
Für ganz leichte und weiche Stoffe, wie z. B. für Getreidemehl, ſind dieſe Siebe nicht zu empfehlen.

§. 99. **Plansichter.** Ebene Siebe hat man in der neueſten Zeit, und wie es ſcheint, mit ſehr gutem Erfolge auch in den Mahlmühlen zum Sieben oder Sichten des Getreideſchrotes angewendet, während man ſich bisher zu dieſem Zwecke hauptſächlich der cylindriſchen und prismatiſchen Trommelſiebe bediente, die weiter unten näher beſprochen werden. Während die älteren in dieſer Hinſicht empfohlenen Maſchinen wegen ihrer geringen Wirkſamkeit ſich keiner weiteren Anwendung erfreuen konnten, ſcheint der neuerdings von Haggenmacher[1]) angegebene Planſichter ſich

[1]) D. R.-P. Nr. 46509 und 46985, Die Mühle, 1889.

durch vorzügliche Leiſtungen auszuzeichnen. In dieſer Maſchine kommt ein horizontaler Rahmen zur Anwendung, in welchem in geringem Abſtande (4 cm) über einander mehrere, in der Regel vier Siebe befindlich ſind. Dieſem Rahmen wird eine Bewegung ertheilt, welche mit derjenigen im weſentlichen übereinſtimmt, die man einem gewöhnlichen Handſiebe zu ertheilen pflegt. Zu dieſem Zwecke iſt nämlich der die Siebe enthaltende Rahmen *A*, Fig. 332, an vier Stangen *B* aufgehängt, welche ſowohl oben an der Decke bei *C* wie unten am Rahmen mit Kugellagern verſehen ſind, ſo daß die Stangen wie coniſche Pendel nach allen Richtungen hin um die oberen Aufhängepunkte ſchwingen können. Wird nun dem Rahmen *A* durch eine auf dem unteren Ende der ſtehenden Axe *D* befindliche Kurbel, deren

Fig. 332.



Warze in dem Rahmen ihr Lager findet, eine Bewegung ertheilt, ſo beſchreibt jeder Punkt des Rahmens eine mit dem Kurbelkreiſe gleiche horizontale Kreisbahn, eine Bewegung, welche etwa übereinſtimmt mit derjenigen der Kuppelſtange einer Güterzuglocomotive.

Würden die auf dem Siebe ruhenden Körner mit dem Siebe feſt verbunden ſein, ſo würden dieſelben natürlich auch an dieſer Bewegung theilnehmen, und von einer Wirkung des Siebes könnte darum keine Rede ſein, weil die hierzu nöthige Bewegung der Maſſe über die Siebfläche hin fehlte. Daſſelbe würde auch noch gelten, wenn die Theilchen zwar nur loſe auf dem Siebe lägen, die Rahmenbewegung aber ſo langſam erfolgte, daß die durch die Kreisbewegung veranlaßte Fliehkraft nicht im Stande wäre, die Reibung

der Maſſe auf dem Siebe zu überwinden, da auch in dieſem Falle die Maſſe unmittelbar an der Bewegung des Rahmens theilnehmen müßte und eine relative Verſchiebung des Gutes gegen das Sieb nicht hervorgerufen würde. Wird jedoch dem Rahmen eine genügend ſchnelle Kreisbewegung ertheilt, ſo daß die zugehörige Fliehkraft den Werth der Reibung überſteigt, ſo ſtellt ſich eine relative Verſchiebung der Siebfläche unter der darauf befindlichen Maſſe ein, in Folge deren die letztere auf dem Siebe eine kreiſende Bewegung annimmt. Da dieſe Bewegung in allen Punkten der Siebfläche fortwährend ſtattfindet, ſo haben die kleineren Theile der Maſſe hinreichend Gelegenheit, durch die Maſchen zu fallen, ohne daß der Durchgang durch gewaltſame Einwirkungen, wie ſie ſich bei dem Werfen oder Fallen gegen das Sieb einſtellen, beeinflußt wird. Dieſer letztgedachte Umſtand iſt von beſonderem Vortheil für die Gleichmäßigkeit der durchgeſiebten Maſſe, indem gröbere Körner, welche bei der gedachten gewaltſamen Einwirkung durch die Maſchen hindurchgezwängt werden, hier zurückbleiben. Hierin iſt auch einer der Gründe zu erkennen, warum das durch Handſiebe geſonderte Mehl in der Regel von ſo vorzüglicher Beſchaffenheit iſt. Ein anderer Grund für die vortheilhafte Wirkung des gewöhnlichen Handſiebes muß darin erkannt werden, daß dem letzteren durch die eigenthümlich ſchwingende Bewegung wiederholt kleine Erſchütterungen ertheilt werden, in Folge deren nicht nur einem Verſetzen der Siebmaſchen entgegengewirkt wird, ſondern wodurch auch die leichteren Theilchen an die Oberfläche gelangen, während die ſchwereren Theilchen ſich nach unten gegen das Sieb drängen, wo ſie Gelegenheit haben, durch die Oeffnungen hindurchzufallen. Man kann ſich von dieſer Wirkung jederzeit leicht überzeugen, wenn man in einem Glaſe eine kleine Menge Getreideſchrot einer entſprechend ſchwingenden oder ſchüttelnden Bewegung unterwirft; man wird dabei bemerken, wie die leichteren Schalentheilchen ſich an der Oberfläche anſammeln, während die ſchwereren Mehl- oder Stärkekügelchen ſich nach dem Boden des Glaſes hinziehen. Da nun das aus ſolchem Schrote abgeſonderte Mehl um ſo vorzüglicher iſt, je weniger von den kleberhaltigen Kleientheilchen ſich in demſelben befinden, ſo erklärt ſich gerade hierdurch die vorzügliche Beſchaffenheit des durch Handſiebe abgeſonderten Mehles.

Bei dem vorſtehend beſchriebenen Haggenmacher'ſchen Planſichter werden ähnlich wirkende kleine Erſchütterungen der Maſſe durch ein einfaches Mittel ebenfalls hervorgerufen. Es ſind nämlich auf dem Siebe einzelne hervorſtehende Leiſtchen angeordnet, welche, als feſt mit dem Siebe verbunden, an deſſen kreiſender Bewegung theilnehmen. Gegen dieſe Leiſten trifft die auf dem Siebe befindliche Maſſe, ſobald die Geſchwindigkeit des erſteren groß genug iſt, um eine relative Verſchiebung der Maſſe auf ihm zu veranlaſſen. Die Theilchen kommen hierdurch in eine unausgeſetzt hüpfende Bewegung,

welche dieſelben vortheilhaften Einwirkungen auf den Vorgang des Siebens ausübt, wie die gedachten Schwingungen des Handſiebes. Gleichzeitig läßt ſich auch durch geeignete Anordnung dieſer Leiſten eine allmähliche Bewegung der Maſſe entlang der Siebfläche erzielen, ſo daß man dieſes Sieb, trotzdem es wagerecht liegt, doch wie ein geneigtes Sieb in ununterbrochenem Betriebe erhalten kann, indem die an dem einen Ende deſſelben regelmäßig zugeführte Maſſe durch die Wirkung der gedachten Leiſten ebenſo regelmäßig über das Sieb hin bewegt wird.

Durch die gedachte kreiſende Bewegung des Siebes geräth auch die auf demſelben liegende Maſſe in eine ähnliche Bewegung, und zwar mit geringerer Geſchwindigkeit, ſo daß die Siebfläche ſtetig unter der darauf befindlichen Maſſe mit einer beſtimmten relativen Geſchwindigkeit hinweggezogen wird. In Folge hiervon kommt jedes Korn mit immer neuen Sieböffnungen in Berührung, welche ihm das Durchfallen in derſelben Weiſe ermöglichen, wie dies bei dem gewöhnlichen Handſiebe auch der Fall iſt. Wenn auch die Bewegung der einzelnen Körner auf dem Siebe durch das fortwährende gegenſeitige Stoßen und Drängen der Körner gegen einander und gegen die erwähnten Leiſten mehr oder minder unregelmäßig ausfallen muß, ſo läßt ſich doch dieſe Bewegung im Allgemeinen etwa in der folgenden Art beurtheilen.

Die loſe auf dem Siebe ruhende Maſſe wird zu einer Bewegung lediglich durch die zwiſchen ihr und dem Siebe auftretende Reibung veranlaßt; wäre eine ſolche Reibung gar nicht vorhanden, ſo müßte die Maſſe vollſtändig in Ruhe verharren und jeder Punkt des Siebes würde unter der darüber ruhenden Maſſe in Kreiſen vom Halbmeſſer r der treibenden Kurbel ſich verſchieben; dieſer Zuſtand wäre für das Sieben ſehr vortheilhaft. Wenn dagegen die Reibung von ſo beträchtlicher Größe iſt, daß man die Maſſe als mit dem Siebe feſt verbunden anſehen darf, ſo nimmt jedes Maſſenkorn unmittelbar die Bewegung des Siebes an, ſo daß in dieſem Falle die für die Wirkung des Siebens unerläßliche Verſchiebung gar nicht auftritt. Dieſer Zuſtand, für welchen das Sieb nahezu unwirkſam ſein wird, ſtellt ſich auch immer ein, ſobald die Reibung eines Maſſentheilchens die Größe der Fliehkraft erreicht, die in dieſem Theilchen durch die Umdrehung hervorgerufen wird. Man kann ſich leicht durch den Verſuch überzeugen, daß die Maſſe auf einem Handſiebe keinerlei Verſchiebung erfährt, ſo lange die dem Siebe ertheilte kreiſende Bewegung nur langſam erfolgt, ſo daß die zugehörige Fliehkraft den Betrag der möglichen Reibung noch nicht erreicht. Erſt wenn die Bewegung ſchnell genug erfolgt, um eine Fliehkraft zu veranlaſſen, welche größer iſt als die gedachte Reibung, bemerkt man die erwähnte relative Bewegung des Siebes unter der Maſſe, welche letztere dabei zwar immer noch kreiſt, aber in Bahnen von kleinerem Halbmeſſer, als

derjenige für die Bewegung des Siebes iſt. Man kann auch bemerken, daß die Kreiſe, in denen die Maſſentheilchen ſich bewegen, um ſo enger ausfallen, je größer die Geſchwindigkeit der Siebbewegung gewählt wird.

Bezeichnet man mit G das Gewicht eines auf dem Siebe befindlichen Kornes, und iſt f der Reibungscoëfficient für das Gleiten deſſelben auf dem Siebe, welches letztere eine Geſchwindigkeit empfangen möge, wie ſie n Umdrehungen der treibenden Kurbel von der Länge r in der Minute entſpricht, ſo nimmt nach dem Vorbemerkten das Korn an der Bewegung des Siebes unmittelbaren Antheil, ſo lange die Fliehkraft $C = G\frac{v^2}{rg} = G\frac{4\pi^2 n^2 r}{3600\,g}$ den Werth der Reibung $F = fG$ noch nicht überſchreitet. Man hat daher für den Grenzfall $r = \frac{900}{\pi^2}\frac{gf}{n^2}$ oder $n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{gf}{r}}$, worin $g = 9{,}81$ m zu ſetzen iſt. Die Größe der Reibung, welche als das Maß der beſchleunigenden Kraft anzuſehen iſt, genügt alſo in dieſem Falle, um das Korn in einem Kreiſe vom Kurbelhalbmeſſer r in der Minute n mal herum zu führen, wobei die Reibung genau gleich der der Bewegung des Korns zugehörigen Fliehkraft iſt. Dieſe letztere Bemerkung hat auch noch ihre Gültigkeit bei einer größeren Geſchwindigkeit des Siebes, nur iſt alsdann der Halbmeſſer für die Bahn des Kornes nicht mehr gleich dem Kurbelhalbmeſſer, ſondern derſelbe fällt in dem Maße kleiner, etwa gleich r_1 aus, daß auch jetzt die Bedingung

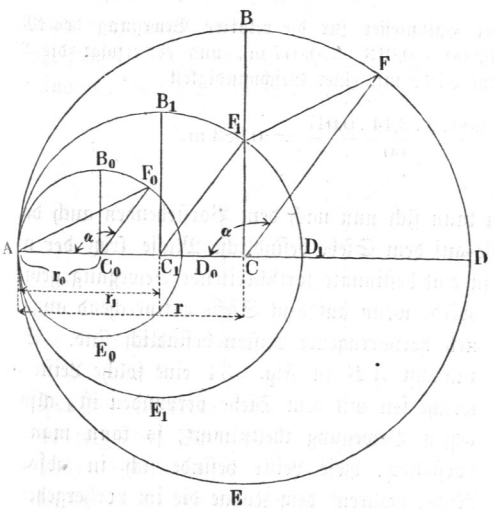
$$fG = G\frac{\pi^2 n^2}{900\,g} r_1 \quad \text{oder} \quad r_1 = \frac{900\,gf}{\pi^2 n^2}$$

erfüllt iſt, welche nichts anderes beſagt, als daß bei der eintretenden Bewegung des Korns die Reibung derſelben gerade gleich der Centrifugalbeſchleunigung ſein muß. Man erſieht aus dieſer Gleichung auch, warum die Bahnen der Körner enger werden, wenn entweder f abnimmt, oder wenn n größer gewählt wird, und daß für den Grenzfall die Maſſe in abſoluter Ruhe verharrt, ſowohl für die Vorausſetzung einer vollkommen glatten Fläche, $f = 0$, wie auch für den einer äußerſt großen Geſchwindigkeit des Siebes, $n = \infty$.

Die hier betrachtete Bewegung des Korns iſt die abſolute Bewegung deſſelben im Raume; wie ſchon bemerkt, kommt aber für die Beurtheilung der Wirkſamkeit des Siebes nicht dieſe abſolute, ſondern die relative Bewegung der Maſſe gegen das Sieb in Betracht. Man kann ſich von dieſer Bewegung und den dabei auftretenden Verſchiebungen leicht mit Hülfe der Fig. 333 eine Vorſtellung verſchaffen. Hierin bedeute A einen beliebigen Punkt des Siebes, und es ſei durch den Kreis $ABDE$ vom Halbmeſſer $AC = r$ der Weg dieſes Punktes vorgeſtellt. Ein Korn, welches auf dieſem Punkte des Siebes liegt, wenn derſelbe in A ſteht, beſchreibt nach

dem Vorſtehenden einen kreisförmigen Weg von dem Halbmeſſer $AC_1 = r_1$ in derſelben Zeit, in welcher der Punkt der Siebfläche eine Umdrehung vollführt, und es möge dieſer Weg durch den Kreis $AB_1D_1E_1$ dargeſtellt ſein. Da die beiden Bewegungen mit derſelben Winkelgeſchwindigkeit ausgeführt werden, ſo erhält man für jeden Augenblick, z. B. wenn der Punkt des Siebes ſich um den Winkel $ACF = \alpha$ bewegt hat und von A nach F gelangt iſt, den zugehörigen Ort für das Korn in F_1, ſobald man den Halbmeſſer C_1F_1 parallel zu CF zieht. Während der betreffenden Zeit hat alſo eine Verſchiebung des Siebes unterhalb der darauf liegenden Maſſe von ſolcher Art ſtattgefunden, daß vermöge derſelben das Sieb um die Strecke F_1F unter der Maſſe oder die Maſſe auf dem Siebe um die Strecke FF_1 verſchoben worden iſt. In derſelben Art erhält man für jeden beliebigen Augenblick die betreffende Verſchiebung der Richtung und Größe nach in der Verbindungslinie der Endpunkte der beiden zugehörigen parallelen Radien, wie CF und C_1F_1. Denkt man ſich von A aus unendlich viele Strahlen gezogen und auf denſelben jene Verſchiebungen der Größe und Richtung nach abgetragen, indem man z. B. $AF_0 \# F_1F$ macht, ſo liegen, wie ſich leicht zeigen läßt, und hier nicht weiter nachgewieſen werden ſoll, die auf jenen Strahlen erhaltenen Endpunkte ſämmtlich im Umfange eines durch A gehenden Kreiſes AF_0 vom Halbmeſſer $AC_0 = r_0 = r - r_1$. Dieſer Kreis, welcher der relativen Bewegung der Maſſe gegen das Sieb zugehört, giebt ein deutliches Bild von der auftretenden Bewegung, indem jede von A in dieſem Kreiſe gezogene Sehne wie AF_0 immer die Verſchiebung angiebt, welche irgend ein Siebpunkt unter dem darauf liegenden Korne in derjenigen Zeit erfahren hat, in welcher eine Drehung um den dieſer Sehne AF_0 zugehörigen Mittelpunktswinkel $AC_0F_0 = \alpha$ ſtattgefunden hat. Man kann ſich daher die zwiſchen dem Siebe und der zu ſiebenden Maſſe ſtattfindende Bewegung auch ſo vorſtellen, als ob das Sieb vollſtändig in Ruhe

Fig. 333.



wäre, und der darauf befindlichen Maſſe eine kreiſende Bewegung in der Bahn des Relativkreiſes $AE_0D_0B_0$ und zwar in dem der Drehung des Siebes entgegengeſetzten Sinne ertheilt würde.

Beiſpiel. Nimmt man bei der durch Fig. 332 dargeſtellten Maſchine, wie ſie von der Firma G. Luther in Braunſchweig ausgeführt wird, eine Umdrehungszahl der Kurbel von 200 in der Minute an, und iſt der Kurbelhalbmeſſer für Mehlſichter zu 0,060 m gewählt, ſo hat man die Umfangsgeſchwindigkeit im Kurbelkreiſe zu $v = \frac{200 \,.\, 2 \,.\, 3{,}14 \,.\, 0{,}06}{60} = 1{,}256$ m.

Unter Annahme eines Reibungsverhältniſſes gleich 0,6 ergiebt ſich daher der Halbmeſſer r_1 für die abſolute Kreisbahn der einzelnen Körner zu

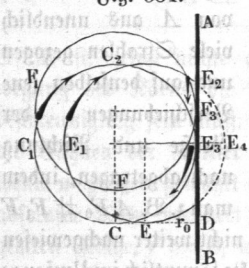
$$r_1 = \frac{900 \,.\, 9{,}81 \,.\, 0{,}06}{3{,}14 \,.\, 3{,}14 \,.\, 200 \,.\, 200} = 0{,}013 \text{ m}.$$

Demgemäß beſtimmt ſich der Halbmeſſer für die relative Bewegung der Maſſe auf dem Siebe zu $r_0 = 0{,}060 - 0{,}013 = 0{,}047$ m, und es erfolgt die Verſchiebung der Maſſe auf dem Siebe mit einer Geſchwindigkeit

$$v_0 = \frac{200 \,.\, 2 \,.\, 3{,}14 \,.\, 0{,}047}{60} = 0{,}983 \text{ m}.$$

§. 100. Fortſetzung. Man kann ſich nun nach dem Vorſtehenden auch davon Rechenſchaft geben, wie die auf dem Siebe befindliche Maſſe trotz der wagrechten Lage des erſteren in eine beſtimmte fortſchreitende Bewegung gebracht wird, wenn auf dem Siebe entſprechend angeordnete hervorragende Leiſten befindlich ſind. Stellt zunächſt AB in Fig. 334 eine ſolche Leiſte vor, welche feſt mit dem Siebe verbunden iſt, alſo an deſſen Bewegung theilnimmt, ſo kann man ſich vorſtellen, dieſe Leiſte befinde ſich in abſoluter Ruhe, während dem Korne die im vorhergehenden Paragraphen gefundene relative kreiſende Bewegung zum Halbmeſſer r_0 ertheilt wird. Ein Korn C im Abſtande $CD = r_0$ von dieſer Leiſte wird daher durch die letztere in keiner Weiſe beeinflußt, daſſelbe wird relativ zu dem Siebe die Kreisbahn CC_1C_2 fortwährend durchlaufen. Dagegen muß ein in einem kleineren Abſtande etwa in E befindliches Korn auf ſeinem Wege in dem Kreiſe bei E_2 gegen die Leiſte treffen, durch welche es in ſeiner Bahn abgelenkt wird. Würde an der Leiſte ſelbſt ein Reibungswiderſtand nicht auftreten, ſo würde das Korn, wie leicht zu erkennen iſt, ſich an der Leiſte von E_2 nach E_3 in derſelben Zeit verſchieben, in welcher es ohne Vorhandenſein der Leiſte nach E_4 gekommen wäre. Von dieſem Augenblicke an muß es jedoch die Leiſte verlaſſen und ſich zufolge der allen

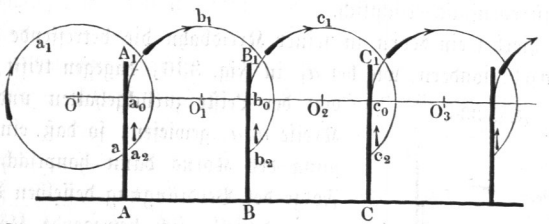
Fig. 334.



Massentheilchen eigenthümlichen kreisenden Bewegung weiter in dem Kreise $E_3 C C_1$ bewegen. In dieser Bewegung wird es nun nicht weiter von der Leiste beeinflußt. Man ersieht hieraus, daß die feste Leiste auf die benachbarten Massentheile die Wirkung äußert, dieselben von sich zu entfernen, bis der Kreis, in welchem sich ein solches Theilchen bewegt, gerade von der Leiste berührt wird. Hierin wird auch durch die Reibung nichts geändert, welche thatsächlich zwischen dem Korne und der Leiste stattfindet, denn durch diese Reibung kann nur eine Verzögerung der Bewegung des Korns längs der Leiste herbeigeführt werden, in Folge deren das erstere von E_2 nur etwa bis nach F_3 gelangt ist, wenn es wieder an der kreisenden Bewegung in dem nun unveränderlichen Kreise $F_3 F F_1$ theilnimmt. In der hier besprochenen Art wirken die zu beiden Seiten des Siebes angebrachten Längswände desselben.

Denkt man sich nun eine solche Seitenwand nach Fig. 335 mit einer Anzahl kurzer Querleisten wie $A A_1$, $B B_1$, $C C_1$ in regelmäßigem Abstande von einander versehen, so werden diese Querleisten eine Fortbewegung

Fig. 335.



der Masse parallel mit der Längswand $A C$ herbeiführen, wie sich aus der folgenden Betrachtung ergiebt. Irgend ein etwa in a an dieser Querleiste befindliches Korn gelangt bei seiner Bewegung in dem Kreise $a a_1 a_2$ um den Mittelpunkt O nach einer ganzen Kreisung nach dem Punkte a_2 auf der andern Seite der Leiste, längs welcher es sich nun in der schon besprochenen Art verschiebt, bis es nach a_0 gelangt ist. Von diesem Augenblicke nimmt es an der kreisenden Bewegung von neuem Theil und zwar nunmehr auf der rechten Seite der Querleiste, wo es sich in dem Kreise $a_0 b_1 b_2$ um den Mittelpunkt O_1 bewegt. Wenn es bei dieser Bewegung über die nächstfolgende Querleiste $B B_1$ hinübergreift, so wiederholt sich an derselben in b_2 der Vorgang in ähnlicher Art, so daß eine Weiterbewegung von dieser zweiten Querleiste aus in dem Kreise $b_0 c_1 c_2$ um den Mittelpunkt O_2 hierauf folgt. Da derselbe Vorgang sich stetig wiederholt und sich auf einen großen Theil aller Körner erstreckt, so ergiebt sich hieraus ein allmähliches Fortschreiten derselben in der Richtung von A nach C, wenn die relative kreisende Bewegung in dem durch die Pfeile angedeuteten Sinne

vor ſich geht, die Kurbel das Sieb alſo nach der umgekehrten Richtung umdreht. Eine entgegengeſetzte Umdrehung würde auch eine entgegengeſetzte Fortbewegung der Maſſe von C nach A herbeiführen. Es leuchtet ein, daß auch die nicht unmittelbar an dieſen Querleiſten, den ſogenannten Wurf- oder Förderleiſten, gelegenen Theile in dieſe fortſchreitende Bewegung durch das Drängen der verſchobenen Körner hineingezogen werden müſſen, ſo daß dieſes Fortſchreiten nach der Richtung der Längswand AB auf die ganze Maſſe übertragen wird.

Die Geſchwindigkeit, mit welcher irgend ein Korn gegen eine Leiſte trifft, beſtimmt ſich allgemein zu $v_0 \sin\alpha$, wenn v_0 die Umfangsgeſchwindigkeit in der relativen Bahn vom Halbmeſſer r_0 iſt, und wenn α den Winkel bedeutet, unter welchem dieſe Bahn von der betreffenden Leiſte geſchnitten wird. Die größte Anprallgeſchwindigkeit beſtimmt ſich daher zu v_0, wenn das Korn ſenkrecht gegen die Leiſte trifft. Daß durch dieſes Gegenprallen einzelner Körner dem Siebe derartige kleine Erſchütterungen ertheilt werden, wie ſie zur Verhütung eines Verſetzens vortheilhaft ſind, und namentlich auch bei dem Handſiebe durch zeitweilige Schwingung der Hand abſichtlich erzeugt werden, iſt ebenfalls erſichtlich.

Wenn hierbei ein Korn in ſeiner Kreisbahn die betreffende Leiſte nicht überfängt, ſondern, wie bei a_1 in Fig. 336, dagegen trifft, ſo wird es von der Leiſte zurückgehalten und nach dem Kreiſe $a_0 a_0$ gewieſen, ſo daß eine Fortbewegung des Korns dann hauptſächlich nur in Folge der Verdrängung deſſelben durch andere gegen daſſelbe ſich bewegende Körner zu erwarten iſt. Man kann indeſſen auch eine unmittelbare Bewegung dieſes Korns über die Leiſte AA_1 hinweg dadurch erzielen, daß man dieſe Leiſte auf der einen Seite abrundet oder abſchrägt, wie Fig. 337 andeutet, dann ſetzt dieſe Leiſte einem in der Richtung a kommenden Theilchen einen geringeren Widerſtand entgegen, als einem von der entgegengeſetzten Seite in der Richtung b dagegen tretenden. Der Erfinder nennt ſolche Leiſten Vertheilungsleiſten. Durch Verwendung derſelben iſt man ſogar im Stande, die Maſſe auf einem mäßig geneigten Siebe aufwärts zu bewegen und alſo aus einer tieferen in eine höhere Abtheilung zu heben.

Fig. 336.

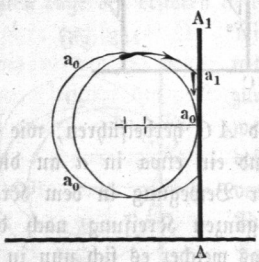


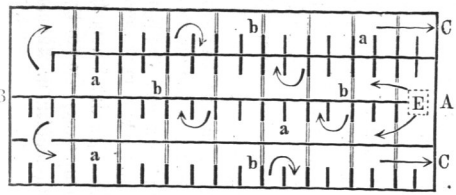
Fig. 337.



In der durch Fig. 332 dargeſtellten Maſchine ſind mehrere, etwa vier, Siebe über einander angeordnet, ſo daß der Durchfall jedes Siebes dem darunter liegenden, der Rückhalt dagegen einer Abzugsrinne zugeführt wird.

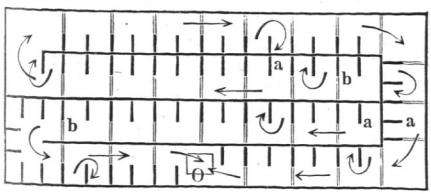
Ueber die Anordnung der Wurf- und Vertheilungsleiſten auf dieſen Sieben giebt die Fig. 338 Aufſchluß, welche ein Schrotſieb darſtellt. Das durch das Einfallrohr E von oben zugeführte Schrot wird durch die angegebenen Wurfleiſten a und Vertheilungsleiſten b in der durch die Pfeile angedeuteten Art in zwei parallelen Strömen über das Drahtſieb nach dem Ende B hin bewegt, um dort einer Umkehr und Rückführung nach dem Einlaufende A zu unterliegen, ſo daß der Rückhalt bei $C\,C$ abgeführt werden kann. Ein daſelbſt angebrachtes gröberes Drahtſieb kann hierbei verwendet werden, um größere Körner vom Rückhalte abzuſondern. Aus leicht erſichtlichen Gründen ſind die Vertheilungsleiſten b über die ganze Siebbreite gehend angeordnet, während die Wurfleiſten a nur in der halben Breite der betreffenden Canäle ausgeführt ſein dürfen, wenn ſie die vorſtehend erläuterte Wirkung ausüben ſollen.

Fig. 338.



Um den durch ein derartiges Sieb in ſeiner ganzen Fläche hindurchfallenden Stoff nach einer Oeffnung zu bringen, welche ihn einem darunter liegenden ähnlichen Siebe zuführt, kann man unter dem Siebe einen ebenfalls mit Wurf- und Vertheilungsleiſten beſetzten Blindboden, d. h. einen ohne Siebdurchbrechungen aus Blech oder Holz hergeſtellten Boden anbringen. Aus der Fig. 339, welche einen ſolchen Blindboden andeutet, erkennt man mit Rückſicht auf die beigeſetzten Pfeile nach dem Vorangegangenen die Art der Beförderung aller auf die Fläche fallenden Theilchen nach der Abzugsöffnung O.

Fig. 339.



Die vorſtehende Unterſuchung läßt erkennen, daß durch die hier gewählte ſinnreiche Einrichtung die Maſſe nicht nur auf einem ſehr langen Wege über das Sieb geſchleift, ihr alſo vielfache Gelegenheit zum Durchfallen geboten wird, ſondern daß auch jedes gewaltſame Durchſchleudern dabei vermieden iſt, welches die Reinheit des erzeugten Productes beeinträchtigen könnte. Die über dieſe noch neue Maſchine bekannt gewordenen Urtheile ſprechen ſich demgemäß ſehr günſtig in Betreff der Menge und Beſchaffenheit des erlangten Siebgutes aus.

I. Sichter ungetheilt für einerlei Sichtgut	II. Sichter einmal getheilt für zweierlei Sichtgut	III. Sichter zweimal getheilt für dreierlei Sichtgut
a. Entw. zum Schroten (80 Ctr.)	a. Entw. zum Schroten und Schroten (40 Ctr.) (40 Ctr.)	a. Entw. zum Schroten und Schroten und Schroten (26 Ctr.) (26 Ctr.) (26 Ctr.)
b. oder zum Auflösen (30 Ctr. Gries)	b. oder zum Schroten und Auflösen (40 Ctr.) (15 Ctr. Gries)	b. oder zum Schroten und Schroten und Auflösen (26 Ctr.) (26 Ctr.) (15 Ctr. Gries)
c. „ „ Ausmahlen (16 Ctr. Dunst)	c. „ „ Schroten und Ausmahlen (40 Ctr.) (8 Ctr. Dunst)	c. „ „ Schroten und Schroten und Ausmahlen (26 Ctr.) (26 Ctr.) (5 Ctr. Dunst)
	d. „ „ Auflösen und Auflösen (15 Ctr. Gries) (15 Ctr. Gries)	d. „ „ Schroten und Auflösen und Auflösen (26 Ctr.) (10 Ctr. Gries) (10 Ctr. Gries)
	e. „ „ Auflösen und Ausmahlen (15 Ctr. Gries) (8 Ctr. Dunst)	e. „ „ Schroten und Auflösen und Ausmahlen (26 Ctr.) (10 Ctr. Gries) (5 Ctr. Dunst)
	f. „ „ Ausmahlen u. Ausmahlen (8 Ctr. Dunst) (8 Ctr. Dunst)	f. „ „ Schroten und Ausmahlen und Ausmahlen (26 Ctr.) (5 Ctr. Dunst) (5 Ctr. Dunst)
		g. „ „ Auflösen und Auflösen und Auflösen (10 Ctr. Gries) (10 Ctr. Gries) (10 Ctr. Gries)
		h. „ „ Auflösen und Auflösen und Ausmahlen (10 Ctr. Gries) (10 Ctr. Gries) (5 Ctr. Dunst)
		i. „ „ Auflösen und Ausmahlen und Ausmahlen (10 Ctr. Gries) (5 Ctr. Dunst) (5 Ctr. Dunst)
		k. „ „ Ausmahlen u. Ausmahlen u. Ausmahlen (5 Ctr. Dunst) (5 Ctr. Dunst) (5 Ctr. Dunst)

In Betreff der Einrichtung der Maſchine, Fig. 332, kann noch angeführt werden, daß die den Siebrahmen in kreiſende Bewegung verſetzende Axe *D*, welche durch einen halbverſchränkten Riemen *R* von einer wagerechten Vorgelegswelle *V* ihren Betrieb empfängt, ein Schwungrad *S* trägt, welches zur Ausgleichung der ſchwingenden Maſſe des Siebrahmens mit einem hinreichend ſchweren, dem Kurbelarme entgegen angebrachten Gegengewichte verſehen iſt. Zur möglichſten Vermeidung der durch die ſchnelle Bewegung veranlaßten Erſchütterungen iſt auf die gute Ausgleichung der Maſſen ganz beſonderes Gewicht zu legen. Der die Siebe aufnehmende Rahmen *A* iſt mit der Einlaufrinne *E* durch einen nachgiebigen Schlauch verbunden; ähnliche Schläuche führen von den einzelnen Abzugsöffnungen der Siebe nach dem durch die Ständer *T* getragenen Kaſten *K*, der unten die Stutzen trägt, an welche die zur Aufnahme der einzelnen Sorten dienenden Säcke gehängt werden. Es liegt auf der Hand, daß man in derſelben Maſchine die Siebe durch andere von beliebiger Feinheit erſetzen und daß man auch die Zufuhr der Maſſe nach den einzelnen Sieben ganz nach dem jeweiligen Bedürfniſſe verändern kann. In Folge dieſer Eigenſchaften und wegen der großen Siebfläche, welche bei der geringen Höhe eines Siebes (4 cm) in dem Rahmen untergebracht werden kann, läßt ſich der in Mühlen für die Sichtemaſchinen erforderliche Raum ganz erheblich herabmindern.

In Betreff der Leiſtungsfähigkeit dieſer Maſchinen kann die auf voriger Seite ſtehende Tabelle der ausführenden Maſchinenfabrik von G. Luther in Braunſchweig zum Anhalt dienen, wobei bemerkt werden mag, daß hierbei ein Unterſchied gemacht iſt, je nachdem die Siebe dazu dienen ſollen, um aus dem von dem Mahlgange kommenden erſten Schrote die Grieſe abzuſondern, oder ob ſie das durch ſogenanntes Auflöſen dieſer Grieſe, d. h. zweites Vermahlen derſelben, gewonnene Gut in Mehl und Dunſt zu ſondern haben, oder endlich ob ſie dazu verwendet werden, um aus dem durch Ausmahlen dieſes Dunſtes erhaltenen Gute das Mehl zu ſondern.

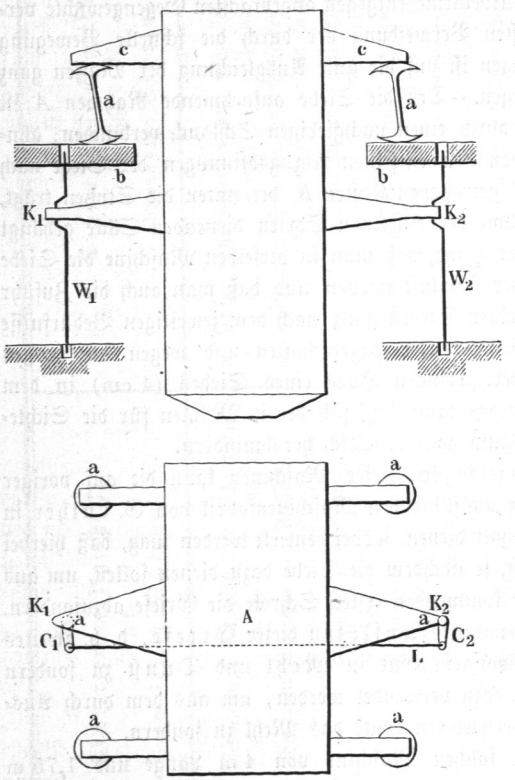
Der Kraftbedarf einer ſolchen Maſchine von 4 m Länge und 1,75 m Breite wird bei 200 Umdrehungen in der Minute zu 2 Pfkr. angegeben, die Länge der treibenden Kurbel ſchwankt zwiſchen 40 und 60 mm.

Kreiselrätter. Auch den für die Aufbereitung der Erze und Kohlen §. 101
dienenden Rättern hat man eine kreiſende Bewegung derart gegeben, daß alle Punkte des Siebrahmens in derſelben Weiſe wie bei dem vorbeſprochenen Haggenmacher'ſchen Planſiebe in gleichen Horizontalkreiſen ſich bewegen. Man verwendet hierbei ebenfalls mehrere ebene Siebe über einander in demſelben Rahmen, giebt aber den Sieben behufs der Beförderung des Siebgutes wegen der fehlenden Wurfleiſten eine Neigung ähnlich wie bei den Rüttelſieben. Es gehören hierher insbeſondere die Kreiſelrätter von

Klönne und die Karlik'ſchen Pendelrätter, welche im Nachfolgenden kurz beſprochen werden mögen.

Bei dem Klönne'ſchen Kreiſelrätter[1]) wird der die ebenen Siebe enthaltende Rahmen *A*, Fig. 340, durch vier an den Ecken angebrachte Stützen *a* getragen, welche oben und unten durch Kugelflächen von einem Durchmeſſer gleich der Länge der Stützen begrenzt ſind. Dieſe Stützen, welche unterhalb auf die feſten Platten *b* geſtellt ſind, und auf welchen der Siebrahmen mittelſt der Anſätze *c* ruht, nehmen bei der gedachten kreiſenden Bewegung des Rahmens eine pendelnde Bewegung an, wobei die Widerſtände an den beiden Stützflächen nur in der geringen wälzenden Reibung der Kugelflächen beſtehen; dieſe Stützen verhalten ſich ganz ſo wie volle Kugeln, auf welche man den Rahmen gelegt hätte. Es iſt erſichtlich, daß die zur Wirkung kommende Berührungs- oder Wälzfläche oben wie unten durch eine Kreislinie begrenzt iſt, deren Durchmeſſer mit der Länge der Kurbel übereinſtimmt, durch welche die kreiſende Bewegung des Rahmens erzeugt wird.

Fig. 340.



Die kreiſende Bewegung hat man hierbei dem Siebrahmen in verſchiedener Weiſe mitgetheilt. So hat man wohl drei gleich lange, parallel zu einander auf ihren ſenkrechten Axen angebrachte Kurbeln angeordnet, deren Zapfen ihre Lager an dem Rahmen finden. Da die drei Kurbelwellen nicht in derſelben Ebene, ſondern in den Ecken eines Dreiecks aufgeſtellt

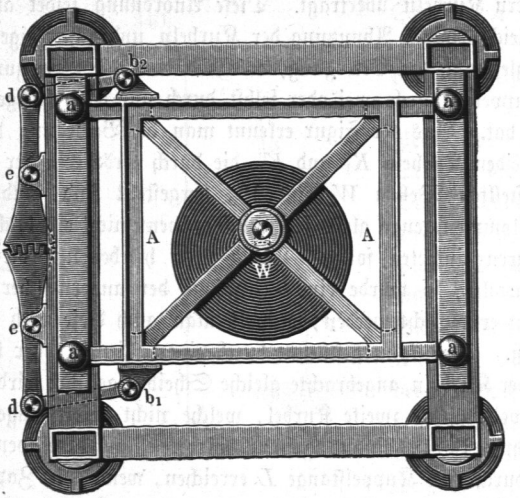
[1]) R. Lamprecht, Die Kohlen-Aufbereitung, Leipzig 1888.

ſind, ſo treten eigentliche Todtlagen dieſes Getriebes nicht auf, und es genügt, die eine Kurbelwelle in Umdrehung zu ſetzen; der Siebrahmen ſelbſt wirkt dann in gewiſſem Sinne als die Kuppelſtange, welche die Bewegung auf die beiden andern Kurbeln überträgt. Dieſe Anordnung leidet an dem Uebelſtande ungleichförmiger Abnutzung der Kurbeln und ſchwieriger Aufſtellung ſowie Ausgleichung der Bewegung, weshalb man die Bewegung des Siebrahmens entweder durch zwei oder ſelbſt durch nur eine einzige Kurbel vorgenommen hat. Aus der Figur erkennt man die Bewegung des Rahmens durch die beiden Kurbeln K_1 und K_2, die durch Kröpfung der beiden genau parallel geſtellten Wellen W_1 und W_2 hergeſtellt ſind, und deren Armlängen vollkommen genau gleich ſein müſſen, wenn nicht erhebliche Preſſungen in den Lagern eintreten ſollen. Wenn man hierbei nur die eine Kurbel umdrehen wollte, ſo würde eine Mitnahme der andern über die Todtlage hinaus nicht ermöglicht werden, weshalb man auch dieſe noch beſonders antreiben muß. Dies kann geſchehen durch einen Riemen, der über zwei auf den Axen der Kurbeln angebrachte gleiche Scheiben geführt wird, bezw. durch ein Seil, wodurch die zweite Kurbel, welche nicht direct angetrieben wird, über die todten Punkte hinaus geführt wird. Man kann denſelben Zweck aber auch durch eine Kuppelſtange L erreichen, welche die Zapfen von zwei andern Kurbeln, C_1 und C_2, verbindet, die auf den Kurbelwellen abweichend von den Triebkurbeln und parallel zu einander angebracht ſind. Man pflegt dieſe Kurbeln, welche ebenfalls genau gleiche Länge haben müſſen, in der Regel rechtwinkelig zu den Triebkurbeln des Rahmens zu ſtellen und ihnen dieſelbe Länge wie dieſen zu geben, obwohl dieſe Bedingung nicht nothwendig erfüllt ſein muß.

In welcher Art man den Betrieb des Rahmens auch mit einer einzigen Kurbel ermöglichen kann, iſt aus Fig. 341 (a. f. S.) erſichtlich. Die ſtehende Welle W iſt hier in der Mitte des Siebrahmens A aufgeſtellt, deſſen Siebe ſie durchſetzt, und von denen ſie durch eine umgebende Blechhülſe getrennt iſt, die das Durchfallen des Siebgutes durch die Oeffnung um die Welle herum verhindert. Das obere Ende dieſer Welle trägt die treibende Kurbel, deren Zapfen ſein Lager in dem Deckel des Siebrahmens findet. Damit nun alle Punkte des durch die Kugelpendel a geſtützten Rahmens gleiche kreisförmige Bahnen, wie der Kurbelzapfen, beſchreiben, ſind noch zwei Punkte, b_1 und b_2, des Rahmens in irgend einer Art zwangläufig zu führen. Bei der durch die Figur dargeſtellten Anordnung geſchieht dieſe Führung durch die beiden Balanciers oder doppelarmigen Hebel $c\,d$, welche um die am Geſtell feſten Zapfen e ſchwingen, und deren Enden d durch Gelenkſtangen $d\,b$ mit dem Rahmen verbunden ſind, während die andern Enden c durch zwei Zahnſectoren mit einander in Verbindung gebracht oder ſo angeordnet ſind, daß ſie ſich in geringem Maße in einander ſchieben

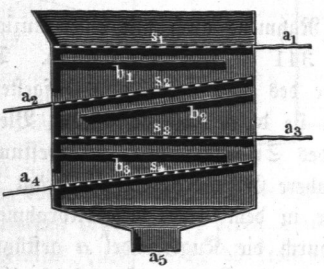
können. Dieſe einaxigen Rätter bezeichnet man wohl als Spindelrätter.

Fig. 341.



In welcher Weiſe die einzelnen Siebe in dem Rahmen angebracht werden können, iſt aus Fig. 342 erſichtlich, in welcher s die abwechſelnd nach entgegengeſetzten Seiten abfallenden Siebe und b die darunter befindlichen Blindböden vorſtellen, ſo daß die einzelnen Poſten bei $a_1\, a_2\, a_3\, a_4$ und a_5 aus dem Rätter heraustreten.

Fig. 342.



Für die Geſchwindigkeitsverhältniſſe dieſer Kreiſelrätter giebt unſere Quelle an, daß der Durchmeſſer des Siebkreiſes paſſend zu 0,1 m und die Umdrehungszahl der Kurbel zu etwa 150 in der Minute anzunehmen iſt.

Setzt man allgemein den Halbmeſſer der Kurbel gleich r, die Umfangsgeſchwindigkeit im Kurbelkreiſe ſowie in jedem andern Punkte des Rahmens gleich v, ſo hat man für ein Maſſenſtück vom Gewichte G die Größe der Fliehkraft durch $C = G\,\frac{v^2}{r\,g}$ ausgedrückt, wenn $g = 9{,}81$ m die Beſchleunigung der Schwere bedeutet. Iſt nun etwa φ der Winkel, unter welchem man ein Schurrſieb aufzuſtellen hat, damit das Herabgleiten der Maſſe auf demſelben ſtattfinde, d. h. iſt $tg\,\varphi = f$ der zugehörige Reibungswinkel, ſo

hat man die Größe der Reibung zu fG, und man hat daher eine ſolche Geſchwindigkeit v zu wählen, daß die erzeugte Fliehkraft die Größe dieſer Reibung übertrifft. Für den Fall der Gleichheit beider Kräfte erhält man aus der Gleichung $fG = G\frac{v^2}{rg}$ die Umfangsgeſchwindigkeit $v = \sqrt{fgr}$, und hieraus die Umdrehungszahl in der Minute zu

$$n = \frac{60 . v}{2\pi r} = \frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{fg}{r}}.$$

Lamprecht giebt an, man ſolle die Umdrehungszahl 1,25 mal größer nehmen und könne für Kohlen einen Reibungswerth von $tg . 37^0 = 0{,}754$ vorausſetzen. Hiernach ergiebt ſich für $r = 0{,}05$ m die Umdrehungszahl zu

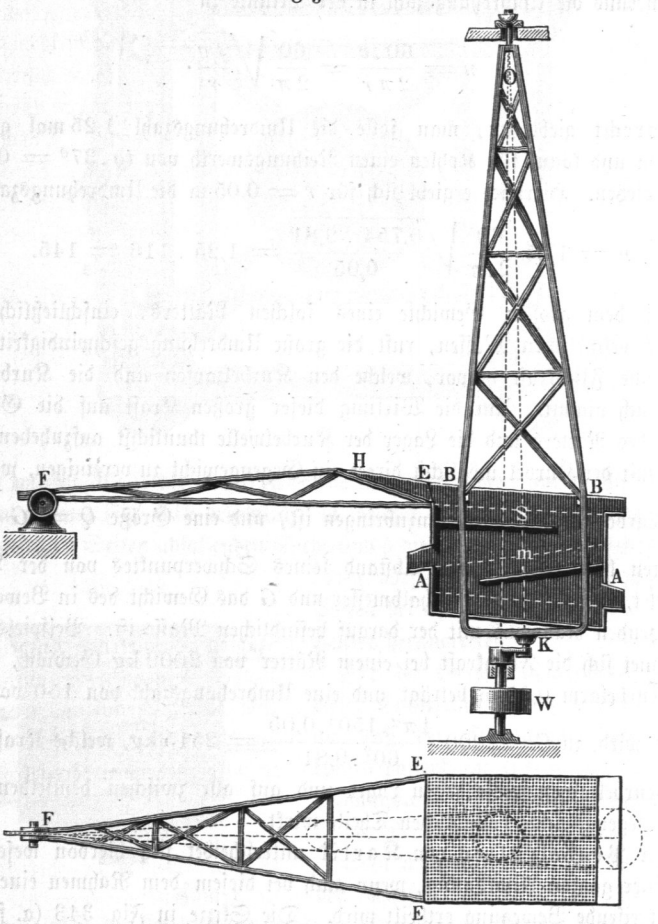
$$n = 1{,}25\,\frac{60}{2 . \pi}\sqrt{\frac{0{,}754 . 9{,}81}{0{,}05}} = 1{,}25 . 116 = 145.$$

Bei dem großen Gewichte eines ſolchen Rätters, einſchließlich der darauf befindlichen Maſſen, ruft die große Umdrehungsgeſchwindigkeit eine erhebliche Fliehkraft hervor, welche den Kurbelzapfen und die Kurbel in Anſpruch nimmt. Um die Wirkung dieſer großen Kraft auf die Geſtelltheile des Rätters und die Lager der Kurbelwelle thunlichſt aufzuheben, hat man mit der Kurbel möglichſt direct ein Gegengewicht zu vereinigen, welches der Kurbel entgegengeſetzt anzubringen iſt, und eine Größe $Q = G\frac{a}{r}$ zu erhalten hat, wenn a den Abſtand ſeines Schwerpunktes von der Welle bedeutet, wenn r der Kurbelhalbmeſſer und G das Gewicht des in Bewegung zu ſetzenden Rahmens mit der darauf befindlichen Maſſe iſt. Beiſpielsweiſe berechnet ſich die Fliehkraft bei einem Rätter von 2000 kg Gewicht, wenn der Kurbelarm 0,05 m beträgt und eine Umdrehungszahl von 150 vorausgeſetzt wird, zu $C = 2000\,\frac{4\pi^2 . 150^2 . 0{,}05}{60^2 . 9{,}81} = 2515$ kg, welche Kraft auf den Kurbelzapfen ſowie deſſen Lager und auf alle zwiſchen demſelben und dem Gegengewichte befindlichen Theile wirkt.

Der Pendelrätter von Karlik unterſcheidet ſich hiervon weſentlich in ſeiner ganzen Anordnung, wenn auch bei dieſem dem Rahmen eine ähnliche kreiſende Bewegung ertheilt wird. Die Skizze in Fig. 343 (a. f. S.) verdeutlicht die Anordnung dieſes Rätters. Der die einzelnen über einander geneigt angebrachten Siebe aufnehmende Rahmen A iſt durch vier in dem Punkte O zuſammenlaufende Hängſtangen OB bei O mittelſt eines Kugelzapfens in einem feſten Lager aufgehängt, welches entweder im Dachgeſperr des betreffenden Gebäudes befeſtigt iſt, oder das durch ein beſonderes pyramidenförmiges Geſtell aus Eiſenſtäben getragen wird. Eine ſenkrecht unter

dieſem Kopflager aufgeſtellte ſtehende Kurbelwelle W greift mit dem Zapfen K ihrer Kurbel den Boden des Siebrahmens an, welcher hierdurch veranlaßt wird, bei der Umdrehung der Kurbel dieſer zu folgen. Damit nun aber das ganze Gehänge hierdurch nicht in eine Umdrehung um die verticale Mittel-

Fig. 343.



linie OK gerathe, iſt an dem Rahmen ein wagerechter Arm EF angebracht, deſſen freies Ende bei F auf einer Rollenbahn geführt wird. Hiernach ergiebt ſich, daß die Bewegung des Rätters eine ſolche iſt, vermöge deren die in der geometriſchen Mittellinie OK gelegenen Punkte ſämmtlich Kreisbahnen durchlaufen, deren Halbmeſſer von der Größe r des Kurbelarms

in K allmählich bis zu Null in O abnimmt. Alle übrigen Punkte des Rahmens und des Arms EF bewegen ſich in ellipſenähnlichen Curven, welche von der Kreisform in der Mittellinie OK um ſo mehr abweichen und ſich um ſo mehr der geraden Linie nähern, je näher der betreffende Punkt der Geradführung in F gelegen iſt. Bei hinreichender Höhe OK des Kopflagers und Entfernung AF der Führungsrolle F wird ein weſentlicher Unterſchied zwiſchen den Bahnen der einzelnen Punkte des eigentlichen Siebrahmens A nicht vorhanden ſein, ſo daß man für die Siebe hinreichend genau eine Kreisbahn wird annehmen dürfen, wie ſie dem in der Mitte des Rahmens befindlichen Punkte m der Mittellinie OK zukommt. Durch dieſe Bewegung erfolgt das Sieben und die Beförderung der Maſſe entlang den Sieben ganz in derſelben Weiſe wie bei dem vorbeſprochenen Kreiſelrätter, wobei zu bemerken iſt, daß die Zuführung des Siebgutes von einem auf dem wagrechten Arme angebrachten Eintragſchuh H aus erfolgt.

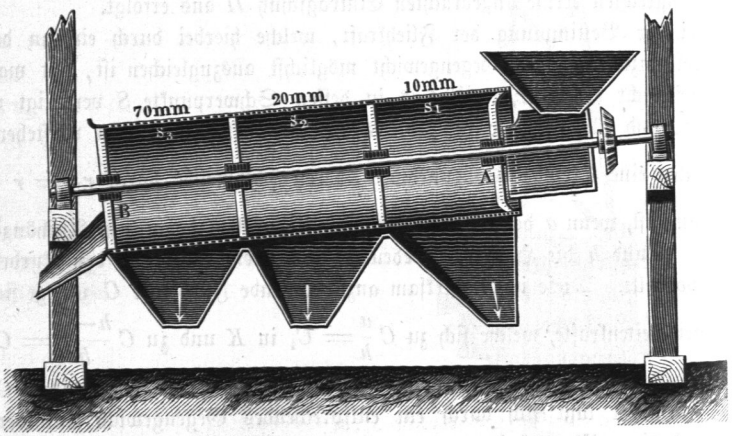
Bei der Beſtimmung der Fliehkraft, welche hierbei durch ein an der Kurbel anzubringendes Gegengewicht möglichſt auszugleichen iſt, hat man das Gewicht des ganzen Rätters in deſſen Schwerpunkte S vereinigt zu denken, und für die Bewegung dieſes Schwerpunktes nach dem vorſtehend Geſagten eine Kreisbahn anzunehmen, deren Halbmeſſer durch $r_1 = r\,\frac{a}{h}$ beſtimmt iſt, wenn a den Abſtand des Schwerpunktes S von dem Aufhängepunkte O und h die Höhe OK bedeutet, und wenn wieder r den Kurbelarm vorſtellt. Dieſe in S wirkſam anzunehmende Fliehkraft C zerlegt ſich in zwei Seitenkräfte, welche ſich zu $C\,\frac{a}{h} = C_1$ in K und zu $C\,\frac{h-a}{h} = C_2$ in O beſtimmen. Nur der auf den Kurbelzapfen K wirkende Antheil C_1 der Fliehkraft läßt ſich durch ein entſprechendes Gegengewicht aufheben, während die auf den Aufhängepunkt O wirkende Kraft C_2 auf das tragende Geſtell wirkt, deſſen Widerſtandsfähigkeit hiernach zu bemeſſen iſt. Ueber die Einzelheiten und Leiſtungen dieſes und des vorhergehenden Kreiſelrätters iſt unſere Quelle [1]) nachzuſehen.

Trommelsiebe. Wenn man dem Siebe eine cylindriſche oder kegelförmige Geſtalt giebt und daſſelbe durch mehrere Armſterne mit einer Axe verbindet, ſo erhält man eine Siebtrommel, welche bei ihrer gleichmäßigen Umdrehung die Trennung des an dem einen Ende bei A, Fig. 344 (a. f. S.), eingetragenen Gutes bewirkt, derart, daß der nicht durch die Maſchen im Umfange hindurchgefallene Rückhalt an dem andern Ende B aus der Trommel heraustritt. Damit hierbei eine Bewegung des Gutes in der §. 102.

[1]) R. Lamprecht, Kohlen-Aufbereitung.

Axenrichtung erfolgt, giebt man der Axe der Trommel eine geringe Neigung von etwa 3 bis 5 Grad gegen den Horizont. In welcher Art hierbei die Bewegung des Gutes durch die Trommel erzielt wird, und wie überhaupt der Vorgang innerhalb der Siebtrommel zu beurtheilen iſt, erkennt man leicht. Während die in die Trommel eingebrachte Maſſe bei dem Stillſtande der erſteren durch eine horizontale Ebene begrenzt iſt, ſo nimmt dieſe Oberfläche eine gegen den Horizont geneigte Richtung an, ſobald die Trommel in Umdrehung geſetzt wird, indem vermöge der Reibung ein Emporheben der Maſſentheilchen ſtattfindet. Dieſe Hebung dauert ſo lange, als die Neigung der Oberfläche gegen den Horizont dem Böſchungswinkel der Maſſe noch nicht gleich iſt; ſobald jedoch der letztere Betrag erreicht iſt, findet ein Herabſchurren des Siebgutes ſtatt, welches wegen der ſtetigen Drehung der

Fig. 344.



Trommel ununterbrochen und zwar mit derſelben Geſchwindigkeit erfolgen muß, mit welcher der Trommelumfang ſich dreht. Es werden daher fortwährend einzelne Theile der Maſſe im Aufſteigen und andere im Herabgleiten begriffen ſein, und es iſt erſichtlich, daß das Herabgleiten an der freien Oberfläche der Maſſe erfolgen muß, während die mehr im Innern gelegenen und mit dem Siebe in Berührung ſtehenden Theilchen einer Hebung ausgeſetzt ſind. Da die Hebung in der Richtung der Trommeldrehung, alſo in den zur Axe der Trommel ſenkrechten Ebenen erfolgt, während das Herabgleiten in der Richtung der Schwerkraft, alſo in verticalen Ebenen vor ſich geht, ſo erklärt ſich hieraus die fortſchreitende Bewegung der Maſſe nach der Länge der Trommel durch die erwähnte Neigung der Axe. Der Weg jedes Theilchens iſt hiernach eine vielfach gebrochene Linie, beſtehend aus einzelnen, den jedesmaligen Hebungen entſprechenden Kreisbögen, und den

dieſe Kreisbögen verbindenden, im Allgemeinen geradlinigen Wegen bei dem Herabgleiten der Maſſe.

Man erkennt aus dieſer Betrachtung, daß die Wirkſamkeit derartiger Siebtrommeln nur gering ſein kann, inſofern nämlich eine relative Bewegung des Gutes gegen das Sieb, worauf es bei allen Siebeproceſſen in erſter Reihe ankommt, hier nur an der Stelle vorhanden iſt, wo das niedergleitende Gut auf den ihm entgegenkommenden Trommelumfang aufſchlägt. An dieſer Stelle findet auch hauptſächlich nur die Abſonderung ſtatt, da die auf dem Siebtuche liegenden, im Aufſteigen begriffenen Theilchen dieſelbe Bewegung haben wie das Sieb. Von der großen Siebfläche, die in dem Mantel der Trommel enthalten iſt, kommt daher immer nur ein ſehr kleiner Theil zur Wirkung, wobei noch der Umſtand die Wirkſamkeit beeinträchtigt, daß die Maſſe in Folge der gekrümmten Form immer in dicker Schicht zuſammengehäuft auf dem Siebe liegt, ſo daß den Theilchen hierdurch der Durchgang durch die Siebmaſchen erſchwert wird. Aus dieſem Grunde iſt es zweckmäßig, die Beſchickung nur in dünner Schicht vorzunehmen. Endlich kann man anführen, daß die ganze Oeffnung einer Siebmaſche in ihrer vollen Größe nur in der unterſten Lage dem Siebgute als Durchgangsöffnung dargeboten wird, während in irgend einer andern Stellung einer Siebmaſche nur die Horizontalprojection der Maſche als Oeffnung für das Durchfallen anzuſehen iſt. Wenn trotz dieſer Uebelſtände die Trommelſiebe dennoch eine größere Verbreitung gefunden haben, ſo iſt dies wohl hauptſächlich aus der vergleichsweiſen Einfachheit dieſer Maſchinen hinſichtlich ihres Baues und Betriebes zu erklären.

Für die Geſchwindigkeit der Drehung dieſer Trommeln läßt ſich leicht diejenige obere Grenze angeben, welche niemals erreicht werden darf, wenn nicht durch den Einfluß der Fliehkraft die Wirkſamkeit überhaupt unmöglich gemacht werden ſoll. Wenn man nämlich bei einem Halbmeſſer r der Trommel die letztere in der Minute n Umdrehungen machen läßt, ſo daß man alſo eine Umfangsgeſchwindigkeit $v = \frac{2\pi r n}{60}$ hat, ſo beſtimmt ſich die Größe der Fliehkraft für ein Maſſentheilchen, deſſen Gewicht etwa gleich G ſein möge, zu $C = G\,\frac{4\pi^2 r n^2}{3600 \,.\, g}$. Würde dieſe Fliehkraft gleich dem Eigengewichte G ſein, ſo wäre an ein Herabgleiten oder überhaupt an ein Fallen des Theilchens nicht mehr zu denken, die Maſſe würde dann ſtetig gegen den Umfang der Trommel angepreßt werden und mit der letzteren rotiren, ein Sieben alſo nicht ſtattfinden. Man erhält daher aus der Gleichung

$$G = C = G\,\frac{4\pi^2 r n^2}{3600\, g}$$

die nicht mehr zuläſſige Umdrehungszahl eines Trommelſiebes zu

$$n = \frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{r}}.$$

So würde man beiſpielsweiſe bei einem Durchmeſſer der Trommel von 0,8 m eine höchſte Umdrehungszahl von

$$n = \frac{60}{2 \cdot 3{,}14}\sqrt{\frac{9{,}81}{0.4}} = 47{,}3$$

erhalten, in Wirklichkeit nimmt man die Geſchwindigkeit weſentlich kleiner und in dem angenommenen Falle eines Durchmeſſers von 0,8 m etwa zu 30 Umdrehungen in der Minute an.

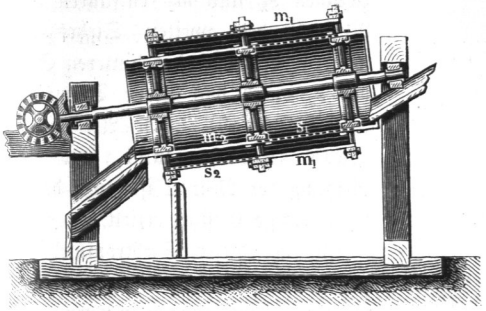
Die Neigung der Trommel gegen den Horizont bedingt die Geſchwindigkeit der Vorwärtsbewegung des Siebgutes in der Richtung der Axe; eine größere Neigung als die angegebene von drei bis fünf Grad würde eine zu ſchnelle Hindurchführung des Gutes und damit eine nicht genügende Abſonderung zur Folge haben.

Wenn man durch eine Siebtrommel eine Abſonderung in mehr als zwei verſchiedene Claſſen erzielen will, ſo kann dies dadurch geſchehen, daß man die Oberfläche der Trommel mit Sieben von verſchiedener Feinheit bezieht, in ähnlicher Art, wie dies bei den Planſieben beſprochen wurde. Die einfachſte Anordnung erhält man hierbei, wenn man nach Fig. 344 mit dem feinſten Bezug in s_1 beginnt, und die darauf folgenden Theile der Trommel in s_2 mit gröberem und in s_3 mit noch gröberem Siebe bekleidet. Hierbei geht der Rückhalt jedes Siebes unmittelbar auf das *nächſtfolgende gröbere* Sieb über, und die verſchiedenen Sorten des Durchfalls können in den unter der Trommel abgetheilten Räumen aufgefangen werden. Der Nachtheil dieſer Anordnung beſteht hier wie bei dem entſprechenden geraden Planſiebe, Fig. 326, darin, daß die feineren Siebe ſehr zu leiden haben, inſofern über dieſelben auch die gröberen Theile hinweggeführt werden müſſen. Man hat daher auch hier, wie bei den Planſieben, vielfach ſolche Anordnungen zur Verwendung gebracht, bei welchen nicht der *Rückhalt*, ſondern der *Durchfall jedes Siebes dem darauf folgenden zugeführt*, und wodurch jener gedachte Uebelſtand vermieden wird, indem jedem Siebe nur Theile zugeführt werden, die kleiner ſind, als die Maſchenweite des vorhergegangenen Siebes. Die Trommel kann in dieſem Falle aber nicht in der *geraden Form* der Fig. 344 ausgeführt werden, ſondern man erhält eine *Stufentrommel*, entſprechend dem Stufenrätter der Fig. 327.

Eine ſolche Trommel mit zwei verſchiedenen Sieben zur Erzielung von drei Kornklaſſen wird durch Fig. 345 veranſchaulicht, woraus man erſieht, daß die durch das Sieb s_1 gefallene Maſſe durch den umgebenden Mantel

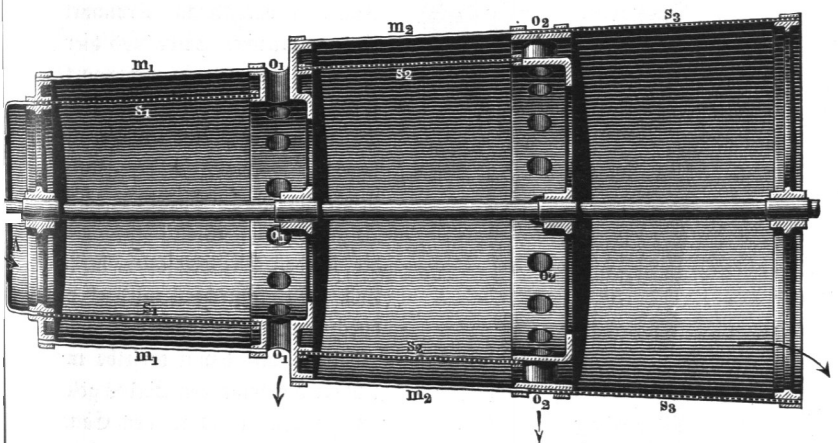
m_1 zuſammengehalten und dem darunter folgenden Siebe s_2 zugeführt wird, während der Rückhalt dieſes oberen Siebes durch den als deſſen Fortſatz angeordneten inneren Mantel m_2 am Ende der Trommel ausgetragen wird.

Fig. 345.



Wollte man in dieſer Weiſe eine größere Anzahl von Sieben in derſelben Trommel vereinigen, ſo würde man eine entſprechend größere Anzahl von in einander geſchachtelten Cylindern nöthig haben, wodurch die Ausführung ſehr unbequem werden müßte. Man pflegt daher beſſer den Rückhalt jedes Siebes vermittelſt geeigneter Durchbrechungen des Trommelmantels

Fig. 346.



unmittelbar hinter dem betreffenden Siebe auszutragen, anſtatt denſelben durch die Trommel bis an deren Ende zu führen. In Fig. 346 iſt eine derartige Stufentrommel dargeſtellt, wie ſie dem Werke Rittinger's entnommen wurde.

Die Trommel enthält hierbei die drei kegelförmig geſtalteten Siebe s_1, s_2 und s_3, von denen das vorderſte s_1 die weiteſten Oeffnungen enthält. Die bei A in das Trommelinnere eingetragene Maſſe ſondert ſich auf dieſem Siebe in den Durchfall, welcher in ſchon beſprochener Weiſe durch den Blechmantel m_1 dem folgenden feineren Siebe s_2 zugeführt wird, und in den Rückhalt, welcher durch eine Anzahl von Ausfalllöchern o_1 herausfällt,

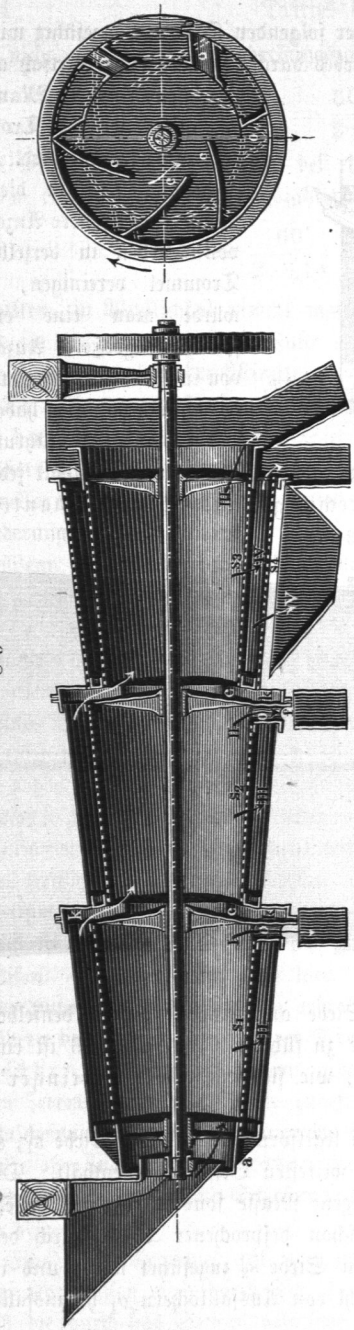


Fig. 347.

die in dem zwiſchen s_1 und m_1 eingeſetzten Ringe angebracht ſind. Ebenſolche Ausfallöcher o_2 in dem Ringe zwiſchen s_2 und m_2 entführen den Rückhalt des zweiten Siebes s_2, während derjenige des hinteren Siebes s_3 durch das offene Trommelende herausfällt. Die Axe dieſes Siebes liegt horizontal, und die Neigung der Mäntel iſt durch deren kegelförmige Geſtalt erzielt.

Um bei dieſer Siebtrommel die zunehmende Weite der auf einander folgenden Abtheilungen zu vermeiden, und bei gleicher Größe derſelben einen handlicheren Apparat zu erhalten, wendet Neuerburg die durch Fig. 347 verbildlichte Trommel an. Die ſämmtlichen Siebe ſind hier von der nämlichen Größe und von kegelförmiger Geſtalt; ſie erhalten ihre Befeſtigung auf einer wagerecht gelagerten Axe. Auch hier fällt der Rückhalt jedes Siebes durch eine Anzahl von Ausfallöffnungen o, die in den Mittelroſetten befindlich ſind. Der Durchfall wird ebenfalls durch einen Blechmantel zuſammengehalten, und damit derſelbe in das Innere des folgenden Siebes gelange, ſind in dem ringförmigen Canal k, zu welchem jede Roſette ausgebildet iſt, mehrere Schaufeln c angeordnet, welche ſo geſtellt ſind, daß ſie bei der Umdrehung der Trommel die Maſſe ſchöpfen und genügend hoch erheben, um ein Abrutſchen dieſer Maſſe in das Innere der folgenden Trommel zu ermöglichen. Da die hinterſte Abtheilung s_3 anſtatt mit einem Blechmantel mit einem beſon-

deren Siebe s_4 umgeben iſt, ſo erhält man durch dieſe Anordnung in der aus der Figur erſichtlichen Weiſe fünf verſchiedene Kornclaſſen, welche an den mit I. bis V. bezeichneten Stellen abgeführt werden. Das für dieſe Siebtrommel erforderliche Gefälle für das Siebgut iſt vermöge der den gedachten Schöpfſchaufeln zugewieſenen Hebewirkung natürlich auf den kleinſtmöglichen Betrag herabgezogen.

§. 103.

Das Spiralsieb. Eigenthümlich in ſeiner Anordnung und Wirkungsart iſt das in neuerer Zeit mehrfach zur Verwendung gekommene und günſtig beurtheilte Spiralſieb von Schmitt-Manderbach. Daſſelbe enthält in einer auf einer wagerechten Axe angebrachten Trommel eine Anzahl von Sieben von der Form ebenſo vieler concentriſcher Kreisbögen, oder auch in Form einer Spirale, woher der Name Spiralſieb[1]) ſich erklärt. Das zu ſondernde Gut wandert hier nicht, wie bei den bisher beſprochenen Trommeln in der Richtung der Axe fort, da die Axe wagerecht gelagert iſt und die Siebe cylindriſche Form haben. Der durch ein Sieb tretende Durchfall gelangt ſogleich auf das umhüllende Sieb von feinerer Maſchenweite, während der Rückhalt an einer der beiden Stirnſeiten ausgetragen wird. Die Einrichtung eines ſolchen Siebes wird durch Fig. 348 (a. f. S.) veranſchaulicht.

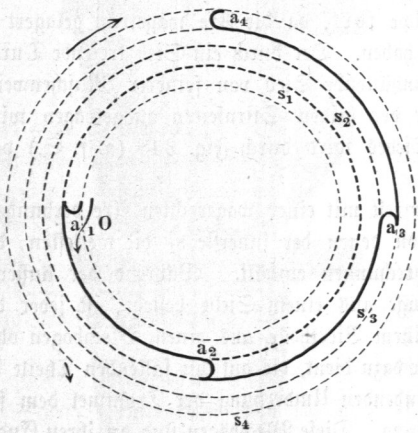
Hierin ſtellen s_1, s_2, s_3, s_4 vier feſt mit einer wagerechten Axe verbundene concentriſche Siebmäntel vor, von denen der innerſte s_1 die weiteſten, der äußerſte s_4 die engſten Durchbrechungen enthält. Während der äußerſte Mantel in ſeinem ganzen Umfange aus einem Siebe beſteht, iſt jeder der drei inneren Mäntel zu etwa einem Viertheile aus einem Blechbogen ohne Durchbrechungen gebildet, welcher dazu dient, die auf ihn fallenden Theile bei der im Sinne des Pfeiles ſtattfindenden Umdrehung der Trommel dem ſich ihm anſchließenden Siebe zuzuführen. Dieſe Blechbögen ſind an ihren Enden und Vereinigungsſtellen bei a_1, a_2, a_3, a_4 derartig rinnenförmig umgebogen, daß jede dieſer Rinnen, wenn ſie in die tiefſte Lage wie a_2 gelangt iſt, die vor ihr befindliche Maſſe wie eine Schöpfſchaufel in ſich aufnimmt, und bei der weiteren aufſteigenden Bewegung durch den Quadranten $a_2 a_1$ mit ſich emporhebt. Es iſt erſichtlich, wie man die in einer ſolchen Rinne enthaltene Maſſe während der gedachten Erhebung dadurch aus der Trommel heraus befördern kann, daß man der gedachten Rinne eine gewiſſe Neigung gegen die Axe giebt, vermöge deren die in ihr befindliche Maſſe wie auf einer ſchiefen Ebene herabgleiten kann, ſobald die Rinne genügend hoch gehoben iſt. In dieſer Weiſe bewirkt man bei dem Spiralſiebe das Austragen des Rückhaltes von

[1]) Das Spiralſieb; Princip, Wirkungsweiſe und Bau deſſ. v. A. Schmitt-Manderbach.

jedem Siebe nach einer der Stirnſeiten der Trommel hin. Es erhellt, daß man, um das Austragen nach der einen oder andern Seite vorzunehmen, nur nöthig hat, der beſagten Rinne nach der betreffenden Seite hin Gefälle zu geben. Es geht hieraus auch hervor, daß das Austragen bei jedem Siebe während einer Umdrehung deſſelben einmal erfolgt, und es wird bei der durch Fig. 348 dargeſtellten Trommel, bei welcher die Austragrinnen gegen einander gleichmäßig um 90 Grad verſetzt ſind, nach je einer viertel Drehung eines der vier Siebe ſeinen Rückhalt austragen.

Denkt man ſich dieſem abſatzweiſen Austragen entſprechend auch ein abſetzendes Eintragen des Siebgutes in das innere Sieb vorgenommen, und zwar etwa zu der Zeit, wo der Blechbogen $a_2 a_1$ dieſes Siebes die tiefſte Lage hat, ſo erkennt man, wie bei einer Umdrehung der Trommel in dem Sinne des Pfeiles die eingetragene Maſſe in der ganzen Breite der Trommel, alſo in dünner Schicht, über die Fläche des innerſten Siebes hinwegkollert, wobei der Durchfall zunächſt auf den Blechbogen $a_2 a_3$ des zweiten Siebes und auf dieſes ſelbſt fällt. Der Rückhalt dagegen wird, wie ſchon bemerkt, durch die Rinne a_1 ausgetragen, ſobald dieſelbe wieder die gehörige Höhenlage erreicht hat. In der nämlichen Art findet auch der Vorgang auf den übrigen Sieben ſtatt, auch jedes dieſer Siebe vollführt ſeine Wirkung auf den ihm zugewieſenen Poſten des Siebgutes während einer Umdrehung. Hierin iſt ein weſentlicher Unterſchied dieſes Siebes und der gewöhnlichen Trommelſiebe enthalten, welcher eine vortheilhaftere Wirkung des Spiralſiebes begründet. Verfolgt man nämlich den Weg des Siebgutes in einer gewöhnlichen Siebtrommel von cylindriſcher Geſtalt und geringer Neigung gegen den Horizont, ſo findet ſich, daß ein durch die Siebtrommel hindurchgeführtes Maſſentheilchen relativ gegen die Siebfläche eine Schraubenlinie beſchreibt, welche ſo viel Umwindungen enthält, als die Trommel Umdrehungen machen muß, ehe das an einem Ende eingeführte Gut an dem andern Ende angekommen iſt. Die Anzahl dieſer Windungen hängt natürlich von der Länge der Trommel, ſowie von deren Neigung und Durchmeſſer ab, in den meiſten Fällen wird aber dieſe Zahl nicht unter fünf anzunehmen ſein. Es möge

Fig. 348.



dieſelbe allgemein durch z bezeichnet werden; die Länge der Trommel ſei l, ſo daß alſo die Ganghöhe der gedachten Schraubenlinie durch $\frac{l}{z} = h$ ausgedrückt iſt. Wenn nun m diejenige Maſſe bedeutet, welche während einer Umdrehung der Siebtrommel dieſer letzteren zugeführt wird, ſo nimmt dieſe Maſſe während ihres Durchganges durch die Trommel eine Breite ein, welche mit der Ganghöhe $h = \frac{l}{z}$ der gedachten Schraube übereinſtimmt. Dieſe Maſſe wird daher wegen der nur geringen Breite h in einer verhältnißmäßig dicken Schicht den Siebcylinder auf einem langen, aus z Schraubenwindungen beſtehenden Wege durchziehen. Anders iſt der Vorgang bei dem Spiralſiebe.

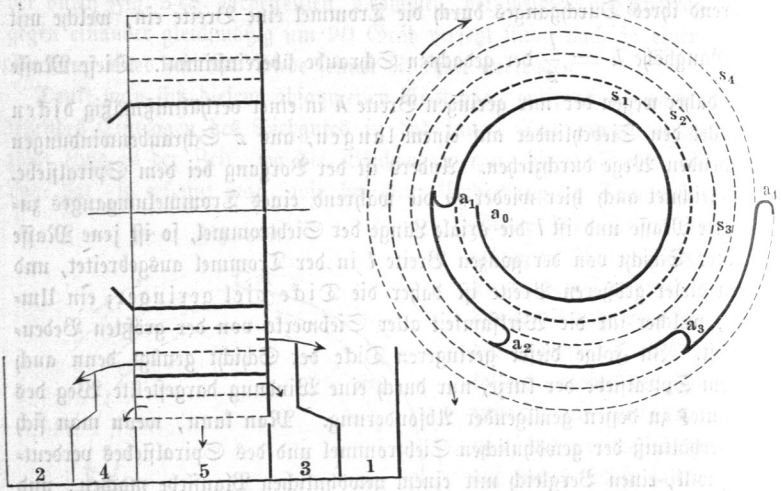
Bezeichnet auch hier wieder m die während eines Trommelumganges zugeführte Maſſe und iſt l die axiale Länge der Siebtrommel, ſo iſt jene Maſſe in einer Schicht von der ganzen Breite l in der Trommel ausgebreitet, und wegen dieſer größeren Breite iſt daher die Dicke viel geringer; ein Umſtand, welcher für die Wirkſamkeit aller Siebwerke von der größten Bedeutung iſt. In Folge dieſer geringeren Dicke der Schicht genügt denn auch bei dem Spiralſiebe der kurze, nur durch eine Windung dargeſtellte Weg des Siebgutes zu deſſen genügender Abſonderung. Man kann, wenn man ſich das Verhältniß der gewöhnlichen Siebtrommel und des Spiralſiebes verdeutlichen will, einen Vergleich mit einem gewöhnlichen Planſiebe machen, und dann entſpricht die gewöhnliche Siebtrommel einem ſehr ſchmalen und langen Planſiebe, während man das Spiralſieb als ein breites und kurzes Planſieb anſehen kann. Aus dieſer Eigenthümlichkeit des Spiralſiebes erklärt ſich zum größten Theile die vortheilhafte Wirkung deſſelben.

Anſtatt die Trommel durch eine Vereinigung von mehreren cylindriſchen Siebmänteln zu bilden, kann man die Siebe auch nach einer Spirallinie anordnen, wie aus Fig. 349 (a. f. S.) erſichtlich iſt. Der im Innern der Trommel angebrachte, aus undurchbrochenem Blech beſtehende Spiralgang $a_0 a_1$ hat dabei den Zweck, bei einer ſtetigen Zuführung des Siebgutes daſſelbe zunächſt aufzufangen, um dann die ganze, während einer Trommelumdrehung eingeführte Menge mit einem Male dem Anfange des innerſten Siebes zuzuführen, ſobald die Oeffnung zwiſchen a_0 und a_1 in die tiefſte Lage gelangt iſt. Ohne dieſe Anordnung würde bei einer ſtetigen Eintragung des Siebgutes daſſelbe nicht der ganzen Länge nach über das Sieb geführt werden, womit eine ungenügende Sonderung verbunden ſein würde.

Das hier beſprochene Spiralſieb iſt von ſeinem Erfinder, Schmitt-Manderbach, noch in verſchiedenen abweichenden Anordnungen ausgeführt, in welcher Hinſicht auf die von dem Erfinder veröffentlichte, oben angezeigte Schrift verwieſen werden muß. Es mag nur noch bemerkt werden, daß

auch eine ſolche Einrichtung gewählt werden kann, vermöge deren die Maſſe einen kürzeren oder einen längeren Weg, als einer Umdrehung entſpricht, auf dem Siebe zurücklegen kann. Auch kann man erreichen, daß das Austragen des Rückhaltes aus den mehrgedachten Rinnen erfolgen kann, während

Fig. 349.



eine ſolche Rinne, wie a_3 in Fig. 348, in der abſteigenden Bewegung begriffen iſt, zu welchem Zwecke man nur an die Austragrinne ein trompeten- oder muſchelförmiges Mundſtück anzuſetzen hat, das die aus der Austragrinne heraustretende Maſſe zwar auch in der Stellung a_2 aufnimmt, deſſen Oeffnung aber ſo geſtellt iſt, daß erſt in der Stellung a_3 ein Herausfallen der betreffenden Maſſe ſtattfinden kann.

§. 104. Auch den Siebtrommeln hat man zuweilen eine Rüttelbewegung ertheilt, um das Durchfallen der Maſſe zu befördern, doch macht man hiervon wegen der damit verbundenen Uebelſtände nur ſelten Gebrauch. Dagegen wendet man häufig zur ſteten Offenhaltung der Sieblöcher eine *Brauſe* oder ein *Spritzrohr* an, durch deſſen kleine Löcher feine Waſſerſtrahlen gegen den Umfang der Trommel treffen; auch pflegt man in vielen Fällen das Sieben *naß* vorzunehmen, in der Art, daß man die Siebtrommel mit dem unteren Theile ihres Umfanges ſo weit in Waſſer tauchen läßt, daß der in der Trommel enthaltene Stoff untergetaucht iſt. In welchem Falle ein naſſes Sieben dem trockenen vorzuziehen iſt, hängt hauptſächlich von der Natur des zu ſondernden Gutes ab und kann hier nicht näher beſprochen werden.

Die Umdrehung der Trommelſiebe erfolgt in der Regel von einer beſonderen wagerechten Vorgelegswelle aus durch Zahnräder, welche wegen der

geneigten Lage der Trommelaxe als Kegelräder ausgeführt werden müſſen. Die Abſicht, dieſe immer mit Uebelſtänden behafteten Kegelräder zu vermeiden, iſt hauptſächlich die Urſache geweſen, anſtatt einer ſchräg liegenden cylindriſchen Trommel eine ſolche von Kegelform mit wagerecht gelagerter Axe anzuwenden, wie in Fig. 346 angegeben. Dieſe Anordnung leidet aber an dem Uebelſtande, daß die Herſtellung des Siebbezuges nicht ohne erheblichen Verluſt an dem theuren Siebzeuge möglich iſt.

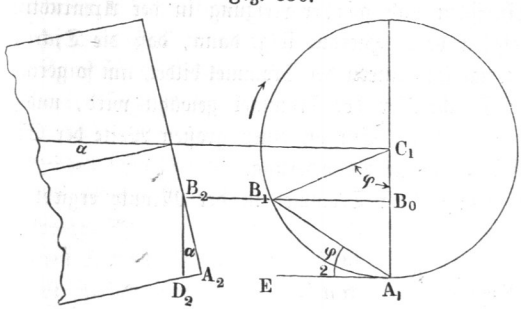
Was die Bewegung der Trommelſiebe anbetrifft, ſo pflegt man die Umfangsgeſchwindigkeit derſelben durchſchnittlich etwa zwiſchen 0,75 bis 0,9 m anzunehmen, zuweilen geht man damit jedoch bis zu 1,25 m. Die Umdrehungszahl in der Minute ſteht bei einer beſtimmten Umfangsgeſchwindigkeit natürlich im umgekehrten Verhältniſſe zu dem Durchmeſſer, ſo daß dieſe Umdrehungszahl um ſo größer ausfällt, je kleiner der Durchmeſſer gewählt wird. Bei den gewöhnlichen Langtrommeln pflegt man den Durchmeſſer derſelben meiſtens thunlichſt klein zu wählen, um an dem theuren Siebbezuge zu ſparen. Auf die Länge des Siebweges hat der Durchmeſſer keinen Einfluß, ebenſo wie auf die Zeitdauer, während welcher das Siebgut die Trommel durchzieht, dagegen iſt der Trommeldurchmeſſer von Einfluß auf die Dicke der Schicht des Siebgutes, wie aus der folgenden Ermittelung ſich ergiebt.

Die Bewegung der Maſſe in Trommelſieben läßt ſich in folgender Art beurtheilen. Bedeutet φ den Winkel $A_1 C_1 B_1$, Fig. 350, um welchen ein Maſſentheilchen bei der Umdrehung der Trommel von dieſer mitgenommen wird, bevor ein Herabgleiten erfolgt, iſt alſo

$$B_1 A_1 E = \frac{1}{2}\varphi$$

der Böſchungswinkel der Maſſe, ſo erfolgt eine derartige Erhebung in der Zeit

Fig. 350.



$\tau_1 = \frac{\varphi d}{2v}$, wenn d den Durchmeſſer und v die Umfangsgeſchwindigkeit der Trommel vorſtellt. Bei dem Herabfallen in der verticalen Ebene $B_2 D_2$ gelangt das Theilchen nach einem Punkte D_2, welcher von A_2 in der Axenrichtung um die Länge

$$A_2 D_2 = B_2 A_2 . tang\,\alpha = \frac{d}{2}(1 - cos\,\varphi)\, tang\,\alpha = w$$

entfernt iſt, wenn α den Neigungswinkel der Trommel gegen den Horizont bedeutet. Die Zeitdauer eines ſolchen Herabgleitens, welche ſich rechneriſch nicht gut genau beſtimmen läßt, möge proportional mit der Zeit τ_1 des Erhebens zu $\tau_2 = k\,\tau_1$ angenommen werden, ſo daß die ganze für eine Längsverſchiebung um w erforderliche Zeit zu $\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{\varphi\, d}{2\, v}(1 + k)$ ſich ergiebt. Demgemäß erhält man die Anzahl ſolcher Verſchiebungen für die Bewegung des Maſſentheilchens durch die ganze Länge l der Trommel zu

$$z = \frac{l}{w} = \frac{2l}{d\,(1 - \cos\varphi)\ tang\,\alpha}$$

und die für den Durchgang erforderliche Zeit zu

$$t = z\,\tau = \frac{l}{v\,tang\,\alpha}\,\frac{\varphi}{1 - \cos\varphi}\,(1 + k) = \frac{l}{v\,tang\,\alpha}\,C,$$

wenn die für eine beſtimmte Maſſe conſtante Größe $\frac{\varphi}{1 - \cos\varphi}(1 + k)$ gleich C geſetzt wird.

Man erſieht hieraus, daß die Zeit, während welcher ein Maſſentheilchen ſich im Innern der Trommel aufhält, von dem Durchmeſſer der Trommel ganz unabhängig iſt, dagegen im geraden Verhältniß zu der Länge und im umgekehrten Verhältniß zu der Neigung (Tangente des Neigungswinkels) und der Umfangsgeſchwindigkeit ſteht. Die Maſſe rückt daher in Siebtrommeln von beliebiger Weite unter ſonſt gleichen Verhältniſſen, d. h. bei gleicher Umfangsgeſchwindigkeit und gleicher Neigung in der Axenrichtung, mit derſelben Geſchwindigkeit vor. Hieraus folgt dann, daß die Dicke der Schicht, welche das Material im Innern der Trommel bildet, um ſo geringer ausfällt, je größer der Durchmeſſer der Trommel gewählt wird, und es erklärt ſich hieraus der vortheilhafte Einfluß einer großen Weite der Siebtrommeln in Bezug auf eine ſchnelle Abſonderung.

Die Anzahl der Umdrehungen der Trommel in der Minute ergiebt ſich natürlich zu

$$n = \frac{60\, v}{\pi\, d},$$

während die Anzahl der Trommelumgänge für den Durchgang eines Maſſentheilchens der ganzen Länge nach zu

$$n_1 = \frac{t\, v}{\pi\, d} = \frac{l}{\pi\, d\ tang\,\alpha}\,C$$

folgt, alſo unabhängig von der Umfangsgeſchwindigkeit v iſt.

Dagegen wurde oben gefunden, daß die Dicke der Schicht bei dem Spiralſiebe nicht von dem Durchmeſſer, ſondern von der axialen Länge

deſſelben abhängt, und da dieſe Dicke um ſo geringer ausfällt, je größer die axiale Länge oder Breite der Trommel gemacht wird, ſo kann es ſich aus dieſem Grunde nicht empfehlen, Spiraltrommeln ſchmal und von großem Durchmeſſer auszuführen, da eine ſolche Anordnung einem ſchmalen und langen Planſiebe entſprechen würde. Man wird bei der Annahme der Länge einer Spiraltrommel hauptſächlich durch die Rückſicht beſtimmt werden, daß mit zunehmender Länge die Schwierigkeit des Austragens nach dem Ende der Trommel hin wächſt.

Beutelmaschinen. Zur Abſonderung der feinen Mehltheilchen §. 105.
von den gröberen Grieſen und Dunſten, ſowie von den Kleien oder Schalen aus dem Getreideſchrot verwendet man ebenfalls Siebtrommeln, welchen man verſchiedene Einrichtung gegeben hat. In den kleinen älteren Landmühlen bediente man ſich zu der gedachten Abſonderung einer einfachen und unvollkommenen Vorrichtung, deren weſentlichſter Theil ein aus kammwollenem Zeuge gebildeter Schlauch oder Beutel war, in deſſen Inneres das Siebgut eingeführt wurde, und durch welchen es ſich, wegen der ſchrägen Lage dieſes ſtraff geſpannten Sackes und wegen der demſelben ertheilten Rüttelbewegung, der Länge nach hindurch bewegte. Hierbei hatten die feineren Theilchen Gelegenheit, durch die Oeffnungen des gazeartigen Gewebes hindurch zu fallen. Dieſe unvollkommene Vorrichtung, von welcher übrigens der Name Beutelmaſchinen für die anderen, demſelben Zwecke dienenden Maſchinen beibehalten iſt, findet heute kaum noch Anwendung und ſoll nicht weiter beſprochen werden; eine Beſchreibung findet ſich an unten angezeigten Stellen [1]).

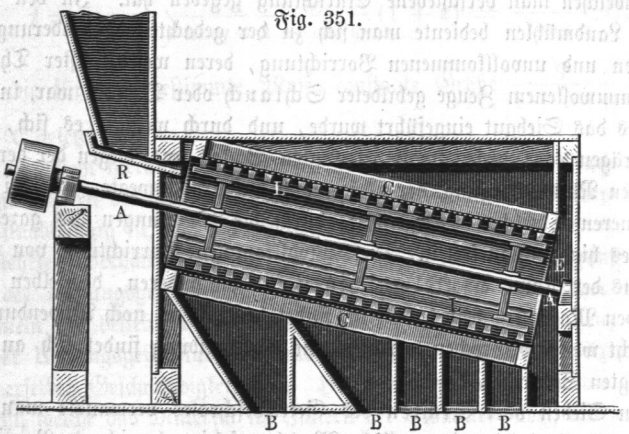
Zum Sieben oder Sichten des Getreideſchrotes verwandte man ſeiner Zeit in England die als engliſche Mehlmaſchine bezeichnete Vorrichtung, Fig. 351 (a. f. S.). Dieſelbe beſteht der Hauptſache nach aus einem ſchräg liegenden feſtgelagerten Siebcylinder C, deſſen Umfang aus einem Drahtſiebe gebildet iſt. In dieſem Cylinder dreht ſich eine concentriſch darin gelagerte Axe A, welche mittelſt einiger Armſterne acht zur Axe parallele Latten L trägt, die mit ſcharfen Bürſten aus Borſten oder ſpaniſchem Rohr beſetzt ſind. Dieſe mit erheblicher Geſchwindigkeit, 250 Umdrehungen in der Minute, bewegten Bürſten nehmen das aus dem Rüttelſchuh R am oberen Ende in die Trommel gelangende Siebgut mit ſich im Kreiſe herum, dabei alle feineren Theilchen durch die Oeffnungen des Siebmantels treibend, wobei wegen der Neigung des Cylinders die ganze Maſſe gleichzeitig nach dem unteren Ende E hin befördert wird. Der Cylinder iſt mit Drahtſieben von verſchiedener Feinheit beſpannt, derart, daß an der Eintragſtelle das

[1]) Wiebe, Die Mahlmühlen. Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre, 2. Bd.

feinſte Sieb angebracht iſt. Hierdurch erzielt man verſchiedene Mehl- und Griesſorten, welche in den Abtheilungen *B* aufgefangen werden, während der großentheils aus Schalen beſtehende Ueberſchlag aus dem offenen Ende des Siebes bei *E* heraustritt.

Dieſe Maſchinen ſind durch eine bedeutende Leiſtung ausgezeichnet; eine ſolche Maſchine von 0,5 m Durchmeſſer und 1,8 m Länge der Trommel ſoll nach Angaben von Wiebe im Stande ſein, das Mahlgut von vier ſtarken Mahlgängen vollkommen zu verarbeiten. Trotzdem haben dieſe Maſchinen ſich in die neueren Mühlen nicht einführen können, denn abgeſehen von dem großen Kraftverbrauche, welcher für eine Maſchine der angeführten Größe zu vier Pferdekraft und darüber angegeben wird, entſpricht das mit dieſen Maſchinen erzielte Mehl durchaus nicht den Anſprüchen,

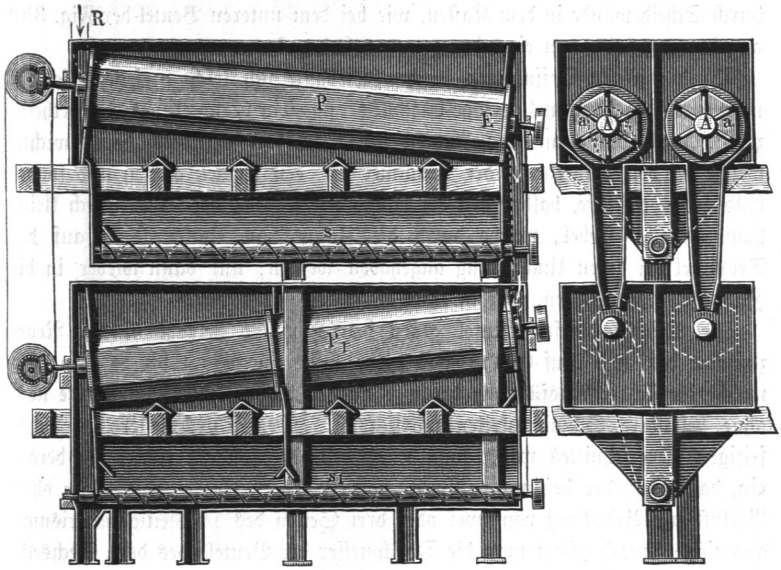
Fig. 351.



welche der verfeinerte Geſchmack an daſſelbe ſtellt. Es handelt ſich nämlich für die Erzielung eines vorzüglichen Mehles nicht nur darum, daß alle Theilchen von gleicher Größe aus dem Schrote abgeſondert werden, es iſt vielmehr ein großer Werth auf die Abſonderung der Kleien oder Schalen von den eigentlichen Mehl- oder Stärketheilchen zu legen. Es wurde ſchon bei Beſprechung des Planſichters in §. 99 angeführt, daß die dort beſprochene Maſchine gerade in dieſer Hinſicht eine ähnliche vortheilhafte Wirkung ausübe, wie ſie durch Handſieben erzielt wird, welche letztere Operation bisher immer noch das vorzüglichſte Product hat erreichen laſſen. Es iſt nun aber leicht erſichtlich, daß bei der gewaltſamen Behandlung, welcher das Sichtgut in der hier angeführten Maſchine durch die ſchnell umlaufenden Bürſten ausgeſetzt iſt, die Kleientheilchen in erheblichem Maße durch die Maſchen des Siebes hindurchgetrieben werden müſſen, wodurch die Güte des erzeugten Mehles weſentlich beeinträchtigt wird.

Aus dieſem Grunde wendet man in allen beſſeren Mahlmühlen die unter dem Namen der Beutelcylinder bekannten Maſchinen an, welche der Hauptſache nach als Siebtrommeln zu bezeichnen ſind, nur haben dieſe Trommeln trotz des dafür in der Regel gebräuchlichen Namens Cylinder keine cylindriſche Geſtalt, ſondern die Form ſechsſeitiger Prismen. In Fig. 352 iſt eine ſolche Beutelmaſchine [1]) dargeſtellt. Auf der unter drei bis fünf Grad gegen den Horizont geneigten Axe A iſt mittelſt dreier Armſterne a durch ſechs Längsplatten das ſechsſeitige Prisma P gebildet, deſſen Seitenflächen mit ſeidener Beutelgaze bezogen ſind. Das dieſem Prisma aus einem Rumpfe bei R mittelſt eines Rüttelſchuhs zugeführte Sichtgut

Fig. 352.



wird bei der Umdrehung der Trommel von dieſer zunächſt bis zu gewiſſer Höhe mit emporgenommen, worauf es auf die folgende Siebfläche ſtürzt, ſo daß eine ähnliche Wirkung wie bei den gewöhnlichen Sturzſieben erzielt wird. In Folge der geneigten Lage wird auch hier das Siebgut der Länge nach durch die Trommel geführt, ſo daß der Rückhalt an dem hinteren Ende E herausfällt. Häufig führt man den aus E austretenden Rückhalt noch durch einen zweiten Beutelcylinder P_1, welcher bei hinreichend vorhandener Höhe unmittelbar unterhalb des erſten angeordnet wird und, wie aus der Figur erſichtlich iſt, nach der entgegengeſetzten Seite abfällt. Hierdurch erzielt man

[1]) Wiebe, Die Mahlmühlen.

ein möglichſt reines Abſondern aller Mehl- und Griestheilchen aus dem Schrot, da in Folge der doppelten Beutellänge das Schrot auf einem entſprechend langen Wege Gelegenheit zum Durchfallen findet.

Die aus dem Innern der Trommel durch die Sieböffnungen austretenden Mehl- und Griestheilchen ſammeln ſich in dem den Beutel umgebenden Kaſten an, in welchem ſie durch ſchräge Seitenwände nach der Mitte hin geleitet werden, um daſelbſt einer Mehlſchnecke, d. h. einer Transportſchraube *s* zugewieſen zu werden, durch deren Umdrehung eine Beförderung der durchgeſiebten Maſſe nach der betreffenden Abfallöffnung hin erfolgt. Wenn man den Beutel mit Siebgaze von verſchiedener Feinheit bezieht, ſo erhält man hierdurch natürlich verſchieden feine Durchfälle, welche man durch Scheidewände in dem Kaſten, wie bei dem unteren Beutel der Fig. 352 angedeutet wurde, von einander getrennt halten kann.

Da die feinen Oeffnungen in der Siebgaze ſich leicht verſetzen, ſo hat man wohl der Trommel geringe Erſchütterungen in verſchiedener Art ertheilt, z. B. durch kleine auf den Armen der Sterne *a* verſchiebliche Gewichte, welche bei der Umdrehung der Trommel auf den Armen gleiten und ſonach bald gegen die Axe, bald gegen die Längslatte ſtoßen, oder auch durch kleine hammerartige Hebel, welche durch die Zähne von Zackenrädern auf der Trommel bei deren Umdrehung angehoben werden, um dann wieder in die Zahnlücken einzufallen, oder in einer ſonſt geeigneten Art.

Die Neigung dieſer Beutel gegen den Horizont beträgt in der Regel zwiſchen drei und fünf Grad; man giebt ihnen eine Länge bis zu 6 m, für welche die ſichere Ausführung der nur an den Enden unterſtützten Axe noch ohne beſondere Schwierigkeiten möglich iſt. Den Durchmeſſer des ſechsſeitigen Querſchnittes wählt man nicht beliebig, ſondern richtet ihn derart ein, daß die in der beſtimmten Breite von 0,84 oder 1 m erzeugte Gaze ohne Verluſt zur Bedeckung von zwei oder drei Seiten des ſechsſeitigen Prismas ausreicht; danach pflegt man die Durchmeſſer der Beutel (des dem Sechsecke umſchriebenen Kreiſes) in der Regel 0,63 oder 0,84 oder 1 m groß zu wählen. Die Umdrehungszahl dieſer Trommeln beträgt in der Regel zwiſchen 25 und 30 in der Minute; eine größere Geſchwindigkeit würde ſchon wegen der dann hinderlich auftretenden Fliehkraft unthunlich ſein, wie in §. 102 bereits beſprochen wurde. Da die Leiſtung dieſer Maſchinen für jede Einheit der in ihnen zur Verwendung gebrachten Siebfläche nur ſehr gering iſt, ſo ſind in größeren Mahlmühlen derartige Beutel in beträchtlicher Zahl erforderlich; nach Wiebe ſoll man für einen Mahlgang durchſchnittlich 15 bis 20 qm Beutelfläche und bei einem mit Luftabſaugung arbeitenden, durch eine große Betriebskraft bewegten Mahlgange ſogar bis zu 30 qm Beutelfläche rechnen. Zur Herſtellung dieſer großen Beutelflächen hat man daher die Anordnung von vielen einzelnen Beutelmaſchinen nöthig,

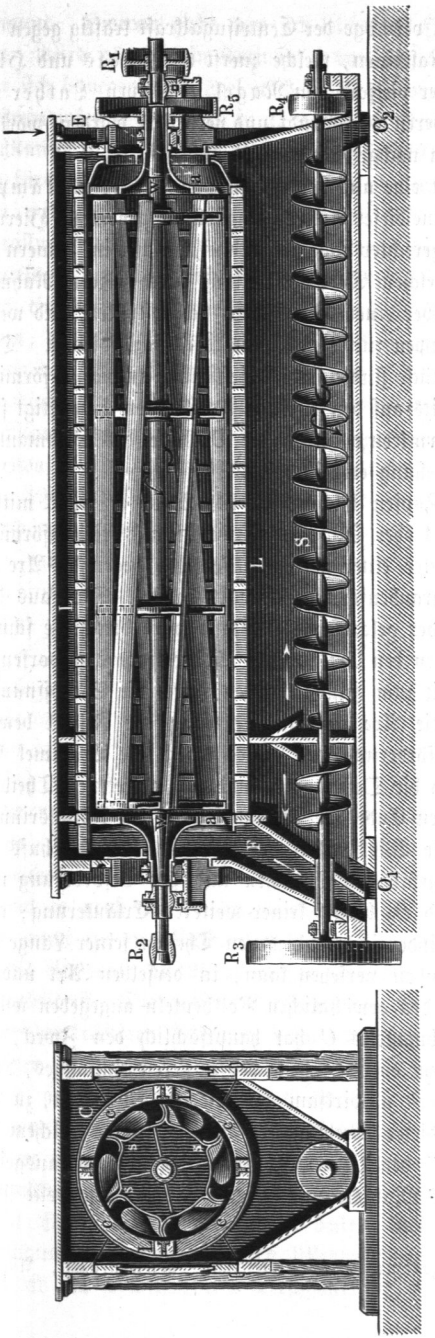


Fig. 353.

und es iſt in der Mühle ein entſprechend großer Raum für die Beutlerei vorzuſehen. Die Betriebskraft für dieſe Beutel iſt wegen deren geringer Geſchwindigkeit nur klein; nach Wiebe ſoll man dafür nur 0,01 *l* bis 0,02 *l* Pferdekraft rechnen, wenn *l* die Länge des Beutels in Fußen bedeutet, ſo daß man alſo mit einer Pferdekraft Beutel von im Ganzen 50 bis 100 Fuß gleich 16 bis 32 m betreiben kann.

Während bei den vorſtehend beſprochenen Beutelmaſchinen, den ſogenannten Rollbeuteln, nur der untere Theil des Bezuges zur Wirkung kommt, weshalb ſo beträchtliche Siebflächen bei dieſen Maſchinen zur Anwendung gebracht werden müſſen, wird bei den in der neueren Zeit mehrfach zur Anwendung gebrachten ſogenannten Centrifugalſichtmaſchinen eine bedeutend größere Leiſtung dadurch erzielt, daß bei denſelben der ganze Umfang der Trommel fortwährend eine abſondernde Wirkung ausübt. Dies wird dadurch erreicht, daß man in dieſen Maſchinen das abzuſiebende Gut durch eine ſehr ſchnell ſich umdrehende Flügelwelle, die in der Axe

der Siebtrommel gelagert iſt, vermöge der Centrifugalkraft kräftig gegen den Siebmantel wirft. Dieſe Maſchinen, welche zuerſt von Lucas und Hüne ausgeführt wurden, ſind ſpäter vielfach von Nagel u. Kämp, Luther und Peters, von Fink und Anderen angewandt und verbeſſert worden, worüber die unten angezeigten Stellen nachgeſehen werden mögen [1]).

In Fig. 353 (a. v. S.) iſt eine aus der Fabrik von Nagel u. Kämp in Hamburg herrührende Maſchine dieſer Art zur Darſtellung gebracht. Hiernach iſt ein Kreiscylinder *C* in wagerechter Lage angeordnet, welcher im Innern mit der Siebgaze bezogen iſt, zu welchem Ende der Umfang durch hölzerne Rahmenſtücke *c* gebildet wird, die je über einen Viertelkreis ſich erſtrecken, und welche als hinreichend viele Querrippen zur Befeſtigung der Gaze dienen. Dieſe leicht auswechſelbaren Rahmſtücke finden ihre Befeſtigung an vier T-förmigen Längsſchienen *L*, die beiderſeits auf den eiſernen Armkreuzen *a* befeſtigt ſind. Die hohlen Zapfen dieſer Armkreuze bilden die Drehaxe des Siebmantels, welchem eine langſame Umdrehung ertheilt wird.

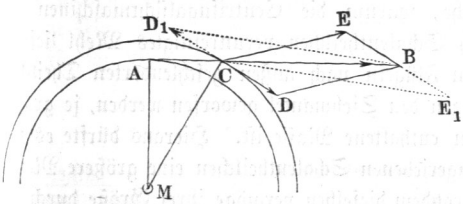
Eine durch dieſe hohlen Zapfen hindurchtretende Welle *w* trägt mittelſt eiſerner Scheiben ſechs Flügel oder Schläger *s*, welche aus rinnenförmigen Blechſtreifen beſtehen, die unter einer geringen Neigung gegen die Axe angeordnet ſind, daher eine ſchraubenförmige Geſtalt haben. Das aus dem Eintragrohr *E* in den Cylinder gelangende Sichtgut wird durch die ſchnelle Umdrehung dieſer Flügel gegen den Umfang des Sichtcylinders geworfen, ſo daß ihm ringsum Gelegenheit zum Hindurchtreten durch die Sieböffnungen geboten wird. Die gegen die Axe geneigte Stellung der Flügel bewirkt hierbei eine gleichmäßige Beförderung des Gutes durch die Trommel hindurch, ſo daß die nicht durch die Oeffnungen hindurch getretenen Theilchen als Ueberſchlag an dem andern Ende der Trommel durch die Abzugsrinne *F* entfernt werden können. Die Wirkſamkeit der Mehlſchnecke *S* behufs des Zuſammenführens der durchgefallenen Theilchen und der Beförderung nach den Abfallmündungen O_1 und O_2 bedarf keiner weiteren Erläuterung; auch iſt es klar, daß man den Cylinder in verſchiedenen Theilen ſeiner Länge mit Bezug von verſchiedener Feinheit verſehen kann, in derſelben Art und zu dem gleichen Zwecke, wie bei den gewöhnlichen Rollbeuteln angegeben wurde.

Die Umdrehung des Siebmantels *C* hat hauptſächlich den Zweck, eine Ablagerung von Mehl auf dem oberen Theile des äußeren Umfanges, durch welche dieſer Theil des Bezuges unwirkſam gemacht werden müßte, zu vermeiden, auch fällt in Folge dieſer Drehung der Winkel, unter welchem das Gut gegen das Sieb trifft, für den Beutelproceß günſtiger aus, vorausgeſetzt, daß die Drehungsrichtung des Mantels mit derjenigen der Flügelwelle über-

[1]) Ztſchr. d. V. deutſch. Ingenieure 1871 u. 1872. Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre.

einſtimmt. Hiervon giebt man ſich leicht mit Hülfe der Fig. 354 Rechenſchaft. Wird nämlich ein Korn in A von dem mit der Umfangsgeſchwindigkeit v ſich bewegenden Flügel nach außen geworfen, ſo daß daſſelbe mit dieſer Geſchwindigkeit $v = CB$ in C gegen die Siebgaze trifft, ſo wird, wenn der Mantel in C mit der Geſchwindigkeit $CD = c$ ſich bewegt, der Vorgang für das Sieben gerade ſo ſein, als ob der Mantel ſtill ſtände und das Korn mit der relativen Geſchwindigkeit $CE = w$ dagegen träfe. Der Anprallwinkel des Korns wird daher durch die gleichzeitige Bewegung des Mantels in derſelben Richtung, in welcher die Flügel ſich drehen, vergrößert. Durch eine entgegengeſetzte Umdrehung des Mantels wird dieſer Winkel verkleinert, daher der Durchgang der Theilchen erſchwert, indem bei einer Bewegung des Mantels mit der Geſchwindigkeit $c = CD_1$ die relative Geſchwindigkeit des Korns gegen den Siebmantel durch CE_1 dargeſtellt iſt. Der Mantel wird übrigens meiſtens nur mit einer mäßigen Geſchwindigkeit von etwa 30 Umdrehungen in der Minute bewegt, während man die Flügelwelle 300 bis 500 Umdrehungen und noch mehr machen läßt. Der Betrieb erfolgt bei der Maſchine der Fig. 353 mittelſt eines Riemens auf die Riemenſcheibe R_1 der Flügelwelle w, von welcher durch die Riemenſcheiben R_2 und R_3 die Schnecke S ihren Antrieb erhält, die durch die Scheiben R_4 und R_5 den Siebmantel in langſame Umdrehung verſetzt.

Fig. 354.



Die mit dieſen Centrifugalſichtmaſchinen gemachten Erfahrungen haben ergeben, daß nicht nur, wie vorauszuſehen war, die Menge des durch die Flächeneinheit Gaze zu bewältigenden Sichtgutes erheblich größer, etwa ſechsmal ſo groß wie bei den gewöhnlichen Rollbeuteln ausfällt, daß man daher unter gleichen Umſtänden weniger Siebfläche gebraucht, ſondern daß auch die Ausbeute an Mehl größer und daß das Mehl von beſſerer Beſchaffenheit iſt. Die größere Ausbeute von Mehl läßt ſich dadurch erklären, daß bei der kräftigen Wirkung, welcher das Schrot durch die ſchnell bewegten Schläger ausgeſetzt iſt, viele Mehltheilchen von den Schalen abgeſchlagen werden, ſo daß ſie nun als Mehl durch die Oeffnungen der Gaze hindurch gelangen können, während bei der Beutelung in Rollbeuteln auf eine ſolche Wirkung nicht zu rechnen iſt, daher bei denſelben die Schalen oder Kleien viel mehlreicher ſein müſſen.

Mit Bezug auf die behauptete beſſere Beſchaffenheit des durch Centrifugalſichtmaſchinen abgebeutelten Mehles mag Folgendes bemerkt werden. Mehl iſt um ſo weißer und werthvoller, d. h. um ſo höher im Preiſe, je

weniger daſſelbe Beſtandtheile der holzigen Schale oder Kleie in ſich enthält. Da nun bei dem Mahlen von Korn nicht vermieden werden kann, daß einzelne Schalentheilchen zu gleicher Feinheit wie die inneren Stärketheilchen zerrieben werden, ſo wird jede Vorrichtung, welche, wie die gewöhnlichen Rollbeutel, nur eine Abſonderung nach der Größe der Theilchen bewirkt, auch nur ein mehr oder minder durch feine Schalentheilchen verunreinigtes Mehl liefern können. Wenn dagegen die Wirkung der Abſondervorrichtung eine ſolche iſt, daß die ſpecifiſch leichteren Schalentheilchen an dem Durchgange durch die Sieböffnungen mehr oder minder behindert werden, ſo wird der Siebdurchfall von dieſen Theilchen eine geringere Menge enthalten. Es wurde ſchon oben angeführt, daß beiſpielsweiſe bei dem Handſieben eine ſolche Behinderung dadurch herbeigeführt wird, daß in Folge der dem Handſiebe ertheilten Schwingungen die leichteren Schalentheilchen an der Oberfläche der Maſſe ſich anſammeln, gewiſſermaßen auf derſelben ſchwimmen, und daher die vorzügliche Güte des durch das Handſieb erreichbaren Mehles erklärlich iſt, und daß gerade in dieſer Hinſicht die ähnliche Wirkung des Haggenmacher'ſchen Planſichters zu ſehr ſchätzbaren Reſultaten geführt hat. Die Verſchiedenheit des ſpecifiſchen Gewichtes der Schalen und Mehltheilchen iſt auch die Urſache, warum die Centrifugalſichtmaſchinen ein beſſeres, d. h. weniger durch Schalentheilchen verunreinigtes Mehl liefern, inſofern nämlich die von den Flügeln nach außen geſchleuderten Theilchen mit um ſo größerer Kraft gegen den Siebmantel geworfen werden, je größer die in gleich großen Theilchen enthaltene Maſſe iſt. Hieraus dürfte es ſich erklären, warum von den feingeriebenen Schalentheilchen eine größere Menge in dem Rückhalte verbleibt, trotzdem dieſelben vermöge ihrer Größe durch die Siebmaſchen würden gelangen können. Ebenſo iſt es erſichtlich, warum die oben erwähnten, mit Bürſten arbeitenden Mehlmaſchinen ſo ungünſtige Reſultate ergeben haben, da ſie gewaltſam alle hinreichend feinen Theilchen, ob Mehl ob Kleien, durch die Sieböffnungen hindurchtreiben; in dieſer Hinſicht iſt die Wirkungsweiſe der Centrifugalſichtmaſchinen weſentlich verſchieden von derjenigen jener mit Bürſten arbeitenden Mehlmaſchinen.

Die hier gedachte Art der Sonderung auf Grund der Verſchiedenheit des ſpecifiſchen Gewichtes, welche hier gewiſſermaßen nur beiläufig erzielt wurde, iſt der Hauptzweck einer größeren Zahl von Maſchinen, die in der Müllerei als Putzmaſchinen und bei der Aufbereitung der Erze als Setzmaſchinen bezeichnet werden, und an der betreffenden Stelle noch eingehend behandelt werden ſollen; ebenſo macht man in den ſpäter zu beſprechenden Schleudermaſchinen umfangreichen Gebrauch von der Centrifugalkraft zur Trennung verſchieden ſchwerer Stoffe von einander.

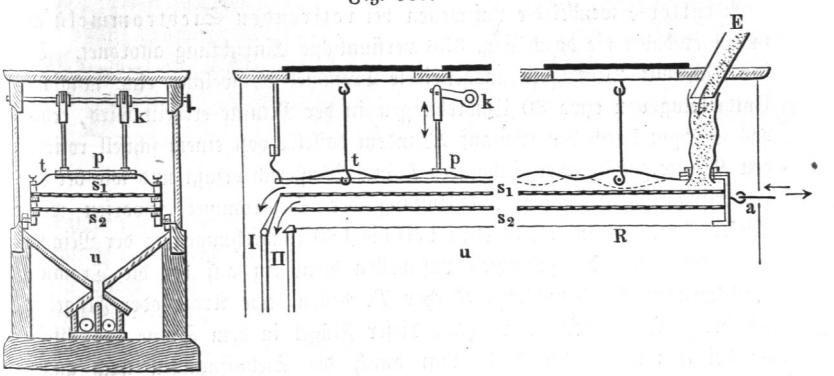
Wenn trotz der vorgedachten großen Vorzüge die Centrifugalſichtmaſchinen ſich noch nicht überall eingeführt haben, ſo dürfte ein Grund hierfür wohl

in der erheblichen, nicht immer in hinreichender Größe vorhandenen Betriebskraft dieſer Maſchinen liegen, auch iſt es erklärlich, daß die hier verwendete Gaze bei der ſchnellen Flügeldrehung einer früheren Abnutzung unterworfen ſein muß, als bei den Rollbeuteln; ein Nachtheil, welcher indeſſen ganz oder großentheils verſchwindet, wenn man die Koſten der Siebgaze auf die Menge des abgebeutelten Schrotes bezieht.

Daß die vorbeſprochenen Centrifugalſichtmaſchinen doch nicht in vollem Umfange den an ſie zu ſtellenden Anſprüchen genügen, dürfte auch aus den Bemühungen erhellen, die in der neueren Zeit der Ausführung anderer Sichtmaſchinen zugewendet worden ſind, und welchen Bemühungen auch der in §. 99 angeführte Planſichter ſeine Entſtehung verdankt. Noch in einer weſentlich anderen Weiſe hat man neuerdings eine Verbeſſerung der Sichtmaſchinen für die Müllerei zu erzielen geſucht, dadurch nämlich, daß man auch der in dem betreffenden Siebapparate enthaltenen Luft eine gewiſſe Bewegung ertheilte, die für den Abſonderungsproceß förderlich iſt. Man hat nämlich durch abwechſelnde Verdichtung und Verdünnung dieſe Luft in eine gewiſſe Wellenbewegung verſetzt, und man hat dieſe Luftwellen dazu benutzt, eine Trennung der leichteren von den ſchwereren Theilchen bei der Sichtung zu bewirken.

In Fig. 355 iſt die Einrichtung dargeſtellt, welche zu dem gedachten Zwecke von Weiß[1]) getroffen worden iſt. Der Rahmen R enthält zwei

Fig. 355.



ebene Siebe s_1 und s_2 horizontal über einander, ſo daß dieſe Siebe zugleich mit dem Rahmen durch eine Stange bei a in eine rüttelnde Bewegung nach der Längsrichtung verſetzt werden. Das durch die Rinne E einfallende Gut tritt zunächſt auf das obere Sieb s_1, über welchem eine Decke p befindlich iſt, die mit dem Rahmen R durch einen elaſtiſchen Stoff t verbunden iſt

[1]) D. R.-P. Nr. 39227.

und durch ein Kurbelgetriebe k in Schwingungen verſetzt wird, und zwar macht die Decke p in der Minute 100 Schwingungen, während der Siebrahmen 300 Rüttelbewegungen (Doppelſchwingungen) macht. Da der Raum oberhalb des Siebrahmens von demjenigen darunter durch den Stoff t luftdicht abgeſchloſſen iſt, ſo entſtehen durch die ſchwingende Bewegung der Platte in der zwiſchen dem Tuche t und dem Siebe s_1 befindlichen Luft ſtehende Schwingungen, welche während der Luftverdünnung ein Emporſaugen der leichteren blättchenförmigen Schalentheilchen bewirken, wogegen die darauf folgende Luftverdichtung die ſchwereren, mehr kugeligen Mehltheilchen gegen das Sieb wirft. In Folge hiervon ſondern ſich die Schalen mehr auf der Oberfläche des auf dem oberen Siebe liegenden Gutes ab und gelangen am andern Ende als Ueberſchlag nach I, während der Durchfall von s_1 auf dem unteren Siebe s_2 von der noch darin enthaltenen Kleie vollends gereinigt wird, ſo daß der gereinigte Stoff (ſogenannter Dunſt) nach u gelangt, von wo er durch Schnecken entfernt wird. Nach II hin gelangt der aus Kleie und Dunſt beſtehende Rückhalt des unteren Siebes s_2. Bei dieſer Maſchine iſt es ſtets dieſelbe Luftmenge, durch deren Verdichtung und Verdünnung die beſagten Luftwellen entſtehen; zum Unterſchiede hiervon hat man auch ſolche ſogenannte Dunſtputzmaſchinen ausgeführt, bei denen durch ein Balgengebläſe ſtets neue Luft gegen das Sieb getrieben wird, um die Maſſe in die zur Trennung der leichteren von den ſchwereren Theilen förderliche hüpfende Bewegung zu verſetzen (ſ. weiter unten).

Winkler[1]) wendet die Luftwellen bei rotirenden Siebtrommeln an, indem er dabei die durch Fig. 356 verſinnlichte Einrichtung anordnet. Die innerlich mit Beutelgaze ausgekleidete Trommel S, welcher eine langſame Umdrehung von etwa 30 Umdrehungen in der Minute ertheilt wird, erhält das Siebgut durch den Einlauf E, indem daſſelbe von einem ſchnell rotirenden Kranze gekrümmter Schaufeln L aus Weißblech erfaßt und wie bei den Centrifugalſichtern gegen den Umfang der Siebtrommel geworfen wird. Dieſer Schaufelkranz macht etwa 170 bis 180 Umdrehungen in der Minute. Zur Erzeugung der gedachten Luftwellen dient ein auf der die Trommel durchſetzenden Axe befindlicher Körper T, deſſen beide Arme oder Flügel ſo gebildet ſind, daß bei der Drehung dieſer Flügel in dem Sinne des Pfeils die bei a und a_1 befindliche Luft durch die Sieböffnungen nach außen getrieben wird, während bei e und e_1, wo der Zwiſchenraum zwiſchen Sieb und Flügel ſich plötzlich erweitert, ein Anſaugen der Luft in das Innere des Cylinders ſtattfindet. Bei der ſchnellen Bewegung des Flügelwerks, deſſen Axe in der Minute 1150 Umdrehungen macht, entſtehen lebhafte Schwingungen der Luft, welche die Abſonderung der leichteren Kleientheilchen

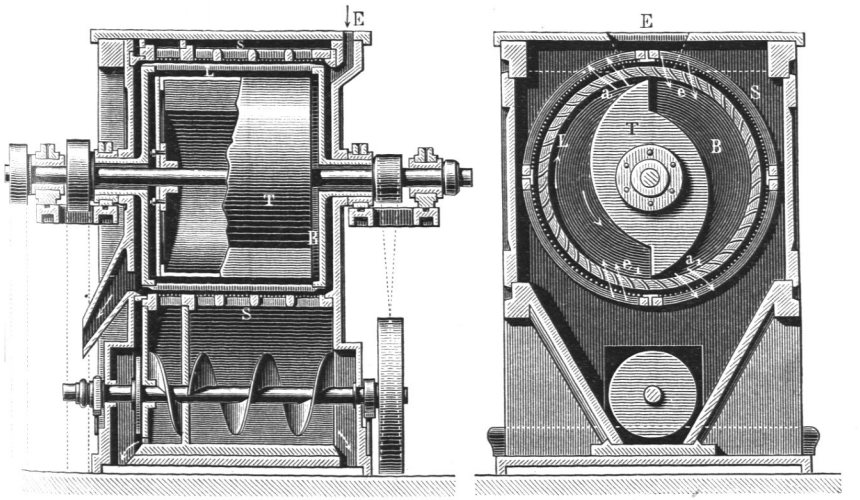
[1]) D. R.-P. Nr. 38576, 39709, 40357, 42770.

von den ſchwereren Mehltheilchen befördern. Die Umdrehung des Flügelwerkes, des Leitſchaufelkranzes und des Siebcylinders erfolgt durch Riemſcheiben, der Zweck der Mehlſchnecke iſt an ſich deutlich.

In Betreff der Leiſtung einer ſolchen Maſchine mit einem Cylinder von 0,93 m Länge und 0,66 m Durchmeſſer macht Kick die Angabe, daß mit 1,7 qm Siebfläche in einer Stunde 500 bis 600 kg Roggenmehl abgeſichtet wurden, und zwar waren dies 37 Proc. des aufgebrachten Schrotes, während gewöhnliche Sichter von eben ſolchem Schrot nur 29 Proc. Mehl abſonderten.

Die zum Abſondern der Mahlproducte in Getreidemühlen dienenden Maſchinen werden mit ſeidener, nach Art der Fig. 324 mit gekreuzten

Fig. 356.



Kettenfäden gewebter Gaze (Beuteltuch) bezogen, über deren Maſchenweiten die von Karmarſch ermittelte Tabelle auf folgender Seite Aufſchluß giebt.

Für Mehl wird in der Regel Gaze Nr. 11 oder 12 verwendet. In Bezug auf die Leiſtung giebt Kick an, daß ein Quadratmeter Gaze ſtündlich die folgenden Mehlmengen abſichte:

in Winkler's pulſirender Sichtmaſchine	300 kg
„ Haggenmacher's Planſichter	100 „
„ der Centrifugalſichtmaſchine	70 „
„ den gewöhnlichen Mehlcylindern	15 „

Der Raumbedarf dieſer vier Sichtmaſchinen verhält ſich demnach wie 1 : 2 : 4 : 8 oder wie 2 : 3 : 5 : 10. Der bedeutendſte Gazeverbrauch dürfte den Centrifugalſichtern, der geringſte den Planſichtern zukommen.

Nummer der Gaze	Oeffnungen auf 1 Par. Zoll = 27 mm		Oeffnungen auf 1 Par. Quadratzoll
	in der Breite	in der Länge	
000	18	19	342
00	24	26	624
0	30	38	1140
1	40	44	1760
2	54	54	2916
3	62	62	3844
4	65	67	4355
5	70	70	4900
6	80	78	6040
7	88	86	7568
8	94	96	9024
9	102	104	10 680
10	110	120	13 200
11	120	122	14 640
12	126	126	15 876
13	130	132	17 160
14	140	132	18 480

§. 106. **Gleichfällige Körper.** Während alle Körper im luftleeren Raume mit gleicher Geschwindigkeit frei fallen, d. h. denselben Weg in derselben Zeit durchlaufen, da sie sämmtlich unter der gleichen Beschleunigung der Schwere $g = 9{,}81$ m stehen, so gilt dies nicht für das Herabfallen von Körpern in einem dieselben umgebenden flüssigen oder luftförmigen Mittel. Hierbei wird nämlich die beschleunigende Kraft des fallenden Körpers einerseits durch den *Auftrieb* geringer, dem er in dem Mittel ausgesetzt ist, während andererseits der von dem umgebenden Mittel geäußerte *Widerstand* sich der Bewegung entgegensetzt, so daß aus beiden Ursachen die auf den Körper ausgeübte Beschleunigung kleiner als g ausfallen muß. Wenn diese Einflüsse sich unter gewöhnlichen Verhältnissen bei dem Fallen in freier Luft nur in geringem Maße geltend machen, so daß man sie häufig ganz vernachlässigen darf, so wird der Einfluß doch ein merklicher bei größeren Geschwindigkeiten und bei Körpern von geringer Dichte, wie unzählige Erfahrungen lehren. Wenn dagegen das Fallen in einem dichteren Mittel, also etwa in Wasser, erfolgt, so spielen die gedachten Einflüsse eine so wich-

tige Rolle, daß deren Vernachläſſigung niemals angängig iſt. Um dieſe Verhältniſſe zu überſchauen, kann folgende Betrachtung angeſtellt werden.

Es ſei G das Gewicht eines Körpers von einem beliebigen Stoffe, deſſen Dichte etwa durch γ bezeichnet werden möge, und es ſoll mit γ_0 das ſpecifiſche Gewicht der Flüſſigkeit bezeichnet werden, in welcher der Körper fällt. Man hätte alſo, wenn Waſſer als dieſe Flüſſigkeit vorausgeſetzt wird, $\gamma_0 = 1$ zu ſetzen. In Betreff der Form des betrachteten Körpers möge die Kugelgeſtalt für denſelben vorausgeſetzt werden, und es ſei der Durchmeſſer in Decimetern mit d bezeichnet. Man hat dann für das Gewicht G des Körpers die Gleichung $G = \frac{\pi d^3}{6}\gamma$ kg, während das Gewicht des verdrängten Waſſers durch $\frac{\pi d^3}{6}\gamma_0 = \frac{\pi d^3}{6}$ kg dargeſtellt iſt, ſo daß nach Abzug des dieſem Gewichte gleichen Auftriebes die auf den Körper bewegend wirkende Kraft $K = \frac{\pi d^3}{6}(\gamma - 1)$ übrig bleibt. Selbſtverſtändlich iſt dieſe Kraft nur poſitiv, wenn $\gamma > 1$, d. h. der Körper ſchwerer iſt als Waſſer.

Denkt man ſich, daß der Körper während des Fallens in dem Waſſer in irgend einem Augenblicke eine Geſchwindigkeit v angenommen habe, ſo ſetzt das umgebende Mittel in dieſem Augenblicke der Bewegung des Körpers einen Widerſtand entgegen, welchen man nach dem in Th. I darüber Geſagten durch $W = \zeta F \frac{v^2}{2g}$ ausdrücken kann, wenn F den Querſchnitt des Körpers, d. h. hier die Projection der dem Widerſtande ausgeſetzten Fläche auf eine zur Bewegung ſenkrechte Ebene bedeutet, und wenn ζ ein Erfahrungswerth iſt, der im Allgemeinen von der Geſtalt der Vorderfläche des Körpers abhängt. Da dieſer Widerſtand W ſtets der treibenden Kraft K entgegenwirkt, ſo verbleibt als die auf Beſchleunigung des Körpers wirkende Kraft diejenige

$$K - W = \frac{\pi d^3}{6}(\gamma - 1) - \zeta \frac{\pi d^2}{4} \frac{v^2}{2g} = P.$$

Da dieſe Kraft auf die Maſſe $\frac{G}{g} = \frac{\pi d^3}{6}\frac{\gamma}{g}$ des Körpers wirkt, ſo ergiebt ſich nach der einfachen Regel: Beſchleunigung $= \frac{\text{Kraft}}{\text{Maſſe}}$ für den Körper die Beſchleunigung in dem betrachteten Augenblicke zu: $p = \frac{\gamma - 1}{\gamma} g - \zeta \frac{3 v^2}{4 d \gamma}$.

Dieſe Größe iſt nicht, wie bei dem Fall im leeren Raume unveränderlich dieſelbe, ſondern die Beſchleunigung nimmt von ihrem größten Werthe $p_0 = \frac{\gamma - 1}{\gamma} g$, den ſie bei dem Beginne des Fallens hat, wenn $v = 0$ iſt,

fortwährend ab, in dem Maße, wie die Geſchwindigkeit v zunimmt. Setzt man $\frac{\gamma-1}{\gamma}\,g = \zeta\,\frac{3\,v^2}{4\,d\,\gamma}$, ſo erhält man daraus diejenige Geſchwindigkeit $v = \sqrt{\frac{4\,d\,(\gamma-1)}{3\,\zeta}\,g}$, für welche die beſchleunigende Kraft gleich Null geworden iſt, und die Bewegung des Körpers muß, ſobald dieſe Geſchwindigkeit erreicht iſt, eine gleichförmige bleiben, indem von dieſem Augenblicke an die treibende Kraft immer genau durch den dargebotenen Widerſtand im Gleichgewichte gehalten wird.

Streng genommen ſtellt ſich dieſer Zuſtand nie ein, indem, wie die Rechnung zeigt, erſt nach einer unendlich großen Zeit der Widerſtand W bis zu dem Betrage der treibenden Kraft K ſich erheben kann; in Wirklichkeit aber wird in allen praktiſchen, hier allein in Betracht kommenden Fällen jene größtmögliche Geſchwindigkeit ſchon nach einer ſehr kurzen Zeit erreicht, welche ſich nur nach Bruchtheilen einer Secunde beziffert. Es iſt daher in allen hier in Betracht kommenden Fällen zuläſſig, die Bewegung des fallenden Körpers durchweg als eine gleichförmige mit jener Geſchwindigkeit $v = \sqrt{\frac{4\,d\,(\gamma-1)}{3\,\zeta}\,g}$ vor ſich gehende zu betrachten.

Aus der Formel für die Endgeſchwindigkeit $v = \sqrt{\frac{4\,d\,(\gamma-1)}{3\,\zeta}\,g}$ folgt, daß dieſe Geſchwindigkeit nicht nur von der Dichte γ, ſondern auch von der Größe d des fallenden Körpers abhängt, und man erhält für zwei verſchiedene Körper von den Dichten γ_1 und γ_2 und von den Durchmeſſern d_1 und d_2 dieſelbe Geſchwindigkeit v, ſobald die Bedingung erfüllt iſt:

$$d_1\,(\gamma_1-1) = d_2\,(\gamma_2-1).$$

Dieſe beiden Körper werden daher, wenn ſie in demſelben Augenblicke ihre Bewegung von derſelben Horizontalebene aus beginnen, auch ſtets in einer und derſelben Horizontalebene ſich befinden, alſo auch zu derſelben Zeit den wagerechten Boden eines Gefäßes erreichen, wenn ſie in dem Waſſerſpiegel dieſes Gefäßes in demſelben Augenblicke ihre Bewegung begannen. Mit Rückſicht hierauf nennt man ſolche Körper **gleichfällige**.

Das vorſtehend beſprochene Verhalten der Körper bei dem Fallen im Waſſer hat man im Hüttenweſen in umfangreicher Weiſe dazu benutzt, eine Abſonderung der zerkleinerten Erze und Mineralien je nach der verſchiedenen Dichte der einzelnen Theile zu bewirken, und hierdurch alſo eine Trennung der ſchweren metalliſchen von den leichten erdigen Beſtandtheilen vorzunehmen, oder auch andererſeits die leichteren Kohlen von den ſchwereren unverbrennlichen Schiefern abzuſcheiden. Läßt man nämlich ein aus einzelnen Körnern von nahezu gleicher Größe, aber verſchiedener Dichte beſtehendes Gemenge,

wie es durch Zerkleinern und darauf folgendes Sieben des Erzes erhalten wurde, von einer gewiſſen Höhe durch Waſſer hindurchfallen, ſo werden die einzelnen Körner nicht zu gleicher Zeit den Boden des Gefäßes erreichen, wie die Formel für die Geſchwindigkeit v erkennen läßt. Nach derſelben werden offenbar die Körner mit deſto größerer Geſchwindigkeit v ſich bewegen, daher deſto früher an dem Boden ankommen, je dichter das Material iſt, aus welchem ſie beſtehen, ſo daß in der niedergefallenen Maſſe eine gewiſſe Schichtung nach dem ſpecifiſchen Gewichte in der Art vorhanden ſein wird, daß die unteren Schichten aus den ſchwereren oder raſcheren Theilen beſtehen, während die leichteren oder flaueren Theile die oberen Schichten bilden. Man hat daher, wenn man die einzelnen Schichten getrennt abhebt, ein Mittel, eine Abſonderung nach dem Stoffe, eine ſogenannte Sortirung, zu bewirken. Die Bedingung hierfür iſt in der möglichſt gleichen Größe der behandelten Körner zu erkennen, welche man durch die im Vorhergegangenen beſprochenen Rätter und ſonſtigen Siebe erreicht; dieſe letztere Sonderung nach der Größe pflegt der Hüttenmann wohl als Claſſirung zu bezeichnen im Gegenſatz zu der hier beſprochenen Sortirung, d. h. der Trennung nach der Dichte oder nach der Subſtanz. Der hier angedeutete Vorgang der Aufbereitung läßt ſich daher als ein Sortiren nach vorheriger Claſſirung bezeichnen.

Man kann aber auch die entgegengeſetzte Aufeinanderfolge eines vorhergehenden Sortirens und darauf folgenden Claſſirens wählen, wie ſich leicht aus dem Folgenden ergiebt. Wenn man die zerkleinerten Körner, ohne ſie vorher einer Sonderung durch Siebwerke zu unterwerfen, in Waſſer fallen läßt, ſo lagern ſich dieſe Körner nach dem Vorangegangenen derartig in Schichten über einander ab, daß jede ſolche Schicht lauter gleichfällige Körper enthält. Dieſe in einer ſolchen Schicht enthaltenen Körper ſind nun zwar weder hinſichtlich ihrer Größe d noch in Bezug auf ihre Dichte γ übereinſtimmend, aber jedenfalls ſind die dichteren Körper darin von geringerer Größe, während die weniger dichten größere Durchmeſſer haben, wie dies aus der Bedingung der Gleichfälligkeit $d_1(\gamma_1 - 1) = d_2(\gamma_2 - 1)$ oder $d_1 : d_2 = \gamma_2 - 1 : \gamma_1 - 1$ hervorgeht. Wenn man daher die ſo erhaltenen gleichfälligen Körper durch Siebe oder durch ein anderes demſelben Zwecke dienendes Mittel nach der Größe einer Sonderung unterwirft, ſo wird man in den größeren Körnern die weniger dichten und in den feineren die dichteren Stoffe erhalten; in dieſem Falle iſt daher die Sonderung durch eine Claſſirung nach vorhergegangener Sortirung erzielt worden. Man macht von dieſem Mittel insbeſondere Gebrauch, wenn es ſich um die Aufbereitung feiner Mehle handelt, da eine Claſſirung derſelben durch Siebe mit großen Schwierigkeiten verbunden iſt, welche um ſo größer zu ſein pflegen, je feiner das Korn iſt, während in dem ſortirten Mehle durch

die Wirkung eines dünnen Waſſerſtromes mit verhältnißmäßiger Leichtigkeit die größeren weniger dichten Körner von den kleineren und dichteren getrennt werden können. Ein näheres Eingehen auf die bei der Aufbereitung in Betracht kommenden Verhältniſſe iſt hier weder erforderlich noch beabſichtigt, es können hier nur die für das Verſtändniß der dabei verwendeten Maſchinen maßgebenden Verhältniſſe in Betracht gezogen werden, hinſichtlich einer gründlicheren Behandlung des Gegenſtandes muß auf die über das Aufbereitungsweſen handelnden Werke verwieſen werden.

Man erreicht denſelben Zweck einer Abſonderung von Körnern verſchiedener Größe und Dichte nach ihrer Gleichfälligkeit auch dadurch, daß man auf den in Ruhe befindlichen Körper einen ſenkrecht aufſteigenden Waſſerſtrom wirken läßt. Denkt man ſich, um dies einzuſehen, etwa einen kugelförmigen Körper von dem Gewichte G, dem Durchmeſſer d und der Dichte γ an einem Faden aufgehängt, ſo wird dieſer Faden, vorausgeſetzt, daß der Körper in ruhendes Waſſer taucht, mit einer Kraft

$$K = \frac{\pi d^3}{6}(\gamma - 1)$$

geſpannt ſein, welche gerade ſo groß iſt, wie diejenige, welche nach dem Vorhergegangenen auf den Körper bei dem Fallen im Waſſer treibend wirkt. Wenn nun das Waſſer nicht in Ruhe iſt, ſondern mit einer gewiſſen Geſchwindigkeit v ſich ſenkrecht aufwärts bewegt, ſo wird dieſes Waſſer auf den Körper einen Druck $W = \zeta F \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{\pi d^2}{4} \frac{v^2}{2g}$ ausüben, welcher dem Widerſtande des Waſſers bei dem Fallen ebenfalls gleich iſt. Durch dieſen Druck wird eine entſprechende Entlaſtung des Fadens herbeigeführt, und die Fadenſpannung wird gleich Null, wenn die Bedingung erfüllt iſt

$$\frac{\pi d^3}{6}(\gamma - 1) = \zeta \frac{\pi d^2}{4} \frac{v^2}{2g}, \text{ oder } \frac{d}{3}(\gamma - 1) = \zeta \frac{v^2}{4g}.$$

Wenn daher die Geſchwindigkeit des aufſteigenden Waſſers den Werth $v = \sqrt{\frac{4\,d(\gamma-1)}{3\,\zeta}\,g}$ annimmt, ſo wird der Körper ſchwebend erhalten, während eine Steigerung der Geſchwindigkeit den Körper nach oben entführt, der bei einer kleineren Geſchwindigkeit fallen muß. Die Geſchwindigkeit, welche das Waſſer haben muß, um den Körper in der ſogenannten fallenden Schwebe zu erhalten, ſtimmt daher genau mit derjenigen Fallgeſchwindigkeit überein, die derſelbe Körper im Waſſer annimmt, und es folgt daraus, daß alle gleichfälligen Körper, für welche der Ausdruck $d(\gamma - 1)$ einen übereinſtimmenden Werth hat, auch dieſelbe Waſſergeſchwindigkeit erfordern, um in fallende Schwebe verſetzt zu werden. Hieraus folgt weiter, daß man für das Schweben ganz ähnliche

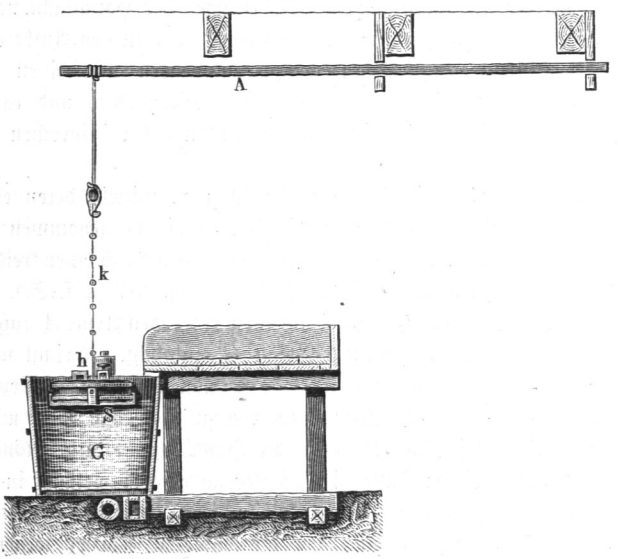
Betrachtungen anſtellen kann, wie vorſtehend für das Fallen geſchehen. Denkt man ſich nämlich auf ein Gemenge verſchieden großer und verſchieden dichter Körner einen Waſſerſtrom ſenkrecht aufwärts mit der Geſchwindigkeit v wirkend, ſo werden alle diejenigen Körner in Schwebe verſetzt, für welche die Geſchwindigkeit v die Fallgeſchwindigkeit im Waſſer vorſtellt, während alle Körper in Ruhe verharren, denen eine größere Fallgeſchwindigkeit im Waſſer zukommt, und andererſeits ein Fortführen aller derjenigen Körper ſtattfinden muß, deren Fallgeſchwindigkeit im Waſſer eine geringere iſt. Man kann alſo auch durch den aufſteigenden Waſſerſtrom eine Abſonderung nach der Gleichfälligkeit vornehmen in derſelben Weiſe, wie durch den Fall im Waſſer, und es gelten die oben für das Fallen der Körper gemachten Bemerkungen der Hauptſache nach auch für das Heben derſelben durch den Waſſerſtrom. Die in den Aufbereitungsanlagen der Hüttenwerke in Verwendung kommenden Maſchinen beruhen hauptſächlich auf der Wirkung aufſteigender Waſſerſtröme, und es mögen die Hauptvertreter dieſer Maſchinen im Folgenden näher beſprochen werden.

Setzmaſchinen. Die einfachſte Vorrichtung, mittelſt deren eine Abſonderung von Stoffen nach ihrer Gleichfälligkeit vorgenommen werden kann, iſt das Stauchſieb. Daſſelbe beſteht aus einem durch einen kreisrunden oder viereckigen Rahmen umſchloſſenen Siebe S, Fig. 357 (a. f. S.), welches durch zwei Ketten oder Hängeſtangen k an einem federnden Arme A aufgehängt iſt, und in ein mit Waſſer gefülltes Gefäß G eintaucht. Bringt man auf dieſes Sieb eine etwa 60 bis 80 mm dicke Schicht zerkleinerten Erzes, das aus nahezu gleichen Körnern beſteht, und bewegt man das Sieb mit einer gewiſſen Geſchwindigkeit abwärts, wozu die Handhaben h dienen können, ſo ſind die Erztheilchen einem Fallen im Waſſer ausgeſetzt, welches in der im vorherigen Paragraphen beſprochenen Weiſe eine derartige ſchichtenweiſe Lagerung zur Folge haben muß, daß die dichteren Körner wegen ihres ſchnelleren Fallens die unterſte Schicht bilden. Dieſe Sonderung wird zwar durch ein einmaliges Eintauchen oder Stauchen nur unvollſtändig erreicht werden; wenn man jedoch den beſchriebenen Vorgang hinreichend oft wiederholt, indem man das Sieb in eine paſſende auf- und abſchwingende Bewegung ſetzt, ſo findet die gedachte Abſonderung in hinreichendem Maße ſtatt, um durch Abheben des Stoffes in einzelnen Schichten die beabſichtigte Trennung der metallhaltigen ſchweren Theile von den leichteren unſchmelzwürdigen bewirken zu können. §. 107.

Die Größe der Stauchung iſt hierbei meiſt nur gering und ſchwankt zwiſchen 50 mm bei den gröberen Kornclaſſen und 25 mm bei feineren Maſſen; die Anzahl der Stauchungen in der Minute kann dem entſprechend bei Handbetrieb zwiſchen 80 und 120 angenommen werden. Die Ge-

ſchwindigkeit, mit welcher das Sieb abwärts bewegt wird, muß jedenfalls ſo groß ſein, daß die auf ihm ruhenden Maſſen thatſächlich dem vorausgeſetzten freien Fallen im Waſſer unterliegen, d. h. es muß das Sieb den Maſſen voraneilen, oder ſeine Geſchwindigkeit muß die Fallgeſchwindigkeit der dichteſten oder raſcheſten Körner im Waſſer mindeſtens erreichen. In der Regel iſt der Zweck der Abſonderung in genügendem Maße in kurzer Zeit erreicht, welche übrigens um ſo größer ausfällt, je feiner die behandelten Körner ſind. Man kann für gröbere Graupen etwa 0,5 Minuten rechnen, während bei feinerem Griese die Zeit 1 bis 1,25 Minuten beträgt. Hierauf wird durch Abnahme der oberen Schicht, des ſogenannten Abhubes, das

Fig. 357.

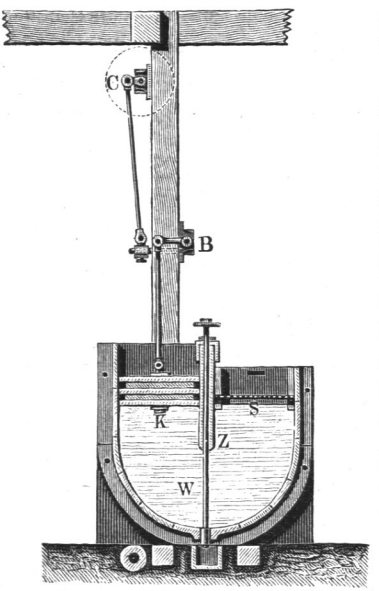


dichtere Gut in der unteren Schicht als ſogenanntes Setzerz gewonnen. Den hier gedachten Vorgang nennt man das Setzen (Siebſetzen), und die Maſchinen, welche als Erſatz des hier beſchriebenen Handſiebes verwendet werden, heißen Setzmaſchinen.

Bei den Setzmaſchinen pflegt man nun die zu ſondernde Maſſe nicht, wie bei dem Handſiebe beſchrieben, einem Fallen zu unterwerfen, ſondern man ordnet dieſelbe auf einem ruhenden Siebe an, und läßt das Waſſer in einzelnen kurzen Strömen von unten gegen die Maſſe treten, wodurch, wie im vorigen Paragraphen ausführlich angegeben wurde, im Weſentlichen derſelbe Zweck erreicht wird. Die einfachſte Einrichtung dieſer Art iſt das hydrauliſche Setzſieb, von welchem Fig. 358 eine Anſchauung giebt. Das zur Aufnahme des Setzgutes dienende Sieb S bildet hier den oberen

Abſchluß der einen Abtheilung eines durch die Scheidewand Z in zwei Abtheilungen getrennten Waſſerbehälters W, in deſſen anderer Abtheilung der Kolben K eine auf- und abgehende Bewegung annehmen kann. Dieſer Kolben, welcher dem Grundriſſe des Waſſerbehälters entſprechend in rechteckiger Form ausgeführt iſt, erhält ſeine ſchwingende Bewegung in der aus der Figur erſichtlichen Weiſe von einer Kurbelwelle C aus durch Vermittelung der Zwiſchenwelle B und der auf derſelben befindlichen Hebel. Dieſe Anordnung geſtattet eine leichte Veränderung der Hubhöhe durch Verſchiebung des Angriffspunktes der Kurbelſtange auf dem betreffenden Hebelarme.

Fig. 358.



Wenn durch dieſe Mittel der Kolben K abwärts bewegt wird, ſo tritt das Waſſer durch die Oeffnungen des Siebes gegen die darauf befindliche Maſſe und erhebt die Theilchen um ſo höher, je geringer deren Dichtigkeit iſt. Geht hierauf der Kolben wieder empor, ſo tritt auch das Waſſer wieder durch das Sieb zurück und die erhobenen Theilchen fallen herab. Da hierbei die leichteren Theilchen langſamer und von einer größeren Höhe herabfallen, als die dichteren und nur wenig gehobenen, ſo wird hierdurch die Abſcheidung der leichteren Theile in den oberen Schichten nur begünſtigt. Daß der Kolben hierbei nicht mit gleichmäßiger Geſchwindigkeit, ſondern in der dem Geſetze der Kurbelbewegung entſprechenden Art mit einer von Null beginnenden und wieder bis auf Null abnehmenden Geſchwindigkeit in den Todtpunkten der Kurbel bewegt wird, iſt für die Wirkung des Setzens von untergeordneter Bedeutung, dagegen für den Betrieb der Maſchine wegen des Wegfalles der Stöße in den Bewegungswechſeln vortheilhaft. In gewiſſem Maße kann die Rückbewegung des Waſſers durch das Sieb bei dem Aufſteigen des Kolbens ſtörend wirken, inſofern durch dieſe abwärts gerichtete Bewegung des Waſſers das gleichförmige Niederfallen der Maſſen, auf welchem der ganze Vorgang bei dem Siebſetzen beruht, mehr oder minder beeinträchtigt werden kann. Hieraus erklärt es ſich, warum man, um dieſem Umſtande Rechnung zu tragen, die Bewegung des Kolbens wohl auch durch ſolche Getriebe vorgenommen hat, welche den

Niedergang ſchneller als den Aufgang bewirken, und es iſt hierzu unter anderen Mitteln beiſpielsweiſe die aus Th. III, 1 bekannte oſcillirende Kurbelſchleife verwendet worden, deren Wirkungsweiſe an der gedachten Stelle näher beſprochen wurde.

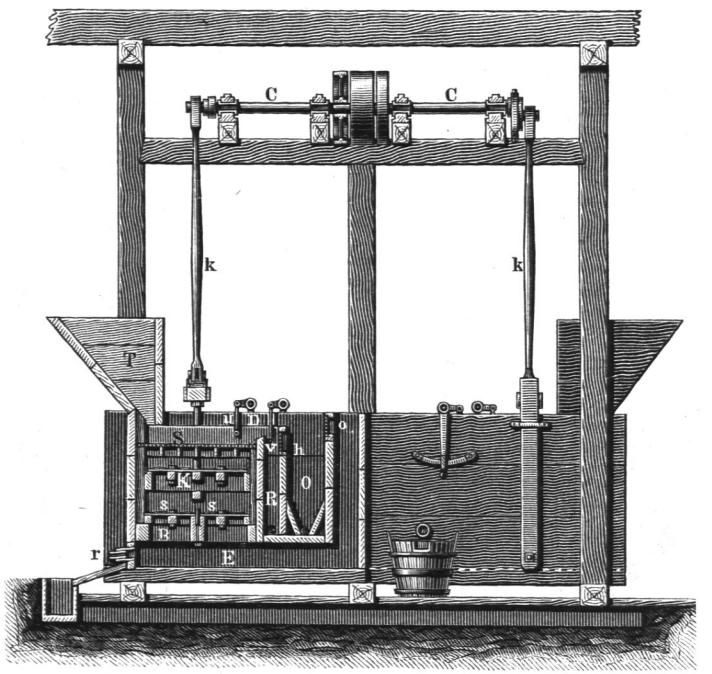
Der gedachte Uebelſtand läßt ſich dadurch gänzlich beſeitigen, daß man das durch das Sieb und das Setzgut nach oben getretene Waſſer überhaupt nicht wieder durch das Sieb zurückführt, ſondern ihm den Abgang über die Oberkante des Setzkaſtens geſtattet. Dabei kann man, um den hiermit verbundenen großen Verbrauch an Waſſer zu umgehen, das abfließende Waſſer ſtets von Neuem in den Setzkaſten führen, ſo daß daſſelbe Waſſer unausgeſetzt zur Wirkung kommt. Um dies zu erreichen, hat man nur eine ſolche Einrichtung zu treffen, vermöge deren der Kolben als Pumpenkolben wirkt, und man bezeichnet die in der gedachten Art eingerichteten Maſchinen daher mit dem Namen Setzpumpen.

In Fig. 359 iſt die Anordnung von zwei ſolchen Setzpumpen angegeben, welche in demſelben Geſtelle neben einander angebracht ſind und deren Kolben die Bewegung durch die Kurbelwellen C empfangen. Man erkennt aus der Figur, daß unter dem Setzſieb S jeder Pumpe in dem prismatiſchen Setzkaſten ein viereckiger Kolben K durch zwei ſeitlich angebrachte Kolbenſtangen von der Kurbelſtange k aus die auf- und niedergehende Bewegung erhält. Dieſer Kolben iſt mit mehreren nach oben aufſchlagenden Ventilklappen verſehen, während ähnliche als Saugventile wirkende Klappen in einem unter dem Kolben befindlichen feſten Bodenſtücke B angebracht ſind. Es geht aus der Einrichtung hervor, daß bei dem Aufſteigen des Kolbens das über demſelben befindliche Waſſer durch das Setzſieb hindurch nach oben gedrückt wird, während gleichzeitig durch die geöffneten Saugklappen s Waſſer aus dem Behälter E tritt, ſo daß der Raum unter dem Kolben wie bei jeder Saugpumpe ſtets mit Waſſer gefüllt bleibt. Das durch das Setzgut hindurchgepreßte Waſſer fließt durch die Oeffnung o in der Wand des Setzkaſtens über und gelangt nach den Saugventilen zurück, ſo daß immer mit demſelben Waſſer gearbeitet wird. Durch dieſe Bewegung des Waſſers wird gleichzeitig eine ſtetige Beförderung des auf dem Siebe befindlichen Gutes in der Richtung nach o hin bewirkt, und man benutzt dieſe Bewegung dazu, dieſe Maſchine in der Art ſelbſtthätig zu machen, daß eine ununterbrochene Abführung des Setzgutes erfolgt. Um hierbei eine Scheidung der unteren ſchweren Schicht von dem oben befindlichen leichten Abhube zu ermöglichen, ſind in dem Setzkaſten die beiden durch Hebel genau einſtellbaren Schieber u und v angeordnet, welche ſo eingeſtellt werden, daß das unten befindliche gute Setzerz unter u hindurch und über die Oberkante von v hinweg in den Raum R fällt, während der Abhub über den Schieber u und die anſtoßende Blechdecke D nach O gelangt. Durch

den Aufgebetrichter T wird in dem erforderlichen Maße neues Setzgut ununterbrochen zugeführt. Das durch das Sieb hindurchfallende Gut kann zeitweiſe durch die für gewöhnlich verſchloſſene Oeffnung r entfernt werden, für das mit dem Setzerze und dem Abhube verloren gehende Waſſer iſt natürlich durch entſprechenden Zufluß Erſatz zu ſchaffen.

Der Kolben macht bei dieſer Maſchine in der Minute 50 bis 55 Spiele bei einer Hubhöhe von 20 bis 25 mm, und man kann nach Rittinger bei

Fig. 359.

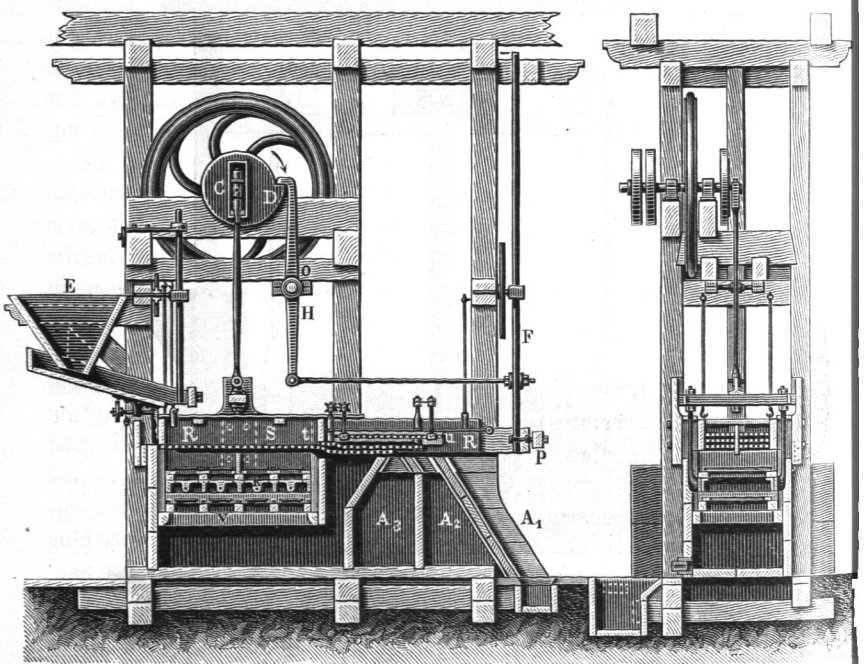


einer Breite des Siebes von 0,6 m in der Stunde ein Aufbringen von 1,5 bis 2,5 cbm für jede Pumpe rechnen.

Von dieſer Setzpumpe unterſcheidet ſich der ſogenannte Setzherd dadurch, daß bei demſelben das Sieb in einem beſonderen Rahmen untergebracht iſt, welchem eine Rüttelung mit Prallbewegung ertheilt wird, zu dem Zwecke, um hierdurch eine Bewegung des Setzgutes entlang dem Siebe zu erzielen. Die Fig. 360 (a. f. S.), welche einen ſolchen Setzherd vorſtellt, bedarf nach dem Vorhergegangenen nur weniger Worte der Erläuterung. Auch hier wird der zwiſchen dem Siebe S und den Saugventilen v befindliche Ventilkolben K durch die in ihrer Länge veränderliche Kurbel C bewegt, während das in dem Rahmen R angebrachte Sieb mittelſt des um O drehbaren

Hebels H eine ſchwingende Bewegung in ſeiner wagerechten Ebene erhält. Dieſe Bewegung erfolgt derart, daß durch den auf der Kurbelwelle befindlichen Daumen D eine langſame Verſchiebung des Siebrahmens nach dem Eintragrumpfe E hin bewirkt wird, worauf durch die Kraft der hierbei geſpannten Feder F ein Zurückſchnellen des Siebrahmens folgt, ſobald der Anſatz des Daumens den Hebel H frei giebt. Dieſe Bewegung des Siebrahmens nach rechts findet ihre Begrenzung durch den Prallklotz p, gegen welchen der Rahmen trifft, womit jedesmal eine geringe Verſchiebung der

Fig. 360.



auf dem Siebe befindlichen Maſſe verbunden iſt. Bei dieſer Maſchine ſind zwei in ihrer Höhenlage genau ſtellbare Theiler t und u angebracht, welche außer dem über u hinweg gelangenden Abhube, der nach A_1 fällt, zwei verſchiedene Sorten Setzerz ergeben, von denen natürlich das in der unterſten Schicht befindliche und in A_3 ſich anſammelnde ſchwerer iſt, als das der mittleren zwiſchen den beiden Scheidern hindurchtretenden Schicht, welches ſich in A_2 anſammelt.

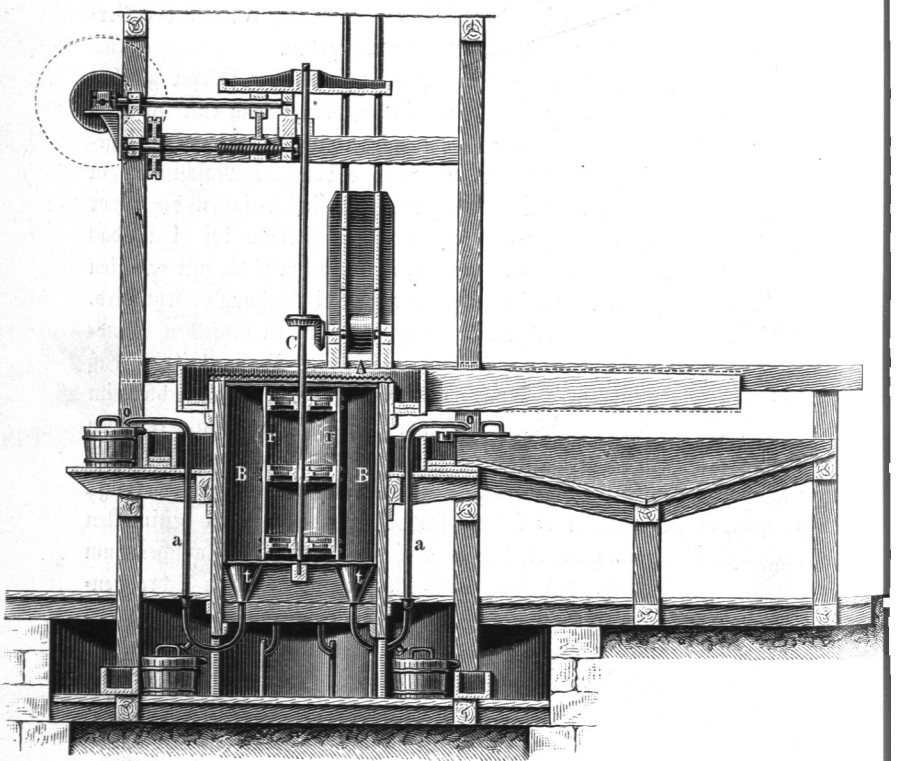
Die Länge des Siebes ſoll man, um einen hinreichend langen Aufenthalt des Setzgutes darauf zu erzielen, nicht zu kurz, etwa gleich 0,9 m machen, die Dicke der Schicht auf dem Siebe beträgt zwiſchen 70 und 100 mm, die Zahl

der Kolbenhübe und Rahmenſpiele etwa 60 in der Minute. Nach unſerer Quelle eignet ſich der Setzherd beſonders für gröberes Gut von 16 bis 4 mm Korngröße, während bei feinerem Gut die Lage ſo dünn gehalten werden muß, daß dieſelbe leicht von dem Waſſer ungleichmäßig durchbrochen wird, womit Störungen in dem Austragen verbunden ſind. Die Leiſtung des Setzherdes ſteht in Betreff der Güte hinter derjenigen der Setzpumpe, doch übertrifft ſie die letztere in Bezug auf die Menge des zu verarbeitenden Setzgutes, welches für eine Siebbreite von 0,4 m zu 1 bis 1,2 cbm in der Stunde betragen kann. Die Betriebskraft wird zu 0,5 Pfkft. und der Verbrauch an Waſſer zu 24 Liter in der Minute angegeben.

Auf der Verſchiedenheit der Geſchwindigkeit, mit welcher Körper gleicher Größe und verſchiedener Dichte im Waſſer fallen, beruht auch eine im Aufbereitungsweſen vorgeſchlagene, aber wohl nur wenig zur Anwendung gekommene und unter dem Namen des Setzrades bekannte Maſchine. In dieſer durch Fig. 361 (a. f. S.) dargeſtellten Maſchine fallen die zuvor durch Siebe oder Rätter nach der Größe claſſirten Körner bei A in das cylindriſche, ganz mit Waſſer gefüllte Gefäß B, in welchem die mit radialen Flügeln verſehene ſtehende Welle C in gleichmäßige Umdrehung verſetzt wird. An dieſer Bewegung der Flügel nimmt auch das zwiſchen denſelben befindliche Waſſer und in Folge davon auch die einfallende Maſſe theil, ſo daß jedes Korn einer zweifachen Bewegung ausgeſetzt iſt, einer wagerechten im Kreiſe um die Axe mit der ſeinem Abſtande von dieſer Axe entſprechenden gleichmäßigen Geſchwindigkeit, und einer ſenkrechten Bewegung, welche mit der dem betreffenden Korne zugehörigen Fallgeſchwindigkeit im Waſſer erfolgt. Da nach dem Vorbemerkten auch dieſe Fallbewegung mit einer beſtimmten gleichmäßigen Geſchwindigkeit erfolgt, ſo wird jedes Korn den Zwiſchenraum zwiſchen dem Waſſerſpiegel und dem Gefäßboden in einer gewiſſen Schraubenlinie durchlaufen. Es iſt hieraus erſichtlich, daß dabei die wagerechte Bewegung in einem um ſo größeren Winkelbetrage um die Axe ſtattfindet, je geringer die Fallgeſchwindigkeit, alſo je größer die Fallzeit iſt, und wenn man daher in dem Boden eine Anzahl entſprechender Abfalltrichter t anbringt, ſo ſondert ſich in denſelben die Maſſe nach ihrer Dichte ab, derart, daß die raſcheſten Körner ſich am wenigſten weit von dem durch die Eintragſtelle gelegten Lothe entfernt haben. Die in dieſen Trichtern ſich anſammelnden Maſſen werden durch die nach oben gebogenen Austragröhren a entfernt, indem nämlich die Mündungen o dieſer Röhren um etwa 0,3 bis 0,4 m unter dem Waſſerſpiegel des Gefäßes gelegen ſind, eine Höhe, welche genügend iſt, um das Waſſer mit einer Geſchwindigkeit durch die Röhren zu treiben, die zur Fortbewegung der Maſſen ausreichend iſt. Das gleichzeitig mit der Maſſe aus den Austragröhren abfließende Waſſer iſt natürlich ſtetig zu erſetzen, wobei man durch Anwendung einer geeigneten Hebevor-

richtung, etwa eines Schöpfrades, ein und daſſelbe Waſſer wiederholt zur Verwendung bringen kann. Der von dem Waſſer eingenommene Raum erhält durch die Einſetzung des mit der Axe verbundenen Rohres r, an welchem die Flügel befeſtigt ſind, die Form eines cylindriſchen Ringes von geringer radialer Weite, denn da in Folge der Fliehkraft die Maſſen ſich doch ſchnell nach außen bewegen, ſo wird die beſprochene Wirkung auch nur in der Nähe des äußeren Mantels von B ſtattfinden können.

Fig. 361.



Für die gehörige Wirkſamkeit dieſer Maſchine iſt die Umdrehungsgeſchwindigkeit der das Waſſer bewegenden Flügel von hervorragender Bedeutung. Bei einer zu geringen Geſchwindigkeit würden die wagerechten Wege der verſchieden dichten Körner zu wenig von einander verſchieden ſein, um eine ſcharfe Trennung zu ermöglichen, während eine zu große Umdrehungsgeſchwindigkeit zur Folge haben könnte, daß die langſamer fallenden Körner mehr als eine ganze Umdrehung um die Axe machten, wobei die beabſichtigte Wirkung offenbar nicht erreicht würde. Man wird daher für

derartige Maſchinen die Bedingung zu ſtellen haben, daß die am langſamſten fallenden Körner während ihres Fallens durch die Höhe des Gefäßes höchſtens einem Umgange um die Axe ausgeſetzt ſein dürfen. Hieraus folgt eine um ſo größere Umdrehungszeit der Axe, je größer die Fallhöhe in dem Gefäße gewählt wird, und je langſamer die zu ſortirenden Stoffe fallen, dagegen iſt der Abſtand von der Axe, in welchem die Maſſe niederfällt, ohne Einfluß auf die Umdrehungszahl der Axe. Bezeichnet man die Höhe des Waſſerſpiegels im Gefäße über dem Boden deſſelben mit h und iſt v die Geſchwindigkeit, mit welcher das matteſte der zu ſortirenden Körner im Waſſer fällt, ſo ergiebt ſich für daſſelbe die Fallzeit zu $\frac{h}{v}$ Secunden und daher die Anzahl von Umdrehungen für die Axe in der Minute zu höchſtens $\frac{60 . v}{h}$.

Die von Rittinger in dieſer Hinſicht durchgeführte Rechnung ergiebt beiſpielsweiſe für eine Höhe des Gefäßes von $h = 1\,\mathrm{m}$, und unter der Vorausſetzung, daß die zu ſortirenden Stoffe aus Bleiglanz von der Dichte gleich 7 und aus Quarz von der Dichte gleich 2,5 beſtehen, eine Umdrehungszahl der Axe, welche nach einander durch 21 — 11 — 6 und 2,7 ausgedrückt iſt, wenn die Sieböffnungen, durch welche die zu ſortirenden Maſſen hindurchgegangen ſind, beziehungsweiſe 16 — 4 — 1 und 0,25 m weit ſind.

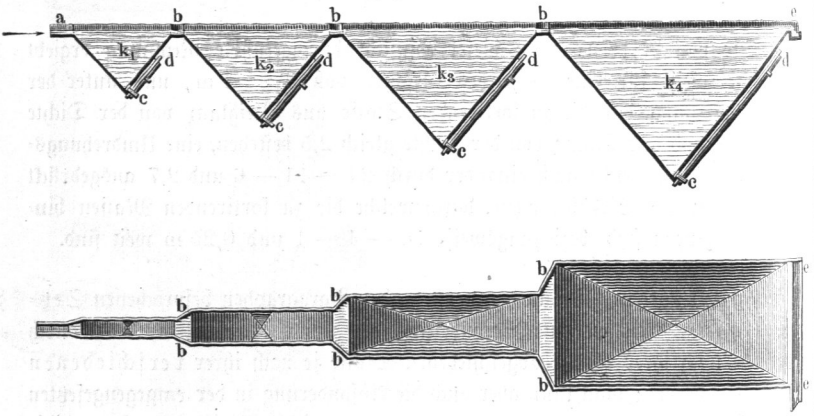
Spitzkäſten. Die in den vorſtehenden Paragraphen beſprochenen Setzmaſchinen bringen eine Abſonderung der zuvor claſſirten, d. h. durch Siebe nach ihrer Größe abgeſchiedenen Stoffe je nach ihrer verſchiedenen Dichte hervor; man kann aber auch die Abſonderung in der entgegengeſetzten Aufeinanderfolge der Abſcheidungen derart nämlich vornehmen, daß man die Stoffe zuerſt nach ihrer Gleichfälligkeit trennt, und hierauf eine Scheidung nach der Größe folgen läßt, wie bereits in §. 106 angedeutet wurde. Dieſes Verfahren findet im Aufbereitungsweſen namentlich zum Scheiden der Mehle ſtatt, indem hierbei die Verwendung von Sieben überhaupt nicht gut angängig iſt, inſofern es ſchwer oder ſelbſt unmöglich iſt, die feinen im Waſſer enthaltenen Mehle in einer dünnen Schicht gleichmäßig auf den Sieben auszubreiten. Aus dieſem Grunde iſt hierbei eine Trennung unter Ausſchluß von Sieben vorzunehmen, zu welchem Zwecke man zunächſt eine Sortirung der gepulverten Maſſen nach ihrer Gleichfälligkeit mit Hülfe eines Waſſerſtroms bewirkt. Die zu dieſem Zwecke angewandten Vorrichtungen ſind entweder Spitzkäſten, oder Spitzlutten, oder Mehlrinnen. §. 108.

Wenn man die zu ſortirenden Mehle in hinreichend viel Waſſer angerührt als ſogenannte Trübe durch mehrere hinter einander aufgeſtellte rinnenförmige Käſten fließen läßt, deren Querſchnitte ſtufenweiſe zunehmen, ſo daß

die Geſchwindigkeit des hindurchtretenden Trübeſtromes entſprechend abnimmt, ſo ſetzen ſich in dieſen Käſten die in der Trübe enthaltenen feſten Körper nach ihrer Gleichfälligkeit ab, und zwar derart, daß in dem Kaſten, welchem die größte Geſchwindigkeit des Trübeſtroms zukommt, nur die ſchwerſten oder raſcheſten Sorten zu Boden ſinken, während die leichteren oder flaueren Sorten bei der daſelbſt herrſchenden Geſchwindigkeit der Trübe den folgenden Käſten zugeführt werden.

Die Einrichtung eines ſolchen unter dem Namen Spitzkaſten bekannten Apparates iſt aus Fig. 362 im Längsſchnitt und Grundriß erſichtlich, und man erkennt hieraus, wie die bei a eingeführte Trübe nach einander die vier Behälter k_1, k_2, k_3, k_4 durchfließt, deren Querſchnitt, wie aus dem Grundriſſe erſichtlich iſt, ſtufenweiſe zunimmt, und welche durch die ſich allmählich er-

Fig. 362.

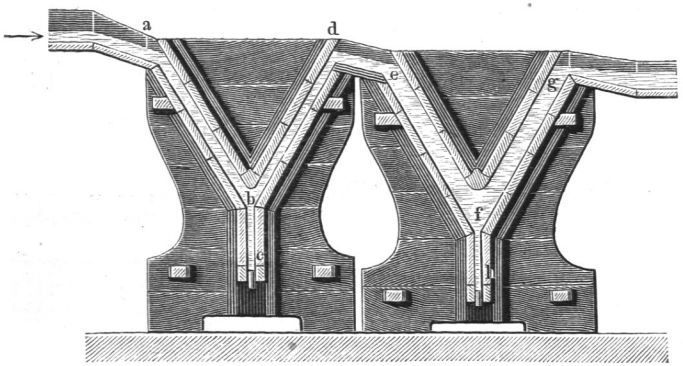


weiternden Rinnen b mit einander in Verbindung gebracht ſind. Da die Böden dieſer Behälter als vierſeitige Pyramiden ausgeführt ſind, ſo iſt hierdurch die Möglichkeit gegeben, die ſich abſetzenden Stoffe unausgeſetzt durch kleine Oeffnungen c in den Spitzen dieſer Böden abzuführen, ſo daß auf dieſe Weiſe ein continuirlicher Betrieb des Apparates erzielt wird. Die von den hältigen Erztheilchen befreite Trübe wird bei e über die Wand des letzten Kaſtens k_4 geſchlagen und durch eine Rinne in die wilde Fluth geleitet. Damit die aus den Oeffnungen c austretende Maſſe nicht mit der großen, der ganzen Tiefe dieſer Oeffnungen unter dem Spiegel der Flüſſigkeit entſprechenden Geſchwindigkeit austrete, wodurch ein ſehr geringer, dem Verſetzen leicht unterworfener Querſchnitt dieſer Oeffnungen bedingt werden würde, ſind an die Oeffnungen die aufſteigenden Anſatzröhren cd angeſetzt, welche den Austritt bei d entſprechend der mäßigen Druckhöhe erfolgen laſſen, wie ſie durch die Tiefe der Ausmündung unter der Oberfläche der Flüſſigkeit

gegeben iſt. Dieſe Tiefe wird man um ſo größer anzunehmen haben, je gröber das Korn des abzuführenden Mehles iſt, und man ſoll nach Rittinger dieſe Tiefe bei dem erſten Kaſten, in welchem das Mehl am raſcheſten zu Boden ſinkt, zu 0,9 bis 1,2 m annehmen, während für den Schlammkaſten k_4 eine Druckhöhe von 0,6 bis 0,75 m genügt. Die Breiten der auf einander folgenden Käſten, deren Zahl in der Regel vier nicht überſteigen wird, ſollen nach derſelben Quelle wie die Zahlen 1, 2, 4, 8 ſich verhalten, und zwar genügt eine Breite des erſten Kaſtens von 0,1 Fuß = 30 mm für je 1 Cubikfuß = 0,03 cbm in der Minute zuzuführender Trübe. Für die Längen der einzelnen Käſten ſollen die Zahlen 6, 9, 12 und 15 Fuß oder 1,8, 2,7, 3,6 und 4,5 m paſſend ſein.

In anderer Art wird die Sortirung nach der Gleichfälligkeit in den ſogenannten Spitzluttenapparaten bewirkt, indem in denſelben der Trübe

Fig. 363.

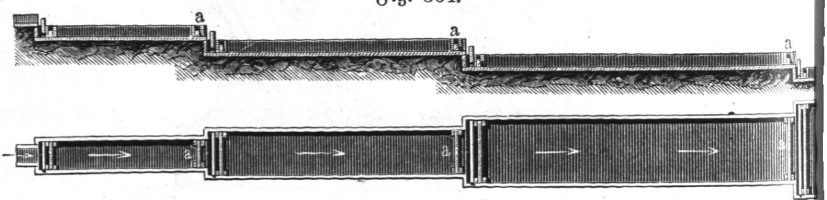


eine aufſteigende Bewegung mit ſtufenweiſe abnehmender Geſchwindigkeit ertheilt wird. Nach den in §. 106 über die ſogenannte fallende Schwebe gemachten Bemerkungen wird in Folge einer ſolchen aufſteigenden Bewegung des Stroms ein Theilchen von demſelben mitgenommen, ſobald die Geſchwindigkeit größer iſt, als die Fallgeſchwindigkeit, welche dieſes Theilchen im Waſſer annimmt, während alle ſchwereren Theilchen, denen eine größere Fallgeſchwindigkeit zukommt, zu Boden fallen. Wenn man daher die Trübe durch abwechſelnd auf- und abſteigende Canäle oder Lutten von ſtufenweiſe größeren Querſchnitten hindurchleitet, ſo werden die verſchiedenen Mehlſorten ſich nach ihrer Gleichfälligkeit in den tiefſten Punkten dieſer Canäle anſammeln, von welchen Stellen ſie in ähnlicher Art, wie bei dem vorbeſprochenen Spitzkaſtenapparate durch Austragöffnungen abgezogen werden können.

In Fig. 363 ſind zwei ſolche auf einander folgende Spitzlutten dargeſtellt, woraus man erſieht, wie die bei *a* eingeführte Trübe durch den ab-

steigenden Schenkel ab hindurch nach dem Schenkel bd gelangt, wobei sie eine Geschwindigkeit hat, die von der Menge der in der Zeiteinheit hinzugeführten Trübe und dem Querschnitte der Leitung abd abhängig ist, und welche so zu bestimmen ist, daß die rascheste Sorte des Mehls sich in der Abfallröhre bc absondert, durch deren Spund c sie abgezogen werden kann. Die durch bd aufsteigende Trübe gelangt durch die Verbindungsrinne de nach der zweiten Lutte efg, in welcher wegen des größeren Querschnittes die Durchflußgeschwindigkeit kleiner ausfällt, in Folge wovon bei h ein matteres Mehl sich ansammelt, u. s. f. Die in den Lutten auftretende Geschwindigkeit stellt sich jedesmal den Querschnitten entsprechend von selbst ein, indem sich nämlich die Höhe der Flüssigkeit in dem vorderen Schenkel ab, ef gerade um so viel höher stellt, als in dem hinteren Schenkel bd, fg, wie zur Erzeugung der zugehörigen Geschwindigkeit erforderlich ist. Dieser Höhenunterschied ist bei den hier in Betracht kommenden Mehlen wegen deren kleiner Fallgeschwindigkeit immer nur gering, beispielsweise beträgt die Fallgeschwindigkeit für bleiglänzige Mehle von 0,5 mm Korngröße nur 0,29 m, entsprechend einer Fallhöhe von $\frac{0{,}29^2}{2\,.\,9{,}81} = 0{,}0044\,\text{m} = 4{,}4\,\text{mm}$.

Fig. 364.



Man kann endlich eine Sortirung von Mehlen nach ihrer Gleichfälligkeit auch dadurch bewirken, daß man die diese Mehle enthaltende Trübe durch eine ganz oder nahezu horizontale Rinne leitet, deren Querschnitt stufenweise zunimmt. Alsdann wird in jedem Theile dieser Rinne vermöge der daselbst auftretenden Geschwindigkeit ein Fortreißen der matteren Mehlsorten erfolgen, während die schwereren oder rascheren Sorten zu Boden fallen und von Zeit zu Zeit aus der Rinne ausgehoben werden können.

Die hierzu dienenden einfachen Mehlrinnen, von denen Fig. 364 eine Andeutung giebt, bedürfen einer aufmerksameren Bedienung, als die Spitzkästen und Spitzlutten, da sie nicht nur die Herbeiführung eines regelmäßigen Zuführens der Trübe erfordern, sondern auch eine Regulirung des Standes der Flüssigkeit in den einzelnen Abtheilungen nöthig machen. Da nämlich die sich auf dem Boden der Rinne ablagernden Mehle nicht sogleich entfernt werden, so erhöht sich allmählich dieser Boden, und es würde die hierdurch veranlaßte Querschnittsverengung eine Vergrößerung der Durchflußgeschwin-

digkeit zur Folge haben, ſo daß gröbere Theile durch den Strom mitgeriſſen würden, wenn man nicht durch Einlegen kleiner Ueberfallleiſtchen bei a, a für eine entſprechende Hebung des Spiegels der Flüſſigkeit ſorgte. Durch dieſe Erhebung der Flüſſigkeit wird aber wiederum eine ſprungweiſe Verringerung der Durchflußgeſchwindigkeit veranlaßt, der zufolge ſich nun auch mattere Mehlſorten ablagern, und es ergiebt ſich hieraus, warum Mehlrinnen trotz aufmerkſamſter Bedienung doch nicht eine ſo gleichmäßige Sortirung erzielen laſſen, wie die beiden erſtangeführten Apparate. Ein anderer Nachtheil der Mehlrinnen gegenüber den Spitzkäſten und Spitzluttenapparaten beſteht darin, daß man bei den letzteren den abzuziehenden Mehlſorten jederzeit denjenigen Näſſegehalt ertheilen kann, welcher für die folgende Claſſirung auf den in den nächſten Paragraphen zu beſprechenden Maſchinen erforderlich iſt, während die aus den Mehlrinnen ausgehobenen Mehle zu dieſem Behufe einer beſonderen Vermengung mit dem erforderlichen Waſſer bedürfen.

Die durch die hier beſprochenen Apparate erhaltenen Sorten ſetzen ſich, wie überhaupt die gleichfälligen Körper, zuſammen aus größeren und kleineren Körnern, von denen die größeren aus weniger dichtem Stoffe beſtehen, während die kleineren Körner die dichtere metallhaltigere Subſtanz enthalten. Eine Trennung dieſer letzteren Theile von der tauben Gangart würde nun zwar durch Siebe erzielt werden können, wegen der hierbei auftretenden oben angeführten Schwierigkeiten wendet man indeſſen anſtatt der Siebe die im Folgenden zu beſprechenden Maſchinen an, welche die beſagte Abſonderung *nach der Größe durch bewegtes Waſſer* herbeiführen.

Der Schlämmherd. Wenn man die aus den Abzugsöffnungen von Spitzkäſten oder Spitzlutten abfließende Trübe in einem *ſehr dünnen Strome* über eine ſchwach geneigte Fläche fließen läßt, ſo findet hierbei eine Abſonderung der in der Trübe enthaltenen *gleichfälligen* Stoffe nach ihrer Dichte ſtatt, inſofern nämlich die dichteren und daher kleineren Körner ſich auf der Fläche abſetzen, während die weniger dichten und größeren Theile von dem Waſſerſtrome mitgeführt werden. Dieſe Wirkung iſt nur dann zu erwarten, wenn einerſeits die Geſchwindigkeit des Trübeſtromes entſprechend der geringen Herdneigung eine ſo mäßige iſt, daß die gedachten dichteren Körner nicht mitgenommen werden, und wenn andererſeits die Trübe in einer ſehr dünnen Schicht über die Fläche des Herdes geführt wird. Es beruht nämlich die abſondernde Wirkung eines ſolchen ſehr dünnen Flüſſigkeitsſtromes weſentlich darauf, daß die Geſchwindigkeit unmittelbar an der feſten Fläche wegen der Adhäſion an derſelben eine geringere iſt, als in den darüber gelegenen höheren Schichten, ſo daß alſo in Folge hiervon die größeren Körner einem ſtärkeren Waſſerſtoße ausgeſetzt ſind, als die kleineren und dich- §. 109.

teren. Bei einer größeren Dicke des Trübeſtromes würde daher auf die hier gedachte Wirkung gar nicht zu rechnen ſein, es würde vielmehr, wie in den vorſtehend beſprochenen Mehlrinnen dabei nur eine Abſonderung nach der Gleichfälligkeit herbeigeführt werden können, und man würde alſo mit der von den Spitzkäſten oder Spitzlutten erhaltenen Trübe, da dieſelbe nur lauter gleichfällige Körner enthält, eine weitere Ausſcheidung nach der Dichte oder eine Claſſirung durch einen Strom in dicker Schicht nicht vornehmen können.

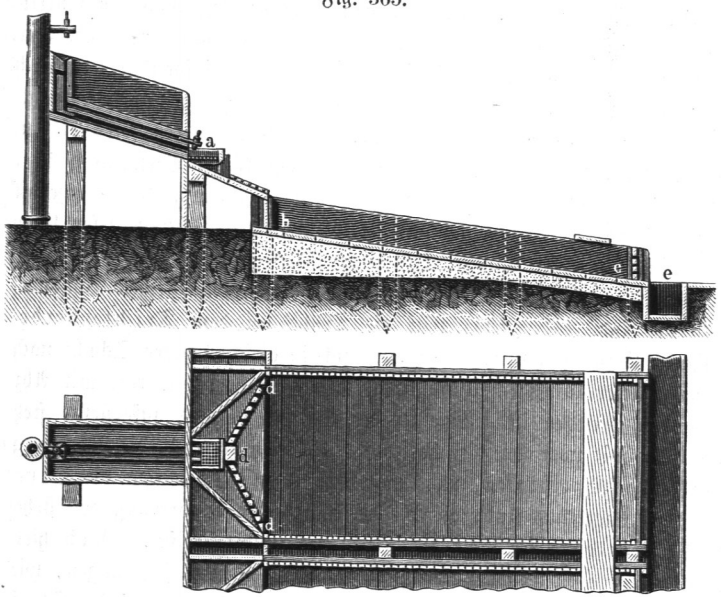
Die zu der hier gedachten Ausſcheidung oder Claſſirung dienenden Vorrichtungen oder Herde ſind entweder von ſolcher Einrichtung, vermöge deren man auf der Fläche des Herdes eine Ablagerung der niedergeſchlagenen Stoffe oder den ſogenannten Herdſatz bis zu einer beſtimmten, etwa zwiſchen 100 und 250 mm ſchwankenden Dicke ſich bilden läßt, bevor man eine Abräumung dieſes Herdſatzes bei unterbrochener Trübezuleitung vornimmt, oder man kann auch eine Beſeitigung der abgelagerten Stoffe ſogleich vornehmen, ſobald ſich die Herdfläche mit einer nur dünnen Schicht bedeckt hat. Im letzteren Falle heißen die Herde Leerherde im Gegenſatze zu den Vollherden, bei welchen man die zuerſt gedachte Anſammlung eines dickeren Herdſatzes zuläßt. Während die Vollherde der Natur der Sache nach abwechſelnd betrieben und abgeräumt werden, kann man dagegen bei den Leerherden ebenſowohl einen intermittirenden wie auch einen continuirlichen Betrieb ermöglichen, wie ſich aus den ſpäteren Betrachtungen ergeben wird.

Die einfache Einrichtung eines Vollherdes iſt durch Fig. 365 veranſchaulicht, woraus man erkennt, wie die bei *a* zugeführte Trübe über die aus Brettern gebildete geneigte Herdfläche *bc* fließt, derart, daß die Flüſſigkeit ſich möglichſt gleichmäßig über die ganze Herdbreite vertheilt. Um dies zu erreichen, ſind bei *dd* in zwei gegen einander geneigten Reihen einzelne Klötzchen angebracht, durch deren Zwiſchenräume die Trübe hindurchtritt, um in möglichſt gleichmäßiger Vertheilung über die Herdfläche zu fließen. Nach dem vorſtehend Angegebenen werden ſich in dem oberen Theile des Herdes die dichteſten Körper niederſchlagen, während die minder dichten ſich weiter nach dem Fußende hin ablagern und nur die am wenigſten dichten nicht oder nur wenig erzhaltigen Stoffe von der Flüſſigkeit nach der Abzugsrinne *e* entführt werden. Da hierbei die dauernd richtige Neigung des Herdes für die beabſichtigte Wirkung von hervorragender Bedeutung iſt, ſo hat man dafür zu ſorgen, daß die Oberfläche des Herdſatzes immer parallel zu dem Herdboden verbleibe. Um dies zu erreichen, ſind in der am Fußende des Herdes angebrachten Wand in mehreren Reihen über einander Abzugsöffnungen angebracht, ſo daß man durch den Verſchluß der Oeffnungen in einer unteren Reihe durch Pfropfen den Spiegel der Trübe am unteren

Ende des Herdes entſprechend erhöhen kann. In Folge der hierdurch erreichten geringeren Geſchwindigkeit der Trübe in dem unteren Theile wird die Ablagerung der Stoffe daſelbſt befördert, ſo daß man es hierdurch in der Hand hat, die Oberfläche des Herdſatzes in erforderlicher Art mit dem Herdboden parallel zu erhalten.

Um auch die für eine gute Wirkung des Herdes unerläßliche ebene Oberfläche des Herdſatzes ſtetig zu erhalten, iſt ein Arbeiter beſtändig damit beſchäftigt, mittelſt eines an einem längeren Stiele befindlichen Brettchens bezw. einer Bürſte die Oberfläche des Herdſatzes zu ebnen und das Ent-

Fig. 365.



ſtehen von Längsfurchen zu verhindern, wie ſie durch den Trübeſtrom leicht veranlaßt werden. Mit dieſer Operation des Ebnens, bei welcher das Streichbrett ſtets nach dem oberen Ende hin bewegt wird, um der hierdurch zurückgeſchobenen Trübe wiederholte Gelegenheit zum Abſcheiden dichterer Theile zu bieten, wird gleichzeitig eine Befeſtigung des Herdſatzes durch entſprechendes Drücken verbunden.

Ein ſolcher Herd hat durchſchnittlich eine Länge von 3,6 m bei einer Breite von etwa 1,5 m. Die Neigung der Herdfläche iſt um ſo größer anzunehmen, je raſcher das Mehl iſt und beträgt bei den gröbſten Sorten bis gegen 8 Grad, während man ſie für die feinſten Mehle oder Schmante nur zu etwa 3 Grad annimmt. Die Menge der Trübe beträgt bei einem

Herde der angegebenen Abmeſſungen etwa 15 bis 20 Liter in der Minute für raſche Mehle und etwa 3 bis 4 Liter für Schmante, und man darf annehmen, daß der Gehalt an Mehl in 1 Cubikfuß = 31 Liter bei raſchen Sorten 25 kg und bei Schmanten nur 5 kg beträgt. Demgemäß iſt auch die Zeit ſehr verſchieden, welche zu einer Füllung des Herdes, wozu etwa 30 bis 40 Centner Mehl oder Schmant verſchlämmt werden, erforderlich iſt, indem dieſe Zeit zwiſchen drei bis vier Stunden bei raſchen Mehlen und 10 bis 20 Stunden bei Schmanten ſchwankt.

Um die mühſame Arbeit des Ebnens der Oberfläche des Herdſatzes zu vermeiden, hat man die Schlämmherde als ſogenannte *Rundherde* hergeſtellt, d. h. man hat ihnen die Form ſtumpfer Kegelflächen mit verticaler Axe gegeben, auf welchen das Ebnen des Herdſatzes durch rotirende Streichbrettchen bewirkt wird, ſo daß die Handarbeit hierbei fortfällt. Je nachdem man hierbei die Kegelfläche *erhaben* oder *hohl* geſtaltet, entſteht der *Kegelherd* oder der *Trichterherd*. Bei dem erſteren wird die in der Mitte des Herdes eintretende Trübe in gleichmäßiger Vertheilung über die innere cylindriſche Umfaſſungswand des eine ringförmige Kegelfläche bildenden Herdes geführt, von wo aus ſie ſich nach der äußeren tiefer liegenden Einfaſſung in einer dünnen Schicht herabbewegt, um hier durch Löcher zu entweichen, welche in dieſer Umfaſſung in mehreren Reihen ringsum angebracht ſind. Umgekehrt tritt die Trübe bei dem *Trichterherde* am äußeren Umfange hinzu, und bewegt ſich in gleichförmiger Schicht nach der inneren tiefer liegenden Umfaſſung, welche in derſelben Art mit Abzugsöffnungen verſehen iſt. Eine in der Axe des Kegels aufgeſtellte ſtehende Welle iſt mit zwei oder vier horizontalen Armen verſehen, die über die ganze Herdfläche ſich erſtrecken, und an welche vermittelſt Ketten die *Streichbretter* angehängt ſind, die bei der langſamen Umdrehung der ſtehenden Welle über die Oberfläche des Herdſatzes hinwegſtreifen. Auch hier hat man durch entſprechenden Verſchluß der unteren Abflußöffnungen, wie bei dem gewöhnlichen Schlämmherde dafür Sorge zu tragen, daß die Oberfläche des Herdſatzes möglichſt mit der Herdſohle parallel bleibt, und man muß die beſagten Streichbretter in dem Maße höher aufhängen, in welchem mit zunehmender Dicke der Ablagerung die Oberfläche des Herdſatzes ſich erhöht, zu welchem Ende die Ketten, an denen die Streichbretter hängen, über kleine an den Armen der ſtehenden Welle angebrachte Kettenrollen gewickelt ſind.

Die Wirkung eines ſolchen Rundherdes iſt im Weſentlichen nicht verſchieden von derjenigen des vorſtehend beſprochenen gewöhnlichen geraden Herdes, nur iſt zu bemerken, daß hierbei die Dicke der herabfließenden Trübe eine Aenderung erfährt, inſofern nämlich dieſe Dicke bei dem Kegelherde wegen der Ausbreitung nach dem Ausflußumfange hin kleiner wird, während umgekehrt bei dem Trichterherde eine Zunahme dieſer Dicke nach dem Aus-

flußumfange in dem Maße auftritt, wie die Trübe zuſammengedrängt wird. Da von dieſer Dicke der Trübeſchicht auch deren Geſchwindigkeit beeinflußt wird, ſo muß bei dem Kegelherde eine Verminderung der Geſchwindigkeit der Trübe nach dem Fuße hin ſtattfinden, in Folge wovon ſich daſelbſt die minder dichten Körper in entſprechend größerer Menge ablagern werden. Bei dem Trichterherde dagegen nimmt die Geſchwindigkeit der abwärts nach innen ſtrömenden Trübe nach dem Fuße hin zu, ſo daß ein großer Theil der weniger dichten Körper, welche ſich bei dem geraden Herde unter ſonſt gleichen Umſtänden auf der Herdſohle am Fußende ablagern, hier von der Trübe mitgeführt wird. Dieſer Umſtand iſt aber deswegen nur von untergeordneter Bedeutung, weil die am Fußende des Herdes zur Ablagerung gelangenden Maſſen wegen ihres geringen Erzgehaltes doch in der Regel nicht weiter verwerthbar ſind. Um indeſſen die Verſchiedenheit der Geſchwindigkeit auf dem Herde nicht zu groß werden zu laſſen, pflegt man den inneren Ring thunlichſt groß, etwa gleich 1,8 m, und die Herdlänge, d. h. den Abſtand des äußeren und inneren Ringes, nicht größer als etwa 2,2 m zu machen.

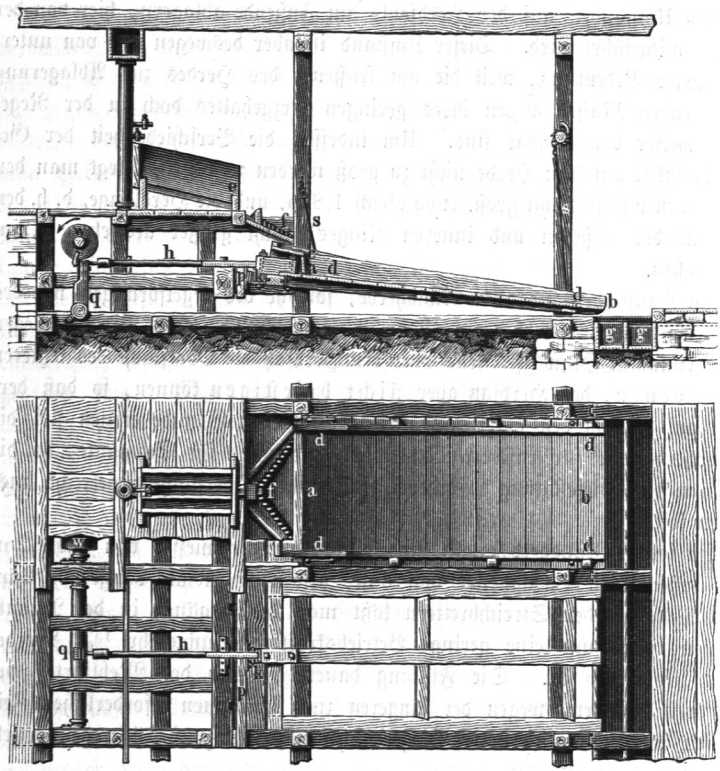
Ein Hauptübelſtand aller Rundherde, ſowohl des kegelförmigen wie des trichterförmigen, beſteht darin, daß die Streichbretter oder Bürſten wegen ihres einfachen Hinwegſtreifens über den Herdſatz die Oberfläche des letzteren *nur ebenen*, den Herdſatz aber *nicht befeſtigen* können, ſo daß derſelbe auf Rundherden locker ausfällt. Aus dieſem Grunde eignen ſich die Rundherde nur für raſchere Mehlſorten und nicht für Schmante, da die letzteren eine Befeſtigung erfordern, falls ihre Oberfläche regelrecht ausfallen ſoll.

Ein ſolcher Rundherd erhält einen inneren Durchmeſſer von etwa 2 m und außen einen Durchmeſſer von 6 m, alſo eine radiale Länge von 2 m. Die Welle mit den Streichbrettern läßt man 10 Umgänge in der Minute machen, wozu nur eine geringe Betriebskraft von ungefähr $^1/_{20}$ Pferdekraft erforderlich iſt. Die Füllung dauert je nach der Mehlſorte zwei bis drei Stunden; wegen der längeren zum Abräumen erforderlichen Zeit können indeſſen täglich in der Regel nicht mehr als zwei Füllungen erzielt werden.

Der Stossherd. Eine ſelbſtthätige Ebnung und Befeſtigung des Herdſatzes läßt ſich auch dadurch erzielen, daß man dem Herde ſelbſt eine derartige ſtoßende Bewegung ertheilt, daß vermöge derſelben die einzelnen Theilchen des Herdſatzes feſt gegen einander gepreßt werden; die hierzu dienende Einrichtung führt den Namen *Stoßherd*. Die Anordnung eines ſolchen, ſowie die Betriebsart deſſelben iſt aus der Fig. 366 (a. f. S.) erſichtlich. §. 110.

Der Herd wird durch die geneigte, aus Brettern gebildete Fläche *ab* vorgeſtellt, welche am höher gelegenen, ſogenannten Kopfende durch das Brett *ac* und ſeitlich durch Einfaſſungen *d d* begrenzt, dagegen am unteren oder Fußende nicht wie bei den vorhergehenden Herden mit einer Einfaſſung verſehen iſt. Der Herd hängt an vier Stangen *s*, von welchen die beiden das Fußende tragenden mittelſt der über Rollen geführten Ketten entſprechend verkürzt werden können, ſo daß man es hierdurch in der Hand hat, der

Fig. 366.



Oberfläche des ſich auf dem Herde bildenden Herdſatzes ſtets die erforderliche Neigung zu geben. Die bei *e* zugeführte Trübe fließt, durch die Theiltafel oder das ſogenannte Happenbrett *f* vertheilt, gleichmäßig in dünnem Strome über den Herd hinweg, um, nachdem ſie von den ſich auf dem Herde abſetzenden Theilen befreit iſt, durch die Abflußrinnen *g g* entfernt zu werden. Zur Erzeugung der gedachten Stoßbewegung dient die Daumenwelle *w*, deren Daumen bei der durch den Pfeil angedeuteten Umdrehung die Schwinge *q* zurückdrängt, und damit auch vermittelſt der Schubſtange *h*

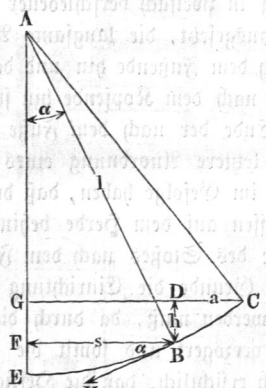
den Herd nach dem Fußende hin ausſchiebt, wobei derſelbe um die Aufhängeſtangen *s* pendelnd auf eine gewiſſe geringe Höhe erhoben wird. In Folge dieſer Erhebung fällt der Herd, ſobald der Daumen der Welle die Schwinge freigiebt, wieder zurück, und es erfolgt ein Stoß, indem der an dem Herde angebrachte Stoßkopf *k* gegen den Prellkopf *p* trifft. Es iſt erſichtlich, wie in Folge dieſes Stoßes die auf dem Herde befindlichen Maſſentheilchen vermöge der erlangten Geſchwindigkeit die Bewegung nach dem Kopfende hin fortzuſetzen beſtrebt ſind, wodurch die ganze Maſſe entſprechend befeſtigt wird.

In Bezug auf die Wirkung dieſer Stöße kann Folgendes bemerkt werden. Zunächſt iſt es klar, daß die Bewegung des Herdes, wie hier vorausgeſetzt worden, nach deſſen Längsrichtung zu erfolgen hat, da eine Querbewegung eine ganz unzuläſſige Anhäufung der Maſſe auf einer Seite zur Folge haben würde. Man kann nun dieſe Längsbewegung in zweifach verſchiedener Art vornehmen, je nachdem man, wie hier vorausgeſetzt, die langſame Ausſchiebung des Herdes durch den Daumen nach dem Fußende hin und daher den Stoß bei der entgegengeſetzten Bewegung nach dem Kopfende hin ſtattfinden läßt, oder umgekehrt den Stoß am Ende der nach dem Fuße hin gerichteten Bewegung eintreten läßt. Die letztere Anordnung eines ſogenannten Fußſtoßes würde den Uebelſtand im Gefolge haben, daß durch den Stoß die Ablagerung der dichteren Maſſen auf dem Herde behindert werden müßte, indem dieſe Theilchen in Folge des Stoßes nach dem Fußende hin bewegt würden, ſo daß aus dieſem Grunde die Einrichtung des Kopfſtoßes als die vorzüglichere betrachtet werden muß, da durch dieſen Stoß das Herabrollen der dichteren Theile verzögert und ſomit die Abſcheidung befördert wird. Es iſt hieraus auch erſichtlich, daß die Heftigkeit dieſes Stoßes nicht ſo groß ſein darf, um die Theilchen nach dem Kopfende hin zu verſchieben, es muß vielmehr eine ſolche Intenſität des Stoßes veranlaßt werden, welche gerade genügt, um dem Herdſatze die gewünſchte Feſtigkeit zu ertheilen, ohne die Herabbewegung der Theilchen bis zu dem ihrer Dichte oder ihrer Größe entſprechenden Punkte zu hindern. Die mehr oder minder große Heftigkeit der Stoßwirkung hat man durch die Regulirung der Höhe in der Hand, auf welche der Herd während des Ausſchiebens erhoben wird. Auch die Geſchwindigkeit der Bewegung ſowohl während des Ausſchubes wie während des darauf folgenden Fallens iſt für die Wirkſamkeit der ganzen Anordnung von Wichtigkeit. Es dürfen dieſe Geſchwindigkeiten nur mäßige ſein, denn wollte man die Ausſchiebung mit einer zu großen Geſchwindigkeit vor ſich gehen laſſen, ſo würde der Herd unter der langſam herabfließenden Trübe ſo ſchnell hinweggezogen werden, daß in Folge der verringerten relativen Geſchwindigkeit auch minder dichte Theilchen zur Ablagerung kämen. Umgekehrt würde eine erhebliche Geſchwindigkeit bei

dem Fallen des zurückſchwingenden Herdes eine derartige Verſtärkung des Trübeſtromes veranlaſſen, daß auch dichtere Theilchen nach dem Fuße hin geſchlämmt würden.

In Betreff der Wirkſamkeit des Stoßes iſt hier ein weſentlicher Unterſchied durch die Beſchaffenheit des Prellklotzes p bedingt, je nachdem derſelbe nämlich durch einen elaſtiſchen Holzbalken oder durch ein ſtarres, nur wenig nachgiebiges Widerlager dargeſtellt wird. Während nämlich ein elaſtiſcher Prellſtock vermöge ſeiner Federwirkung nach geſchehenem Stoße wiederholt Schwingungen des Herdes veranlaßt, ſo treten ſolche Schwingungen nicht auf, wenn der Stoß unelaſtiſch iſt. Demgemäß hat man die Ausſchübe bei dem unelaſtiſchen Stoß viel ſchneller auf einander folgen zu laſſen, als bei dem elaſtiſchen Stoße, indem bei dem letzteren etwa 12 bis 16 Ausſchübe minutlich gegeben werden, während bei dem unelaſtiſchen Stoße die Anzahl der Ausſchübe in der Minute bei raſchen Mehlen 40 bis 50 und bei Schmanten 60 bis 80 beträgt.

Fig. 367.



Um die Geſchwindigkeit, mit welcher der Herd aus ſeiner gehobenen Lage zurückfällt, zu beurtheilen, ſei $l = AB$, Fig. 367, die Länge der Hängeſtange, und es werde unter der ſogenannten Spannung s dieſer Stange der horizontale Abſtand BF des unteren Endpunktes B von der durch den Aufhängepunkt A gelegten Verticallinie AE bei der tiefſten Lage des Herdes verſtanden, ſo daß der Neigungswinkel α der Hängeſtange in dieſer Lage durch $\sin\alpha = \frac{s}{l}$ ausgedrückt iſt. Bezeichnet man nun den horizontalen Ausſchub DC des Herdes mit a, ſo wird durch die Ausſchubbewegung eine ſenkrechte Erhebung des Herdes in dem Betrage

$$BD = h = AF - AG = \sqrt{l^2 - s^2} - \sqrt{l^2 - (s+a)^2}$$

bewirkt. Dieſe Hubhöhe beſtimmt ſich nach den von Rittinger als angemeſſen angegebenen Größen $l = 1{,}25$ m, $s = 0{,}15$ m und $a = 0{,}13$ m für raſche Mehle zu $h = 23$ mm; ſowie für $l = 1{,}25$ m, $s = 0{,}25$ m und $a = 0{,}013$ m für Schmante zu $h = 3$ mm.

Wenn der Herd nach beendigtem Ausſchub von dieſer Höhe h herabfällt, ſo erlangt er, wenn man die Bewegung durch den nahezu mit einer geraden Linie übereinſtimmenden kleinen Bogen CB als eine gleichmäßig beſchleunigte auffaßt, eine Endgeſchwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$, welche ſich den oben

berechneten Fallhöhen h entſprechend zu $v = 0{,}672$ m für raſche Mehle und zu $v = 0{,}240$ m für Schmante ermittelt. Man hat daher, da die Anfangsgeſchwindigkeit gleich Null iſt, eine mittlere Geſchwindigkeit während des Fallens von ungefähr 0,34 m und bezw. 0,12 m, und man pflegt auch die Geſchwindigkeit des Herdes während des Ausſchiebens ungefähr von derſelben Größe zu wählen, indem dieſe Geſchwindigkeit nach Rittinger paſſend zu 0,31 m für raſche Mehle und zu 0,12 m für Schmante angenommen wird.

Die Zeit, welche während des Fallens auf dem Wege BC verfließt, ergiebt ſich nach den allgemeinen Fallgeſetzen, da hierbei die Beſchleunigung entſprechend dem Fallen auf der ſchiefen Ebene durch $g \sin\alpha$ ausgedrückt iſt, durch $BC = \sqrt{a^2 + h^2} = \frac{1}{2}\, g \sin\alpha \,.\, t^2$, und man erhält mit obigen Werthen $t = 0{,}48$ Sec. für raſche Mehle und $t = 0{,}12$ Sec. für Schmante. Noch iſt für die Wirkung der erzeugten Stöße auf die Befeſtigung des Herdſatzes die Richtung der Bewegung von Einfluß, welche alle Theilchen des Herdſatzes in dem Augenblicke des erfolgenden Stoßes angenommen haben, da dieſe Theilchen ihre Bewegung auch in dieſer Richtung weiter fortzuſetzen beſtrebt ſind, alſo in dieſer Richtung in die übrige Maſſe einzudringen ſuchen. Die Bewegung hat im Augenblicke des Stoßes die Richtung der Tangente an den Kreis in B, erfolgt alſo unter einer Neigung $FBH = \alpha$ gegen den Horizont, welche Neigung ſich zu $\alpha = 7^0$ für raſche Mehle und zu $\alpha = 12^0$ für Schmante berechnet. Da nun auch die Fläche des Herdes von vornherein eine beſtimmte Neigung gegen den Horizont hat, welche man erfahrungsmäßig zu 5^0 für raſche Mehle und zu 2^0 für Schmante anzunehmen hat, ſo folgt hieraus, daß die Maſſentheilchen bei dem beginnenden Stoße unter einem Winkel gegen die Oberfläche des Herdſatzes einzudringen beſtrebt ſind, welcher ſich zu $7 + 5 = 12^0$ für raſche Mehle und zu $12 + 2 = 14^0$ für Schmante, alſo für alle Mehlſorten von nahezu gleicher Größe beſtimmt.

In Betreff der Conſtruction der Daumen, welche in dem vorliegenden Falle wegen der drehbaren Schwinge nach Epicikloidenbögen geformt werden können, muß auf die in Th. III, 1 beſprochenen Regeln über die Verzahnung von Rädern verwieſen werden.

Man kann den Arbeitsaufwand für einen Stoßherd zu durchſchnittlich 7 mk für die Secunde = 0,1 Pfkft. annehmen, wenn der Prellſtock elaſtiſch iſt, während man bei einem ſtarren Prellen wegen der häufigeren Aufeinanderfolge der Stöße die Betriebskraft zu 0,2 bis 0,3 Pfkft. annehmen kann. Als Leiſtung eines Stoßherdes giebt Rittinger eine Menge von 16 bis 24 Centner in einer Schicht an.

§. 111. **Leerherde.** Während bei den vorſtehend beſprochenen Herden immer die Bildung eines Herdſatzes von beſtimmter Dicke abgewartet wird, bevor ein Abräumen der niedergeſchlagenen Maſſe vorgenommen wird, bewirkt man bei den folgenden Maſchinen die Entfernung des Niederſchlages immer ſchon, ſobald derſelbe in ſehr geringer Dicke entſtanden iſt, weshalb man dieſe Herde als Leerherde bezeichnet, im Gegenſatze zu den vorſtehend beſprochenen Vollherden. Auch gebraucht man wohl für die Leerherde die Bezeichnung Kehrherde, weil bei denſelben die Entfernung der gebildeten dünnen Schicht durch ein Abkehren vorgenommen wird. Es iſt erſichtlich, daß in Folge dieſer Betriebsart die Ablagerung ſtets auf der Fläche des Herdes ſelbſt und nicht auf der Oberfläche der ſchon abgelagerten Maſſe ſtattfindet, und es fällt daher hierbei nicht nur die Nothwendigkeit eines ſteten Ebnens und Befeſtigens der abgelagerten Maſſe fort, ſondern es iſt auch auf eine vollkommenere Abſonderung zu rechnen wegen der ſtets gleichen Beſchaffenheit der Herdfläche, auf welcher die Ablagerung vor ſich geht.

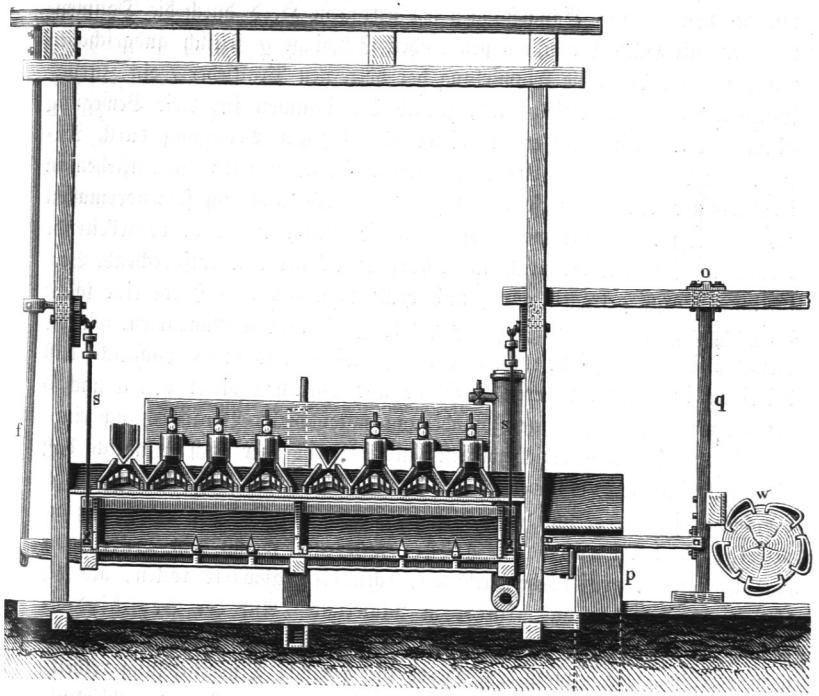
Die Einrichtung eines gewöhnlichen Kehrherdes ſtimmt im Weſentlichen mit derjenigen des Vollherdes, Fig. 365, überein; der Unterſchied beſteht hauptſächlich in der Art des Betriebes. Man läßt hierbei nämlich die Trübe nur während kurzer Zeit, zwei bis acht Minuten, je nach der Reichhaltigkeit der Trübe, über den Herd fließen und kehrt dann den gebildeten Niederſchlag mittelſt eines Beſens vom Kopfe nach dem Fußende hin ab, indem man gleichzeitig durch einen Strom hellen Waſſers die Entfernung des Schlichs befördert. Auch pflegt man bei nur geringem Unterſchiede der ſpecifiſchen Gewichte der von einander zu ſondernden Stoffe vor dem Abkehren ein ſogenanntes Läutern vorzunehmen, d. h. eine vorläufige Reinigung, welche man durch Ueberleiten eines dünnen Stromes von hellem Waſſer über den Herd erreicht, wobei die Geſchwindigkeit dieſes Waſſers derartig zu regeln iſt, daß die weniger dichten Theilchen fortgeſchwemmt werden.

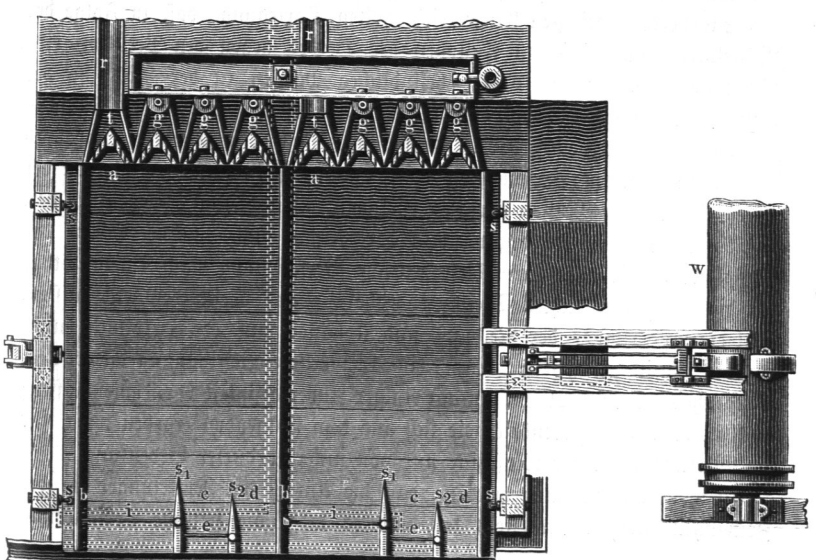
Solchen Leerherden giebt man eine etwas größere Neigung als den Vollherden, und zwar kann man nach Rittinger die Neigung gegen den Horizont paſſend zwiſchen 10 und 12 Grad für raſche Mehle und zwiſchen 5 und 6 Grad für Schmante annehmen. Für die Länge giebt dieſelbe Quelle 3,6 m und für die Breite paſſend 1,2 m an.

Um einen ununterbrochenen Betrieb der Leerherde zu erzielen, hat man denſelben eine Bewegung ertheilt, und dazu verſchiedene Anordnungen getroffen. Es iſt dies in zweifach verſchiedener Art erreicht, je nachdem man dem Herde eine hin- und zurückſchwingende oder eine drehende Bewegung ertheilt, und hiernach hat man den ſogenannten continuirlichen Stoßherd und den Drehherd zu unterſcheiden.

Von der Einrichtung eines continuirlichen Stoßherdes erhält man durch Fig. 368 eine Vorſtellung, welche einen ſolchen Doppelherd in der

Fig. 368.



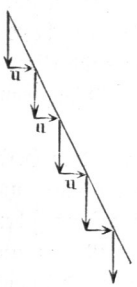


Oberanſicht und im ſenkrechten Durchſchnitte darſtellt. Man erkennt hieraus, wie der von den vier Hängeſtangen *s s* getragene Herd durch die Daumenwelle *w* mit Hülfe der um *o* pendelnden Schwinge *q* ſeitlich ausgeſchoben wird, und wie durch die Einwirkung der hölzernen Prallfeder *f* ein Zurückſchnellen des Herdes erzielt wird, ſobald der Daumen für dieſe Bewegung Raum giebt. Da der Herd in dieſer rückgängigen Bewegung durch Anſtoßen an den feſten Prellklotz *p* plötzlich aufgehalten wird, ſo entſtehen in regelmäßiger Aufeinanderfolge Stöße, deren Wirkung ſich folgendermaßen erläutern läßt. Denkt man ſich durch die Rinne *r* die zu verarbeitende Trübe eingeführt, wobei durch eine Theiltafel *t* für eine entſprechende Vertheilung Sorge getragen wird, und denkt man ſich dem Herde eine ſolche Neigung gegeben, daß alle Theilchen, ſowohl die tauben Gangarten, wie die metallhaltigen Erztheilchen abwärts bewegt werden, ſo iſt es erſichtlich, daß bei einem in Ruhe verharrenden Herde alle Theilchen direct von *a* nach *b* geführt werden, ſo daß eine Abſonderung unter dieſer Vorausſetzung eines ruhenden Herdes nicht erzielt werden kann. Es iſt aber auch erſichtlich, daß die Geſchwindigkeit, mit welcher das Abwärtsrollen der Theilchen geſchieht, verſchieden für die verſchieden dichten Theilchen ſein muß, ſo zwar, daß die weniger dichten und daher größeren Körner, welche dem Trübeſtrome eine größere Angriffsfläche darbieten, ſchneller abwärts rollen, als die kleineren Theilchen aus dichterem Materiale. Auf der Verſchiedenheit dieſer Geſchwindigkeit beruht nun weſentlich die Abſonderung, welche man erreicht, ſobald man dem Herde die gedachte Querrüttelung ertheilt. Es bedarf nämlich nach dem im vorigen Paragraphen über die Wirkung des Stoßherdes Geſagten keiner wiederholten Darlegung, daß in Folge der Rüttelbewegung bei jedem Anſtoßen des Herdes gegen den Prellklotz eine Bewegung der auf dem Herde befindlichen Maſſen in der Richtung der denſelben ertheilten Geſchwindigkeit, d. h. alſo hier quer nach der Richtung der Breite eintreten muß. Die Größe einer ſolchen, nach jedem Stoße ſich ergebenden ſeitlichen Verſchiebung hängt natürlich in erſter Reihe von der Größe der in den Maſſen erregten Geſchwindigkeit ab, alſo weſentlich von der Anzahl der Rüttelbewegungen in der Minute und von der Größe des Ausſchubes. Es wird zwar dieſe ſeitliche Verſchiebung nach einem Stoße für die verſchieden dichten Theilchen deshalb etwas verſchieden ſein müſſen, weil die Widerſtände der Reibung und Adhäſion auf der Herdfläche nicht für alle Theile gleich ſein werden, eine rechneriſche Beſtimmung dieſer Verſchiedenheit wird ſich aber kaum mit einiger Zuverläſſigkeit vornehmen laſſen; auch iſt dieſe Verſchiedenheit, wie ſich aus dem Folgenden ergeben wird, für die Wirkungsweiſe der Maſchine nur von untergeordneter Bedeutung.

Es möge angenommen werden, daß die Anzahl der Rüttelungen in der Zeiteinheit durch *n* dargeſtellt ſei, und es möge die ſeitliche Verſchiebung

eines Theilchens in Folge einer einzelnen Prallung mit u bezeichnet werden. Bedeutet nun t die Zeit, welche ein Theilchen gebraucht, um auf dem ruhenden Herde von dem Kopfende a bis zu dem Fußende b zu gelangen, so führt dieſes Theilchen während dieſes Abwärtsrollens in Folge der Rüttelbewegung offenbar eine ſeitliche Verſchiebung in dem Betrage $v = ntu$ aus. Dieſes Theilchen wird daher nicht mehr in der Richtung der Falllinie ab des Herdes ſich bewegen, ſondern ſeine Bahn wird gegen dieſe Fallrichtung unter einem Winkel α geneigt ſein, welche ſich durch $tang\,\alpha = \frac{v}{l} = \frac{ntu}{l}$ beſtimmt, wenn man unter l die Länge ab des Herdes verſteht. Man wird annehmen dürfen, daß die Bahn des Theilchens eine gerade Linie vorſtellt; genau genommen wird dieſelbe allerdings kleine treppenförmige Abſätze zeigen, wie durch Fig. 369 verſinnlicht iſt, indem die Querbewegung u faſt augenblicklich während des Anſtoßens erfolgt, wogegen während der ganzen übrigen Zeit, ſowohl des Hin- wie des Rückganges, das Theilchen nach der Fallrichtung des Herdes ſich bewegt.

Fig. 369.



Da nun dem Vorſtehenden zufolge die verſchieden dichten Theilchen ſich mit verſchieden großen Geſchwindigkeiten auf dem Herde abwärts bewegen, daher die Zeit t für die verſchiedenen Theilchen ebenfalls verſchieden groß ausfällt, ſo folgt hieraus weiter eine Verſchiedenheit der Neigungswinkel α, unter welchen die Bahnen verſchieden dichter Theilchen gegen die Fallrichtung der Herdfläche geneigt ſind. Es werden demzufolge die kleinſten und dichteſten Körner, welche wegen ihrer langſamen Abwärtsbewegung entſprechend lange die ſeitliche Ablenkung erfahren, ungefähr in der Geraden ad ſich bewegen, während die weniger dichten Körner etwa die Bahn ac verfolgen. Wenn man daher die am Fuße den Herd verlaſſende Maſſe in geeigneter Art in einzelnen von einander getrennten Rinnen auffängt, ſo läßt ſich dadurch die beabſichtigte Abſonderung nach dem ſpecifiſchen Gewichte der Maſſen erzielen. Aus der Figur ſind die beiden Scheider s_1 und s_2 erſichtlich, welche den von dem Herde herabfließenden Strom in drei Theile zerlegen und man erkennt, daß die zwiſchen b und s_1 fließende und durch den Schlitz i in eine Rinne fallende Flüſſigkeit wenig oder gar keine erzhaltigen Theile mitführt, ſo daß dieſe Flüſſigkeit in die wilde Fluth geführt werden kann. Dagegen wird durch den mittleren Theil zwiſchen s_1 und s_2 eine erzreichere Flüſſigkeit abgeführt, welche durch den Schlitz e in die darunter befindliche Rinne gelangt, während der eigentliche reine Schlich zwiſchen s_2 und d hindurch über die untere Herdkante hinweg in die zu ſeiner Aufnahme vorgeſehene Rinne tritt.

Es muß hierzu bemerkt werden, daß nur durch die Rinne r und über die Theiltafel t hinweg die zu verarbeitende Trübe geleitet wird, während über

die Theiltafeln *g* helles Waſſer auf den Herd gelangt, welches nicht nur zu dem ſchon angeführten Läutern dient, ſondern durch deſſen Wirkung überhaupt die Maſſentheilchen fortbewegt werden; denn ohne eine Zuführung von Waſſer in der ganzen Breite des Herdkopfes würden die durch die Rüttelung aus dem Trübeſtrome nach der Seite beförderten Theilchen auf dem Herde in Ruhe verbleiben und die hier gedachte Wirkung würde nicht oder nur unvollkommen erreicht werden.

Für die gute Wirkung dieſer Stoßherde iſt in erſter Linie das richtige Verhältniß der beiden Geſchwindigkeiten maßgebend, mit welchen die Maſſe nach der Fallrichtung abwärts und ſeitlich bewegt wird, und man hat es immer in der Hand, dieſe Geſchwindigkeiten einerſeits durch die Neigung des Herdes und andererſeits durch die Intenſität der Rüttelbewegung zu regeln. Eine zu ſchwache Rüttelbewegung oder eine zu ſtarke Neigung des Herdes hat zur Folge, daß die dichteren Theile großentheils verloren gehen, indem dieſelben wegen der zu ſchnellen Abwärtsbewegung gar nicht bis zu der Abführung *d* für den Schlich gelangen. Dagegen wird durch eine zu ſtarke Rüttelbewegung und eine zu geringe Neigung des Herdes eine ſeitliche Bewegung auch der minder ſchweren tauben Maſſen bis zu der gegenüberliegenden ſeitlichen Einfaſſung bewirkt, wodurch die Wirkung der Abſonderung überhaupt unmöglich gemacht wird.

Mit Rückſicht auf dieſe Verhältniſſe ſoll man nach Rittinger dem Herde in der Minute bei raſchen Mehlen 70 bis 80 Ausſchübe von 65 mm und bei Schmanten 90 bis 100 Ausſchübe von 12 bis 20 mm mindeſtens geben, indem man die Neigung des Herdes zu 6 Grad bei raſchen Mehlen und zu 3 Grad für Schmante annimmt. Für flaue Mehle und Schmante ſoll man vortheilhaft die Zahl der Stöße in der Minute auf 120 bis 140 ſteigern. Die Neigung des Herdes wird im Allgemeinen um ſo geringer anzunehmen ſein, je geringer der Mehlgehalt der Trübe iſt. Die Geſchwindigkeit, mit welcher der Ausſchub ſowie das Zurückſchnellen des Herdes erfolgt, darf natürlich nicht ſo groß ſein, daß bei dieſer Bewegung die auf dem Herde ruhende Maſſe nicht folgen kann, ſo daß in dieſem Falle ein Hinwegziehen der Herdfläche unterhalb der darauf liegenden Körner ſtattfinden würde. Hierzu iſt je nach der Beſchaffenheit der Trübe eine zwiſchen 0,15 und 0,25 m gelegene Ausſchubgeſchwindigkeit paſſend. Durch geeignete Wahl des Antriebshalbmeſſers für den Theilkreis, durch deſſen Abwälzung die Daumencurven beſtimmt werden, hat man es immer in der Gewalt, mit einer paſſenden Ausſchubgeſchwindigkeit die Bewegung des Herdes vorzunehmen, in welcher Hinſicht auf das in §. 6 über die Form der Daumen Geſagte verwieſen werden darf.

Man kann die continuirliche Wirkung des Kehrherdes auch mit Hülfe einer ſtetigen Umdrehung deſſelben erreichen, in welchem Falle dem

Herde die Form eines ſtumpfen Kegels auf ſenkrechter Axe gegeben wird, und zwar kann man ähnlich, wie bei den in §. 109 beſprochenen feſten Rundherden auch bei den Drehherden ebenſowohl die Form eines Trichters wie eines erhabenen Kegels wählen und demgemäß die Trübe entweder von außen nach innen oder umgekehrt von innen nach außen fließen laſſen.

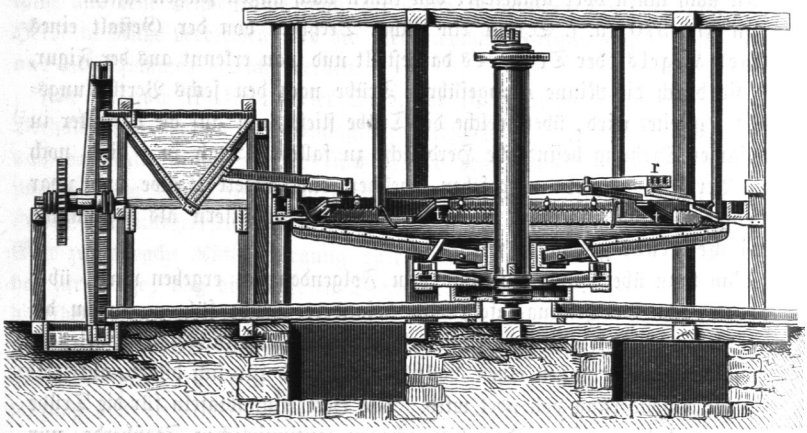
In Fig. 370 (a. f. S.) iſt ein ſolcher Drehherd von der Geſtalt eines hohlen Kegels oder Trichters dargeſtellt und man erkennt aus der Figur, wie die durch die Rinne *r* zugeführte Trübe nach den ſechs Vertheilungstafeln *t* geleitet wird, über welche die Trübe fließt, um auf die darunter in langſamer Drehung befindliche Herdfläche zu fallen. Auch in *z* ſind noch zwei Vertheilungstafeln vorgeſehen, welchen eine andere Trübe und zwar derjenige Abgang zugeführt wird, der bei dem Abläutern als ſogenannte Zwiſchentrübe gewonnen wird.

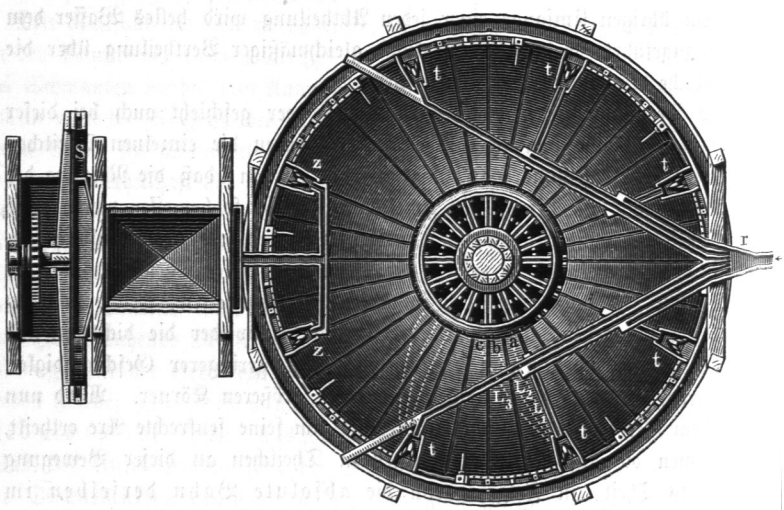
Man kann überhaupt, wie aus dem Folgenden ſich ergeben wird, über jede der acht Vertheilungstafeln eine beſondere Trübe führen, indem die zwiſchen je zwei ſolchen aufeinanderfolgenden Vertheilungstafeln gelegene Herdfläche gewiſſermaßen einen vollſtändigen Herd für ſich bildet, auf welchem die Abſonderung vollendet wird. Die Vertheilungstafeln für die Trübe nehmen auch hier, wie bei dem beſprochenen continuirlichen Stoßherde, nur einen geringen Theil von der Breite eines ſolchen Zwiſchenraumes ein, und auf dem übrigen Umfange einer jeden Abtheilung wird helles Waſſer dem Herde zugeführt, welches in möglichſt gleichmäßiger Vertheilung über die Kegelfläche des Herdes nach innen fließt.

Die Trennung der verſchieden dichten Körper geſchieht auch bei dieſer Maſchine in Folge von zwei Bewegungen, denen die einzelnen Theilchen ausgeſetzt ſind. Nimmt man nämlich auch hier an, daß die Neigung der Herdfläche und die Menge der zugeführten Trübe ſo bemeſſen werde, daß alle Theilchen ohne Ausnahme von der Flüſſigkeit auf der Herdfläche abwärts bewegt werden, ſo erfolgt die Bewegung dieſer Theilchen auf einer ruhenden Herdfläche natürlich in denjenigen Kegelſeiten, welche von den Theiltafeln ausgehen, und zwar werden auch hier wieder die dichteren und daher kleineren Theilchen dieſe Bewegung mit geringerer Geſchwindigkeit vollführen, als die weniger dichten und daher größeren Körner. Wird nun aber dem Herde eine langſame Umdrehung um ſeine ſenkrechte Axe ertheilt, ſo nehmen die auf dem Herde liegenden Theilchen an dieſer Bewegung gleichfalls Theil, in Folge wovon die abſolute Bahn derſelben im Raume eine Abweichung von dem geradlinigen Wege erleidet, welchen die Theilchen bei ſtillſtehender Herdfläche durchlaufen. Denn wenn auch nach wie vor jedes Theilchen auf der Herdfläche ſich nach der Richtung einer Kegelſeite bewegt, ſo findet doch der Austritt des Theilchens an dem inneren Rande nicht mehr in der durch die Zuführſtelle *z* und die Axe gelegten

Ebene ſtatt, ſondern der Punkt dieſes Austrittes wird durch die Drehbewegung und in deren Richtung mehr oder minder ſeitlich verſetzt, je nachdem das betreffende Theilchen mehr oder minder lange dem Einfluſſe

Fig. 370.





dieſer Umdrehung ausgeſetzt geweſen iſt. Hieraus geht denn hervor, daß die dichteſten und mit der geringſten Geſchwindigkeit abwärts rollenden Körner am weiteſten entfernt von der durch den Einführungspunkt gelegten Axenebene zum Austritte aus dem Herde gelangen, während die leichteſten

Körner ſich am wenigſten weit aus dieſer Axenebene entfernen. Von den drei in der Figur bemerkbaren punktirten Linien L_1, L_2, L_3 ſtellt demnach etwa L_1 die Bahn für die ganz leichten tauben und L_3 diejenige für die dichteſten metallhaltigen Körner vor, während die zwiſchen liegende Linie L_2 dem Wege der Körner von einer mittleren Dichte entſpricht. Dieſe Linien, welche die horizontalen Projectionen von den abſoluten Wegen der einzelnen Körner vorſtellen, kennzeichnen ſich geometriſch als Archimediſche Spiralen, wenn man von der hier zuläſſigen Vorausſetzung ausgeht, daß die Bewegung jedes Kornes auf der Herdfläche mit gleichbleibender Geſchwindigkeit erfolgt.

Für die Abführung der über den inneren Rand der Herdfläche fallenden Maſſen ſind verſchiedene Rinnen anzuordnen, welche die ſortirten Maſſen getrennt von einander aufnehmen und abführen. Es iſt nach dem Vorſtehenden deutlich, daß die bei c über den Herdrand fallende Maſſe die dichteſten Körner enthält, welche als reiner Schlich weiter verarbeitet werden können, während in a taube und nur wenig metallhaltige Theile entweichen, die in die wilde Fluth geführt werden. Demgemäß wird zwiſchen beiden Stellen bei b eine Maſſe von mittlerem Metallgehalte abgehen, welche zum Zwecke einer Anreicherung einer nochmaligen Separation bedarf, und welche bei der in der Figur dargeſtellten Maſchine durch ein Schöpfrad S emporgehoben wird, um den beiden Vertheilungstafeln z zur wiederholten Bearbeitung zugeführt zu werden, wie dies bereits oben bemerkt wurde.

Der Durchmeſſer eines ſolchen Drehherdes beträgt nicht unter 5 m und die radiale Länge nicht unter 1,4 m, wobei eine Neigung der Fläche gegen den Horizont von 6 bis 9 Grad gewählt wird, je nach der Beſchaffenheit des Mehles oder Schmantes. Die Breite einer Vertheilungstafel iſt paſſend zu 0,2 bis 0,3 m anzunehmen, wogegen man für die Zuführung des Läuterwaſſers eine Breite von 1,5 bis 2 m annehmen ſoll. Demnach laſſen ſich bei einem Herde von 5 m Durchmeſſer etwa ſechs bis acht ſelbſtändige Abtheilungen mit ebenſo vielen Zuführungsſtellen für die zu verarbeitende Trübe anordnen. Daß man auf demſelben Herde auch verſchiedene Trüben verarbeiten kann, wurde ſchon bemerkt, auch wurde bereits hervorgehoben, wie ein und derſelbe Herd zur wiederholten Verarbeitung einer Trübe dadurch benutzt werden kann, daß man, wie in der Figur angedeutet, die bei der erſten Separation abgehende Zwiſchentrübe emporhebt und ſie nach anderen Vertheilungstafeln zu wiederholter Verarbeitung behufs der Anreicherung der Maſſen leitet.

Die Umdrehung des Herdes erfolgt mit der ſehr geringen Geſchwindigkeit von etwa 18 bis 25 mm am äußeren Umfange, entſprechend einer Umdrehungszahl von 4 bis 6 in einer Stunde, weswegen die Umdrehung der Axe in der Regel mittelſt eines Schneckenrades und einer Schraube ohne

Ende erfolgt. Die Betriebskraft iſt demgemäß nur gering. Ein Hinderniß für die allgemeinere Verwendung derartiger Drehherde iſt in der großen für ihren Betrieb benöthigten Waſſermenge zu erkennen, welche für einen Herd, wie den vorſtehend angeführten, zu 0,26 cbm für Schmante und zu 0,48 cbm für raſche Mehle in der Minute angegeben wird. Das Aufbringen wird ſtündlich zu 2 bis 3 Centner bei Schmaut und zu 5 bis 6 Centner bei raſchen Mehlen angegeben. In Betreff der ſonſtigen Betriebsverhältniſſe, ſowie der Einzelheiten der Ausführung muß auf die ſpeciell über die Aufbereitungsarbeiten handelnden Werke verwieſen werden, insbeſondere auf das mehrerwähnte Werk von Rittinger, welchem die vorſtehenden Figuren entnommen worden ſind.

§. 112. **Griesputzmaſchinen.** In den nach dem ſogenannten Hochmüllereiverfahren arbeitenden Mahlmühlen, ſowie in den Walzenmühlen ſpielt das Putzen der Grieſe eine wichtige Rolle. Man verſteht hierunter die Abſonderung der Kleie, d. h. der kleinen Schalentheilchen, in welche durch das Vermahlen die äußere Umhüllung der Körner zerriſſen wird, von den Grieſen, d. h. von denjenigen Körnchen oder Stückchen, welche bei eben dieſem Vermahlen aus dem mittleren Theile der Getreidekörner entſtanden ſind. Die Schalen oder Kleientheilchen unterſcheiden ſich nun von den hauptſächlich aus Stärkemehl beſtehenden Grieſtheilchen nicht nur durch das geringere ſpecifiſche Gewicht der Kleie, ſondern hauptſächlich auch durch die Form, inſofern die Grieſe mehr oder minder kugelige Geſtalt haben, während die Schalenſtückchen als kleine blättchenförmige Fetzen erſcheinen. Auf dieſer Verſchiedenheit beruht die Abſonderung, welche man als das Putzen der Grieſe bezeichnet.

Daß die hier erforderliche Abſonderung nicht durch Siebe ermöglicht werden kann, iſt ſofort klar, da durch die Oeffnungen eines Siebes ohne Unterſchied ebenſowohl Kleien wie Grieſtheilchen von der genügenden Kleinheit hindurchfallen. Andererſeits iſt es erſichtlich, daß man jede naſſe Verarbeitung, wie ſie vorſtehend beſprochen wurde, und wie ſie für mineraliſche Stoffe eine ſo ausgedehnte Anwendung findet, bei dem hier in Betracht kommenden Materiale von vornherein ausſchließen muß. Man bedient ſich daher immer zur Erzielung der beabſichtigten Trennung der atmoſphäriſchen Luft, deren Wirkung, ſowohl was den Stoß der bewegten wie auch den Widerſtand der ruhenden Luft anbetrifft, weſentlich durch die Geſtalt der Körper beeinflußt wird. Dieſe Wirkung der Luft kann in verſchiedener Art hervorgebracht werden.

Wenn man ein Gemenge von körnerförmigen Stoffen von verſchiedener Geſtalt und verſchiedenem ſpecifiſchen Gewichte mit einer gewiſſen Geſchwindigkeit horizontal fortſchleudert, ſo fällt die Wurfweite der einzelnen

Körper bekanntlich keineswegs gleich groß aus, wie es bei dem Wurfe im luftleeren Raume der Fall sein würde, sondern diese Weite wird in dem Maße geringer, in welchem der Luftwiderstand größer ist, welcher sich der Bewegung der Körper entgegensetzt. Es ist bekannt, wie man in landwirthschaftlichen Betrieben von diesem Verhalten schon seit altersher Gebrauch gemacht hat, indem bei dem Werfen der ausgedroschenen Frucht über die Scheunentenne hin die größten und schwersten Getreidekörner weiter fliegen als die kleineren und leichteren, und die Spreu am wenigsten weit sich entfernt. Diese Erscheinung ist auf den Luftwiderstand zurückzuführen, dessen Größe bei einer gewissen Geschwindigkeit v des bewegten Körpers nach dem in Th. I darüber Angeführten sich durch $W = k F \frac{v^2}{2g}$ ausdrücken läßt, wenn F den zur Bewegungsrichtung senkrechten Querschnitt des bewegten Körpers und k eine Erfahrungszahl vorstellt. Bezeichnet man noch mit M die Masse des bewegten Körpers, so wird durch diesen Widerstand der Luft eine Verzögerung herbeigeführt, die durch $p = \frac{W}{M}$ ausgedrückt ist, eine Verzögerung, die natürlich mit abnehmender Geschwindigkeit des Körpers sich entsprechend verringert. Bedeutet etwa γ das specifische Gewicht und V das Volumen des Körpers, so hat man dessen Masse nach bekanntem Gesetze durch $M = \frac{V\gamma}{g}$ ausgedrückt, unter $g = 9{,}81$ m die Beschleunigung der Schwere verstanden, und man kann daher die durch den Luftwiderstand veranlaßte Verzögerung allgemein durch $p = k \frac{F}{V} \frac{v^2}{2\gamma}$ ausdrücken. Man erkennt hieraus, daß die Größe dieser Verzögerung unter sonst gleichen Verhältnissen wesentlich von dem Verhältnisse $\frac{F}{V}$ abhängt, und daß dieses Verhältniß, wie aus der Geometrie bekannt ist, seinen kleinsten Werth für die Kugelgestalt hat, wofür, wenn d den Durchmesser der Kugel vorstellt, $\frac{F}{V} = \frac{\pi d^2}{4 \frac{\pi}{6} d^3} = \frac{3}{2d}$ wird. Die Verzögerung steht also bei kugelförmigen Körpern gleichen specifischen Gewichtes im umgekehrten Verhältniß zu dem Durchmesser, woraus es sich erklärt, daß bei dem gedachten Werfen von verschieden großen kugelförmigen Körnern die größeren weiter fliegen müssen als die kleineren.

Andererseits ist auch klar, daß das Verhältniß $\frac{F}{V}$ und damit die Verzögerung bei demselben Gewichte oder derselben Masse der Körper um so größer ausfällt, je mehr die Gestalt derselben von der kugelförmigen

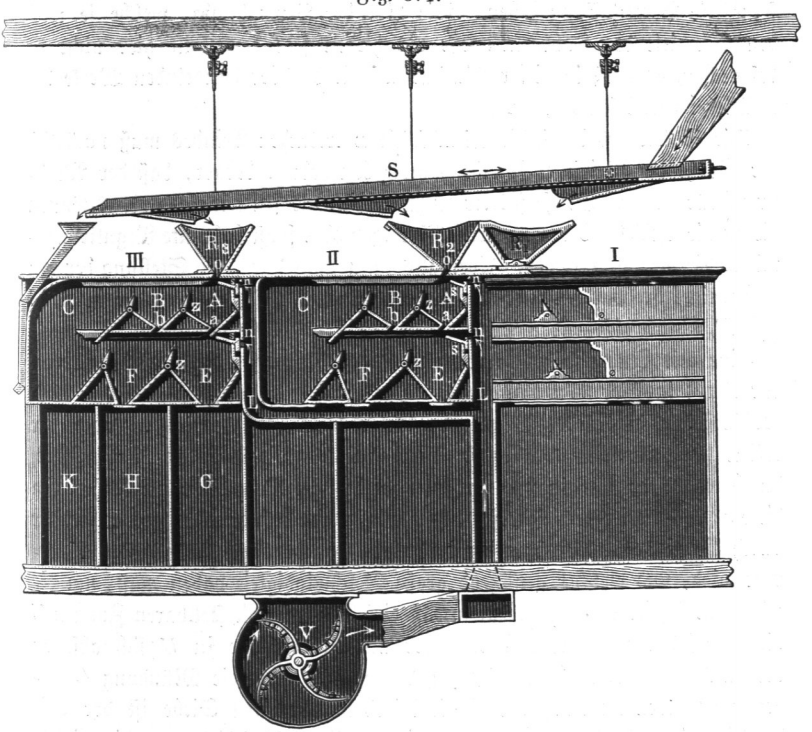
abweicht, ſo daß blättchenförmige Theilchen, wie die gedachten Kleien, einer größeren Verzögerung unterworfen ſind, als Griestheilchen von demſelben Gewichte. Wenn man daher durch die Einwirkung des Luftwiderſtandes eine Trennung der Grieſe von den Kleien vornehmen will, ſo wird als erſte Bedingung eine nahezu gleiche Größe aller Theilchen gelten müſſen, wie ſie durch Sieben erzielt werden kann, denn bei ſehr verſchiedener Größe der einem Schleudern unterworfenen Maſſen würden kleinere Griestheilchen von mehr kugeliger Form die gleiche Verzögerung erleiden, wie größere Schalentheilchen von Blättchengeſtalt. Aus dieſem Grunde pflegt man immer dem Putzen der Grieſe ein Sieben derſelben und eine Claſſirung nach der Größe vorangehen zu laſſen, und es gelten hierfür offenbar ganz ähnliche Bemerkungen, wie ſie in §. 107 in Betreff des Setzens der Erze gemacht worden ſind.

Die hier in Betreff des Luftwiderſtandes, den geworfene Körper finden, gemachten Bemerkungen gelten auch für die Stoßwirkung, welche von einem bewegten Luftſtrome auf ruhende Körper ausgeübt wird, mit dem Unterſchiede natürlich, daß hierbei die Wirkung der Luft eine beſchleunigende iſt, und daher gerade diejenigen Körper, welche bei dem Werfen am weiteſten fortgeſchleudert werden, durch die Wirkung des auf ſie treffenden Luftſtroms die geringſte Bewegung erfahren und umgekehrt. Zum Putzen der Grieſe macht man von der Wirkung des Werfens oder Schleuderns nur ausnahmsweiſe und nebenher bei gewiſſen Maſchinen Gebrauch, während es faſt allgemein üblich iſt, die ſondernde Wirkung eines Luftſtromes zu verwenden, welchen man gegen die vermöge ihres Gewichtes frei fallenden Körper richtet. Man kann hierbei hauptſächlich eine zweifache Wirkung unterſcheiden, je nachdem man gegen die Grieſe Luft von größerer als atmoſphäriſcher Preſſung bläſt, oder die gewöhnliche atmoſphäriſche Luft durch Abſaugen zur Bewegung gegen die zu putzenden Grieſe veranlaßt. In der erſteren Art mit Druckluft wirkten die älteſten Putzmaſchinen, während man ſpäter der Verwendung von Saugwind den Vorzug eingeräumt hat, namentlich für die feineren, die ſogenannten milden Grieſe und Dunſte. Auch hat es nicht an Verſuchen gefehlt, abwechſelnd Ströme von Druckluft und Saugwind zur Wirkung zu bringen.

Eine gewöhnliche Griesputzmaſchine mit blaſender Wirkung iſt durch Fig. 371 nach Kick's Mehlfabrikation dargeſtellt. Dieſe Maſchine beſteht aus drei Abtheilungen I, II, III, denen durch die Rumpfe R drei verſchieden feine Sorten Grieſe zugehen, wie dieſelben durch das mit Rüttelung verſehene Planſieb S als Durchfälle geliefert werden, derart natürlich, daß die feinſte Sorte nach R_1 und die gröbſte nach R_3 gelangt. Der in der ganzen Breite der Maſchine durch den engen Spalt o gleichmäßig herab-

fallende Gries wird durch den aus der Windleitung L tretenden Luftſtrom getroffen, deſſen Erregung durch den Ventilator V bewirkt wird, und es werden hierdurch die verſchiedenen Theile derart von einander geſondert, daß die ſchwerſten Griestheilchen in den Raum A niederfallen, während leichtere Theilchen, als ſogenannte Ueberſchläge über die Zungen Z hinweg nach dem Raume B gelangen, und die leichteſten Theile, die ſogenannte Flugkleie, von dem Winde nach C entführt wird. Es iſt aus der Figur erſichtlich, daß die in A und B ſich anſammelnden Grieſe und Ueberſchläge, durch die

Fig. 371.



Spalten a und b hindurchfallend, ſofort einem abermaligen Putzen durch den aus L tretenden Wind unterworfen werden, ſo daß in E und F reinere Grieſe und Ueberſchläge erhalten werden. Zuweilen wendet man ſogar Maſchinen mit drei derartigen Etagen an, um ein ebenſo häufiges Putzen darin vorzunehmen.

Man erhält auf dieſe Weiſe außer der Flugkleie, welche in einer beſonderen Staubkammer K zur Ablagerung gelangt, zwei verſchiedene Producte, nämlich die eigentlichen Grieſe in G und die Ueberſchläge in H.

Es werden dieſe Producte jedes für ſich einem wiederholten Putzen auf ganz gleichartigen Maſchinen ausgeſetzt, bis die genügende Reinheit erzielt worden iſt. Die ſo erhaltenen Grieſe beſtehen der Hauptſache nach aus reinen Stärkemehltheilchen, während die Ueberſchläge größtentheils aus ſolchen Theilchen beſtehen, die aus Schalenſtückchen mit anhaftender Stärke zuſammengeſetzt ſind. Es iſt erſichtlich, daß ein Feinmalen der reinen Grieſe zu Mehl ein beſonders reines und weißes Fabrikat (Auszugsmehl) liefern wird, während die Ueberſchläge nach dem weiteren Vermahlen durch ein wiederholtes Putzen wiederum zur Lieferung von Grieſen, Ueberſchlägen und Flugkleie Veranlaſſung geben. Die Art der Vermahlung, welche je nach den zu erzielenden Fabrikaten ſehr verſchieden ſein kann, iſt hier nicht zu beſprechen, es muß in dieſer Hinſicht auf die darüber handelnden Werke der Müllerei verwieſen werden.

Die Stärke des durch die Mundſtücke n tretenden Windes muß natürlich der Größe der Grieſe entſprechend geregelt werden, derart, daß der Windſtrom für gröbere Grieſe ſtärker zu halten iſt, als für feinere, und es können hierzu die Schieber s der Austrittsöffnungen oder ſonſt bekannte Regulirungsmittel Verwendung finden. Ebenfalls kann man durch die Stellung der um Scharniere drehbaren Klappen z die Menge und Beſchaffenheit der in A, E und B, F ſich abſetzenden Producte in gewiſſem Maße reguliren.

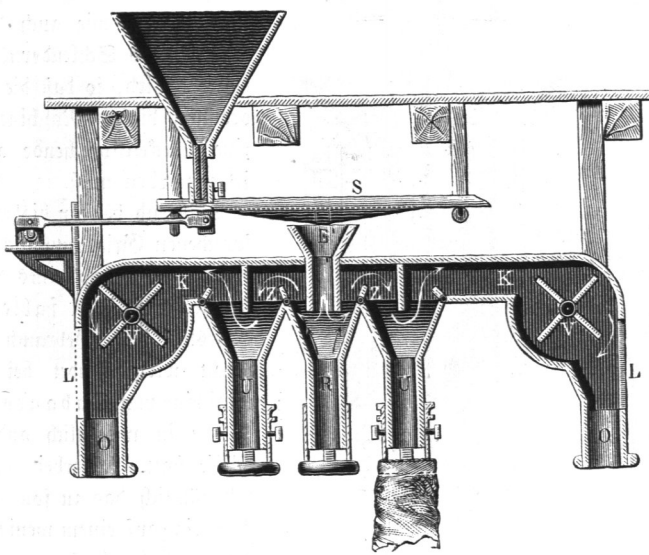
Eine mit Saugwind arbeitende Putzmaſchine iſt nach der Bauart von Arndt[1]) in Fig. 372 dargeſtellt. Der durch die Maſchen des hin- und herſchwingenden Siebes S gehende Gries wird hier durch den nach der Mitte hin beiderſeits abfallenden Siebboden der Eintragröhre E zugeführt, durch welche er frei in das darunter befindliche Rohr R hineinfällt. In dieſem Rohre tritt der niederſinkenden Maſſe ein Luftſtrom entgegen, welcher durch die ſaugende Wirkung der beiderſeits angeordneten Flügelräder V erregt wird, und welcher genügend große Geſchwindigkeit haben muß, um die leichteren Theile emporzuheben, ſo daß dieſelben über die ſtellbaren Zungen Z hinweggeführt werden, und entweder als Ueberſchläge in U ſich abſetzen oder als Flugkleie nach K gelangen, von wo ſie durch die Mündung O abgezogen werden können. Durch die bei L angebrachten Siebe iſt der Luft der Austritt geſtattet. Durch das mittlere Rohr R fallen nur die Grieſe ab, die Ueberſchläge gelangen durch die beiden Röhren U ins Freie, deren Austrittsöffnungen zur Regulirung des Lufteintritts durch verſtellbare Scheiben mehr oder minder verengt werden können.

Eigenthümlich in ihrer Einrichtung und vorzüglich in der Wirkung iſt die Putzmaſchine von Haggenmacher[2]), deren Haupttheil durch

[1]) Schweizeriſche polytechniſche Zeitſchrift 1870, S. 44.
[2]) Kick, Die Mehlfabrikation.

Fig. 373 (a. f. S.) verdeutlicht wird. Hier fällt der aus dem Rumpfe *R* tretende Gries auf den rotirenden Streuteller *T*, welcher die Maſſe vermöge der Fliehkraft gegen den hohlen Kegel *K* ſchleudert, an deſſen Mantel ſie abwärts rutſcht, ſo daß alle Theile von dem Cylinder *C* aufgefangen werden würden, wenn nicht durch den ringförmigen Zwiſchenraum bei *O* beſtändig Luft einſtrömte, deren Bewegung durch einen Ventilator hervorgerufen wird, der die Luft aus der inneren Röhre *J* abſaugt. In Folge dieſes Luftſtromes fallen nur die ſchweren Theile oder Grieſe in den äußeren Cylinder *C*, während die Ueberſchläge ſich in dem mittleren Cylinder *D* ablagern und die Flugkleie durch das innere Rohr *J* mit der Luft nach der Saugmündung

Fig. 372.

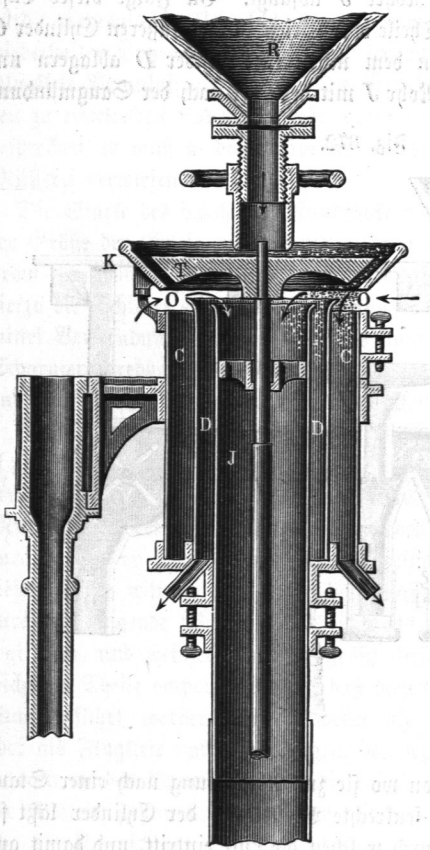


des Flügelgebläſes entweicht, von wo ſie zur Ablagerung nach einer Staubkammer geleitet wird. Durch ſenkrechte Verſtellung der Cylinder läßt ſich der ringförmige Spalt bei *O*, durch welchen die Luft eintritt, und damit auch die Geſchwindigkeit der letzteren nach Erfordern reguliren.

Um zu zeigen, in welcher Weiſe man außer der Wirkung eines Luftſtromes gleichzeitig von der Schleuderwirkung bei dem Werfen der Maſſe Gebrauch gemacht hat, iſt in Fig. 374 (a. S. 585) die Anordnung von Buchholtz angeführt. Auch hier tritt die Maſſe auf den ſchnell rotirenden Streuteller *T*, welcher ſie ringsum gleichförmig auswirft, und zwar in den freien Raum der Bütte *B* hinein. Dieſe Bütte iſt überall dicht

abgeſchloſſen mit Ausnahme eines engen Spaltes am oberen Rande *o*, durch welchen Spalt die atmoſphäriſche Luft nachtreten muß, ſobald ſie aus dem Rohre *R* durch einen Exhauſtor abgeſaugt wird. Es iſt hiernach klar, daß die Grieſe als die ſchwerſten Theile ebenſo wie bei der vorigen Maſchine der Fig. 373 in dem äußeren Raume ſich ablagern, während die Flugkleie durch die in der Mitte befindliche Röhre *R* abgeführt wird und die Ueberſchläge zwiſchen beiden ſich in *C* anſammeln. Es iſt auch erſichtlich, daß dieſe Abſonderung hier ebenſo wohl durch die Wirkung des Luftſtromes, wie auch durch diejenige des Schleuderns angeſtrebt wird, ſo daß die Anordnung dieſer Maſchine als eine zweckentſprechende angeſehen werden muß.

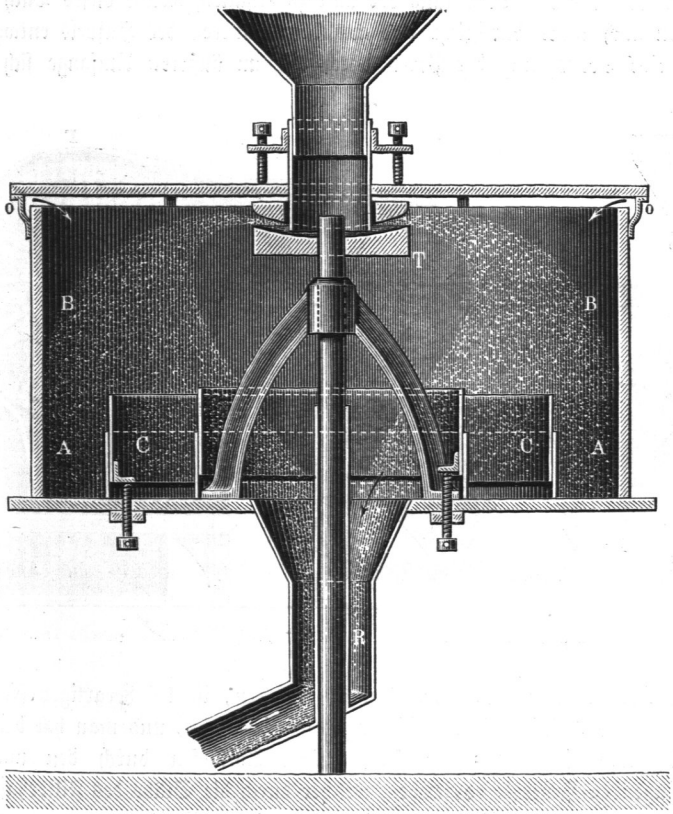
Fig. 373.



Während bei den bisher beſprochenen Griesputzmaſchinen von der Wirkung eines Luftſtromes auf frei fallende Griestheilchen Gebrauch gemacht wird, findet bei der Maſchine von Cabanes das Putzen in weſentlich anderer Weiſe ſtatt. Hierbei bewegt ſich nämlich das zu ſondernde Material auf einem wenig geneigten Planſiebe entlang, welches die gehörige rüttelnde Bewegung erhält, und es wird gegen dieſes Sieb von unten Luft getrieben, welche dem Durchfallen der Körner entgegen wirkt. In Folge deſſen werden die leichteren Kleien ſchwebend erhalten und ſo erhoben, daß ſie bei der Bewegung der Maſſe auf dem Siebe ſich an der Oberfläche der Schicht befinden, und am Ende des Siebes als deſſen Rückhalt entfernt werden. Anſtatt der Druckluft hat man ſpäter Saugwind verwendet, und es mag als ein Beiſpiel dieſer Art von Putzmaſchinen die durch Fig. 375 (a. S. 586) dargeſtellte Anordnung von

Millot[1]) angeführt werden. Das aus dem Rumpfe R tretende, durch eine Speiſewalze regelmäßig zugeführte Gut gelangt hier über einen Roſt A hinweg nach den beiden über einander liegenden Sieben S_1 und S_2, denen eine ſchnelle Rüttelbewegung ertheilt wird. Durch das Flügelrad V wird ein ſtetiger Luftſtrom erzeugt, indem die atmoſphäriſche Luft durch die Zwiſchenräume der Roſtſtäbe ſowohl wie durch die Oeffnungen der Siebe

Fig. 374.

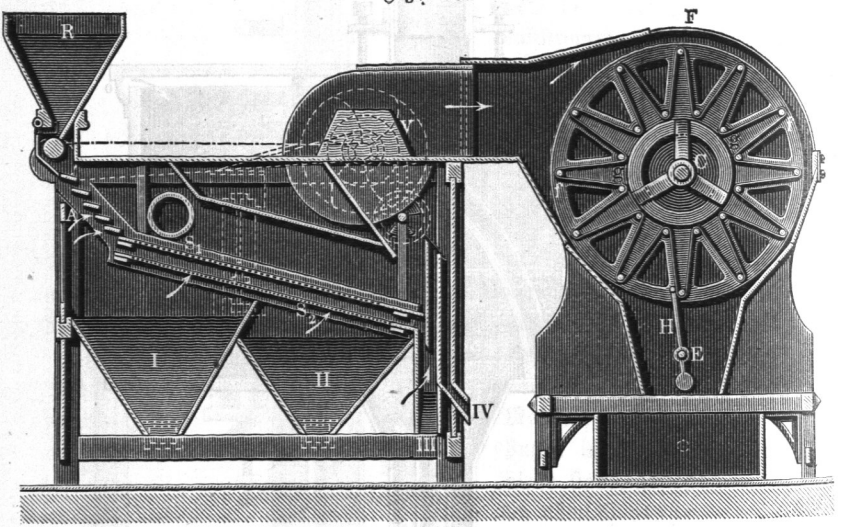


nach oben tritt und dabei die beſprochene Wirkung ausübt, wodurch die Kleie in Schwebe verſetzt wird, ſo daß ſie gewiſſermaßen auf der Oberfläche des in dünner Schicht ſich auf dem Siebe bewegenden Gutes ſchwimmt. Wegen der verſchieden feinen Bezüge der Siebe erhält man in I und II zwei verſchiedene Sorten Gries, bei III und IV gelangt der Rückhalt der Siebe zum

[1]) Die neueſten Fortſchritte der Mehlfabrikation von Fr. Kick, Leipzig 1883.

Austrage. Um eine beſondere Kammer für die Ablagerung der Flugkleie zu umgehen, iſt hierbei die Einrichtung eines Filters *F* gewählt, welches in ähnlicher Weiſe wie bei den durch Fig. 115 dargeſtellten Mahlgängen ein Zurückhalten der von der Luft mitgeführten feſten Beſtandtheile und ein Entlaſſen der Luft durch die feinen Zwiſchenräume des Filtertuches bezwecken ſoll. Hierzu iſt das Filtertuch um die Stäbe *f* und *g* eines auf der Axe *C* befeſtigten Haſpels in zickzackförmigen Lagen gewickelt, um eine möglichſt große Oberfläche für den Durchgang der Luft zu erhalten, welche dieſes Tuch von außen nach innen durchzieht und aus dem Inneren des Haſpels entweicht. Um eine Verſtopfung der Poren durch die am äußeren Umfange ſich an-

Fig. 375.

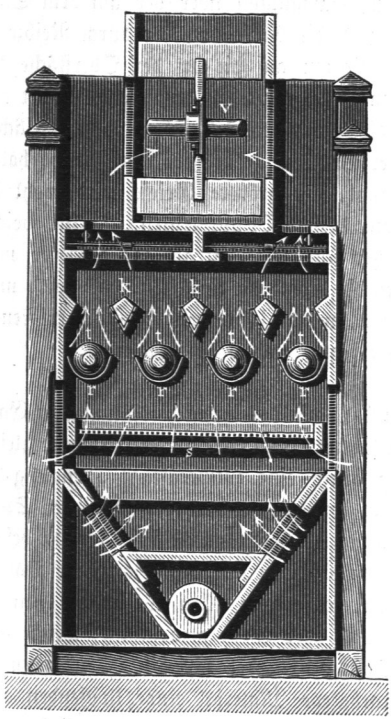


hängenden Schalen oder Stäubchen zu verhüten, iſt bei derartigen Filtern ein häufiges Reinigen durch Abklopfen erforderlich, und man hat bei der vorliegenden Anordnung ein ſelbſtthätiges Abklopfen durch den um *E* ſchwingenden Hebel *H* vorgeſehen, welcher durch die Stäbe des Filterhaſpels bei deſſen langſamer Umdrehung in regelmäßigen Zwiſchenräumen zurückgedrängt wird, um bei dem Zurückfallen die erforderliche Erſchütterung des Tuches zu bewirken. Ueber einige andere zur Staubabſonderung dienende Vorrichtungen wird weiter unten etwas Näheres angeführt werden.

Es iſt erſichtlich, daß bei dieſer Art von Maſchinen das zwiſchen dem geputzten Grieſe und der Flugkleie liegende und als Ueberſchlag bezeichnete Product, welches bei den durch Fig. 371 bis 374 dargeſtellten Maſchinen gewonnen wird, nicht auftritt, indem alle Theile, welche nicht als

Grieſe durch die Siebmaſchen fallen, entweder in die Flugkleie oder in den Abſtoß der Siebe gelangen. Die Ueberſchläge geſtatten aber, da ſie noch gute Mehltheilchen enthalten, die Erzeugung eines werthvollen Productes, welches verloren geht, wenn dieſe Theile bei hinreichend ſtarkem Luftſtrome in die Flugkleie gerathen, während bei einem zu ſchwachen Winde, welcher dieſe Theile nicht zu erheben vermag, ein ungenügendes Putzen der Grieſe ſtattfindet. Um dieſem Uebelſtande zu begegnen, dient die Einrichtung, welche die Gebrüder Seck in Darmſtadt ihrer Putzmaſchine gegeben haben, und welche durch Fig. 376 der Hauptſache nach erläutert iſt. In dieſer Figur ſtellt *s* den Querſchnitt durch das Sieb vor, durch deſſen Oeffnung Luft von unten hindurchtritt, welche der Ventilator *V* anſaugt. In dem Zwiſchenraume zwiſchen dem Siebe und dem Flügelrade ſind nun mehrere Rinnen oder Canäle *r* angebracht, welche zur Aufnahme der beſagten Ueberſchläge dienen, die in dieſe Canäle hineinfallen, ſobald die aufſteigende Luft unmittelbar oberhalb dieſer Rinnen wegen der plötzlichen Querſchnittserweiterung eine entſprechende Geſchwindigkeitsermäßigung erfährt. Die oberhalb dieſer Rinnen zwiſchen denſelben gelagerten feſten Stäbe *k* begünſtigen vermöge ihrer Form und Stellung dieſe Wirkung, und die in den feſten Rinnen gelagerten Transportſchnecken *t* befördern die aufgefangenen Ueberſchläge nach der Länge der Maſchine und aus derſelben heraus.

Fig. 376.



Anſtatt einen durch ein Flügelrad erzeugten ſtetigen und ununterbrochenen Luftſtrom zu verwenden, hat man auch u. a. bei der Maſchine von Dietz abwechſelnd ſaugend und blaſend wirkende Luftſtröme in Anwendung gebracht, welche mittelſt einer blaſebalgähnlichen Vorrichtung erzeugt werden, die oberhalb der Siebe ihren Platz findet, und durch eine Kurbelwelle in die er-

forderliche ſchwingende Bewegung verſetzt wird. Hierbei iſt die Einrichtung ſo getroffen, daß die Kurbel mit Hülfe der bekannten oscillirenden Kurbelſchleife ein ſchnelles Erheben der Blaſebalgdecke und ein langſames Senken derſelben bewirkt, ſo daß der Saugluftſtrom kräftiger iſt, als der Druckſtrom. Es iſt nach dieſen Bemerkungen eine gewiſſe Aehnlichkeit dieſer Maſchine mit der in Fig. 355 erläuterten Sichtemaſchine mit Luftwellenbewegung von Weiß nicht zu verkennen.

Man hat in der neueren Zeit auch die Reibungselektricität dazu verwendet, um die Trennung der Kleien von den Grieſen zu bewirken, indem man Scheiben oder Walzen aus Hartgummi über der auf dem Siebe ausgebreiteten Maſſe angeordnet, und die Anziehung der durch Reibzeuge elektriſch gemachten Scheiben oder Walzen auf die an der Oberfläche des Gutes befindlichen blättchenförmigen Schalen zu dem Putzen verwendet hat. Durch Abſtreifen der angezogenen Kleien von den elektriſch gemachten Flächen läßt ſich die beabſichtigte Wirkung erzielen. Eine größere Verbreitung haben indeſſen dieſe Maſchinen nicht erlangt, für gröbere Grieſe wird wohl die Verwendung eines Luftſtromes immer beſſere Dienſte leiſten, nur für weiche, feine Grieſe und Dunſte, deren Putzen ſchwieriger iſt als das gröberer, mag die Verwendung der Elektricität gewiſſe Vortheile darbieten, doch wird man mit der Schwierigkeit rechnen müſſen, welche durch den Einfluß der Feuchtigkeit auf das Verhalten elektriſch erregter Körper verbunden iſt.

§. 113. **Wölfe.** Um die Baumwolle und Wolle vor ihrem Verſpinnen zu Garn von den darin enthaltenen fremden Verunreinigungen zu befreien und gleichzeitig eine gewiſſe Auflockerung durch eine entſprechende Trennung der Faſern bezw. Haare von einander zu erzielen, verwendet man in den Spinnereien gewiſſe Maſchinen, unter denen die ſogenannten Wölfe von beſonderer Bedeutung ſind. So verſchieden dieſelben in Hinſicht auf ihre Bauart und Wirkungsweiſe auch ſein mögen, ſo iſt doch allen Wölfen die Anwendung einer ſchnell rotirenden Trommel oder Welle gemeinſam, welche vermittelſt der an ihr angebrachten Schlagſtifte oder ſcharfen Zähne vermöge deren ſchneller Bewegung das dargebotene Material einer klopfenden oder zerzauſenden Wirkung ausſetzt. Zur Erreichung dieſer Wirkung ſind außer dieſen bewegten Stiften oder Zähnen andere feſtſtehende angebracht, zwiſchen denen das Material durch die bewegten Organe hindurchgezogen wird; zuweilen ordnet man auch zwei Axen mit Schlagſtäben an, welche durch ihre gegenſätzliche Bewegung das Material zwiſchen ſich bearbeiten.

Dadurch, daß man das die Trommel umgebende Gehäuſe des Wolfes zum Theil durch ein Gitter oder einen roſtartigen Rechen bildet, läßt ſich eine Abſonderung gröberer Körper, welche die Wolle verunreinigen, erzielen. Der durch die ſchnelle Umdrehung der Trommel oder auch wohl eines beſonders

hierzu angeordneten Flügelrades erzeugte Luftſtrom wird dazu verwendet, den Staub zu entfernen, zu welchem Zwecke Siebe von meiſt cylindriſcher Geſtalt angebracht werden, welche die Zurückhaltung der Baumwollfaſern bezwecken.

Zur Auflockerung, d. h. zur Abſonderung der einzelnen Haare oder Faſern von einander, wird eine von dem verſchiedenen Grade des mehr oder minder innigen Zuſammenhanges derſelben abhängige und daher ſehr verſchiedenartige Wirkung der arbeitenden Theile erfordert. Bei einem nur loſe zuſammenhängenden und elaſtiſchen Materiale genügt oft ein einfaches *Ausklopfen*, wobei einerſeits durch die Elaſticität des nach dem Zuſammendrücken wieder aufquellenden Materials die Trennung der einzelnen Faſern von einander bewirkt wird, und andererſeits durch die hinreichend kräftig erfolgenden Schläge die Luft zwiſchen den Faſern mit ſolcher Geſchwindigkeit ausgetrieben wird, daß ſie Staub und leichtere Verunreinigungen in derſelben Art mit ſich fortführt, wie man dies bei dem Ausklopfen eines Teppichs beobachten kann. In ſolchen Fällen bedient man ſich der ſogenannten *Schlag-* oder *Klopfwölfe*, deren Name ſchon darauf hindeutet, daß die zur Wirkung kommenden Organe, welche vornehmlich aus Stäben beſtehen, nur eine Schlagwirkung ausüben ſollen. Im Gegenſatz hierzu bezeichnet man mit dem Namen *Reißwölfe* diejenigen, welche vermittelſt ſcharfer Spitzen oder Zähne das *Auseinanderziehen* der Faſern oder Haare in ſolchen Fällen zu bewirken haben, in denen die Materialien inniger mit einander vereinigt ſind. Handelt es ſich hierbei, wie bei der Verarbeitung von Baumwolle, um die Beſeitigung größerer Staubmengen, welche den Arbeitern äußerſt ſchädlich ſein würden, ſo bedarf es der Erzeugung eines genügend ſtarken Luftſtromes durch ein beſonderes Flügelgebläſe, da durch die Umdrehung der feinen Spitzen oder Zähne eine merkliche Luftbewegung nicht erzeugt wird, wie ſie wohl bei den Klopfwölfen ſich einſtellt.

Wenn das Material, wie z. B. gewöhnliche Schafwolle, nur loſen Zuſammenhang zeigt, ſo genügt es, die Trommel des Wolfes mit geraden radial geſtellten ſcharfen Spitzen oder auch wohl an den Enden abgerundeten Stiften zu verſehen, welche die Auflockerung einfach dadurch bewirken, daß ſie die Wollpartien mit ſich herum- und zwiſchen den ſchon erwähnten feſten Stiften hindurchführen. Die geringe Reibung, welche hierbei die Haare an dieſen feſten Stiften finden, genügt alsdann ſchon zu der beabſichtigten Trennung. Dieſe Wirkung iſt aber natürlich nicht genügend in ſolchen Fällen, wo ein feſterer Zuſammenhang der Faſern aufzuheben iſt, z. B. wenn es ſich darum handelt, durch Wiederauflöſen gebrauchter Tuchſtücke in das ſpinnbare Material die ſogenannte *Kunſtwolle* oder *Lumpenwolle* darzuſtellen, oder wenn Garnabfälle zum nochmaligen Verſpinnen

gebracht werden ſollen. Hierbei hat man energiſcher wirkende hakenartige Zähne, oftmals förmliche Sägezähne zu verwenden, und das Herausreißen der einzelnen Haare aus dem Material erfordert ein Feſthalten des letzteren durch einen Zuführ- oder Speiſeapparat von zangenartiger Wirkung. Daß hierbei durch vielfaches Zerreißen einzelner Haare oder Faſern eine weſentliche Entwerthung des Erzeugniſſes herbeigeführt werden muß, iſt hiernach erſichtlich.

Die mit den Faſern oder Haaren verbundenen fremden Körper hängen mit den erſteren oftmals ſo innig zuſammen, daß die Abſonderung nicht unbedeutende Schwierigkeiten veranlaßt und ganz beſondere Anordnung der dazu dienenden Maſchinen erfordert. So ſind beiſpielsweiſe die ſüdamerikaniſchen Wollen meiſt durch ſogenannte Kletten, d. h. durch gewiſſe Pflanzentheile verunreinigt, welche wegen ihrer ſtacheligen Beſchaffenheit nur ſehr ſchwer von den Wollhaaren zu löſen ſind. Zu dieſem Zwecke verwendet man ganz beſondere Maſchinen, welche unter dem Namen der Kletten-wölfe bekannt ſind, und welche meiſtens die Abſonderung durch ein Abſchlagen der Kletten von den in Kammzähne eingeſchlagenen Wollhaaren bewirken. Dagegen müſſen die Baumwollfaſern von den Samenkörnern, mit denen ſie organiſch verbunden ſind, durch ein förmliches Abreißen getrennt werden, welchen Zweck man in verſchiedener Art durch die Egrenirmaſchinen erreicht, die man indeſſen nicht mehr zu den Wölfen zu rechnen pflegt und welche auch beſonders beſprochen werden ſollen.

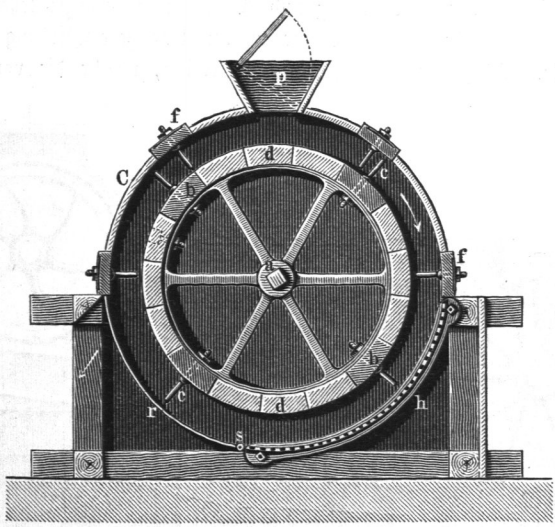
Die Wölfe werden faſt immer ununterbrochen, d. h. mit ſtetiger Zu- und Abführung des Materials betrieben, nur in ſeltenen Fällen kommt wohl ein poſtenweiſes Verarbeiten in der Art vor, daß man eine beſtimmte geringe Menge Wolle in das Gehäuſe des Wolfes einbringt, und dieſelbe, nachdem ſie während einer beſtimmten kurzen Zeit der Bearbeitung unterworfen geweſen, durch die ſchnelle Umdrehung der Trommel aus dem geöffneten Gehäuſe herausſchleudert.

In einzelnen Fällen genügt ein einmaliges Wolfen des Materials; zur Erzielung der hinreichenden Auflockerung und Reinigung hat man jedoch meiſtens eine wiederholte Bearbeitung in gleichartigen oder verſchiedenen Maſchinen vorzunehmen. Wölfe werden zuweilen auch zu anderen Zwecken als zur Abſonderung benutzt; ſo dienen ſie beiſpielsweiſe in Streichgarnſpinnereien auch zur gleichmäßigen Miſchung verſchiedenfarbiger Wollen behufs Herſtellung ſogenannter Melangen, ſowie auch dazu, um die vor dem Spinnen mit Oel beſprengte Wolle behufs gleichmäßiger Einfettung gehörig durchzuarbeiten.

§. 114. Schlagwölfe. Ein älterer Schlagwolf einfachſter Anordnung, welcher auch wohl mit dem Namen Willow bezeichnet wird, iſt durch Fig. 377

veranſchaulicht [1]). Auf der Axe *a* iſt mittelſt gußeiſerner Radſterne die hölzerne Trommel *d* befeſtigt, welche in vier axialen Stäben *b* die eiſernen, an den Enden abgerundeten Stifte *c* trägt. Das dieſe Trommel umgebende Gehäuſe iſt an feſten Leiſten *f* mit entſprechenden Stiften verſehen, durch deren Zwiſchenräume die Stifte *c* der Trommel bei deren Umdrehung hindurchſchlagen. Im unteren Theile des Gehäuſes wird die Trommel auf einem Viertel des Umfanges durch einen Roſt *h* von eiſernen Stäben gebildet, deren Zwiſchenräume dem Sande und feſten Körpern den Durchgang geſtatten. Die Beſchickung dieſes Wolfes geſchieht durch die mit einer Klappe verſehene Eintragöffnung *p*, durch welche $^1/_2$ bis 1 kg Baumwolle

Fig. 377.



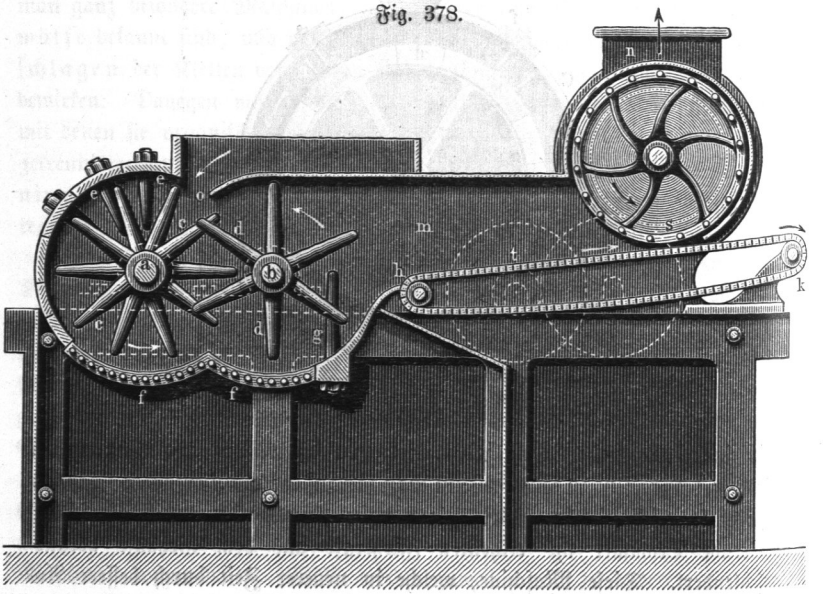
mit einem Male eingebracht wird, um etwa $^1/_2$ Minute der Wirkung der Trommel ausgeſetzt zu ſein. Wenn man hierauf die um *s* drehbare Klappe *r* öffnet, ſo wird die bearbeitete Baumwolle vermöge der durch die ſchnell rotirende Trommel ihr ertheilten Fliehkraft aus dem Gehäuſe herausgeſchleudert. Dieſe Maſchine, welche in neuerer Zeit durch beſſere Anordnungen verdrängt worden iſt, unterwirft das Material nur einer ſehr ſchonenden Behandlung dadurch, daß die Stifte *c* der Trommel einzelne Baumwollflocken mit ſich führen und zwiſchen den feſten Stiften des Gehäuſes hindurchziehen, wodurch eine gewiſſe Auflockerung bewirkt wird, ſoweit die einzelnen Flocken nur loſen Zuſammenhang haben. Die ſchonende Behandlung, welcher das Material hierbei unterworfen iſt, macht dieſe

[1]) Prechtl, Technol. Encyklop., Art. Baumwolle. Taf. 12, Fig. 2.

Maſchine beſonders für die Vorbereitung langſtapeliger Baumwolle geeignet, die vollſtändige Auflockerung des hierin bearbeiteten Materials muß aber in den energiſcher wirkenden Schlagmaſchinen (ſ. §. 116) bewirkt werden. Die in der Figur abgebildete Maſchine verarbeitet nach unſerer Quelle in der Stunde etwa 150 bis 200 Pfund Baumwolle, wobei eine Geſchwindigkeit der 0,6 m breiten und etwa 1 m im Durchmeſſer haltenden Trommel von 300 Umdrehungen in der Minute vorausgeſetzt iſt. Es wird hierbei angeführt, daß ein längerer Aufenthalt des Materials in der Maſchine leicht zur Bildung von lockenförmigen Wickeln Veranlaſſung giebt, indem die einzelnen Flocken in dem Inneren des Gehäuſes durch die Trommel fortgewälzt werden; eine ſolche Wirkung würde natürlich dem beabſichtigten Zwecke der Abſonderung und Auflockerung entgegenſtehen.

Eine ähnliche, aber viel vollkommenere und kräftigere Wirkung wird durch die in Fig. 378 [1]) dargeſtellte Maſchine erzielt, welche die von Maſon

Fig. 378.



herrührende, mit dem Namen Whipper bezeichnete Anordnung verſinnlicht. Hier ſind zwei wagerecht neben einander gelagerte Axen *a* und *b* in dem zugehörigen Gehäuſe angebracht, welche derartig mit abgerundeten Schlagſtöcken verſehen ſind, daß die Stöcke *c* der einen Axe zwiſchen denen *d* der anderen hindurchſchlagen, ſobald die Axen in Umdrehung geſetzt werden.

[1]) Prechtl, Suppl.-Bd. I, Taf. 4, Fig. 22.

Die Geſchwindigkeit dieſer Drehung iſt ſehr groß, indem man die Welle a etwa 1600 und diejenige b 1800 Umdrehungen in der Minute machen läßt, was einer Geſchwindigkeit der 0,2 m langen Stöcke an ihren Enden von 33 und bezw. 38 m entſpricht.

Die durch die Oeffnung o ununterbrochen eingeführte Baumwolle wird bei der durch die Pfeile angedeuteten Drehungsrichtung der Axen zunächſt von den Stöcken der Axe a erfaßt und zwiſchen den feſt im Gehäuſe angebrachten Stöcken e hindurch und über dem roſtförmigen Gitter f hin fortgeführt, um von den entgegenkommenden Stöcken d der Axe b ſehr kräftig geſchlagen zu werden. Für die Heftigkeit dieſer Schlagwirkung iſt natürlich die relative Geſchwindigkeit, d. h. hier wegen der entgegengeſetzten Bewegung der beiderſeitigen Schlagſtöcke die Summe der zugehörigen Geſchwindigkeiten maßgebend.

Bezeichnet n_1 die Umdrehungszahl der Axe a und n_2 diejenige von b, ſo iſt dieſe relative Geſchwindigkeit für irgend einen zwiſchen a und b befindlichen Punkt, deſſen Abſtand von a durch x bezeichnet ſein möge, der alſo von b um die Größe $l-x$ abſteht, unter l die Entfernung ab der Axen verſtanden, durch

$$w = 2\pi \frac{x . n_1 + (l-x) n_2}{60}$$

ausgedrückt. Nimmt man die Umdrehungszahlen der Axen gleich groß an, ſetzt alſo $n_1 = n_2 = n$, ſo erhält man für jene relative Geſchwindigkeit den Werth

$$w = \frac{2\pi l n}{60},$$

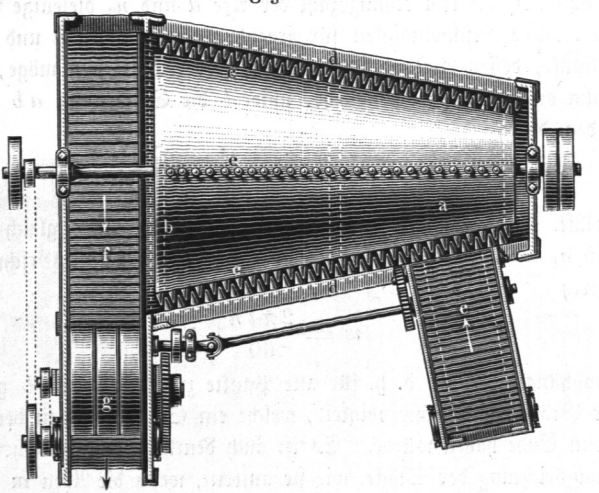
alſo unabhängig von x, d. h. für alle Punkte zwiſchen a und b gleich und von der Größe der Geſchwindigkeit, welche ein Schlagſtock von der Länge l an ſeinem Ende haben würde. Es iſt auch deutlich, daß bei einer gleichen Bewegungsrichtung der Stöcke, wie ſie auftritt, wenn die Axen in entgegengeſetztem Sinne umlaufen würden, die Wirkung nur der Differenz der Geſchwindigkeiten entſpräche, und daher für gleiche Umdrehungszahlen gleich Null ausfallen würde.

Die durch das Zuſammentreffen der beiderſeitigen Schlagſtöcke bearbeitete Baumwolle wird theilweiſe von den Stöcken der Welle a mitgeführt und dadurch einer wiederholten Bearbeitung unterworfen, theilweiſe von den Stöcken der Axe b an den feſten Stäben g vorbeigeführt und aus dem Gehäuſe der Schläger heraus durch die Oeffnung m geworfen. Hier fällt die gelockerte Maſſe auf das über die beiden Walzen h und k geführte endloſe, mit Latten beſetzte Tuch t, welchem durch langſame Umdrehung der Walze h die zur ununterbrochenen Herausführung der Baumwolle erforderliche Bewegung ertheilt wird.

Wie aus der Figur erſichtlich iſt, befindet ſich in geringem Abſtande über dieſem Abführungstuche die mit Drahtgewebe überzogene Siebtrommel *s*, aus deren Innerem durch die zu beiden Seiten angebrachten Canäle *n* vermittelſt eines Exhauſtors die Luft abgeſaugt wird. In Folge hiervon wird der feine, durch die Maſchen der Siebtrommel hindurchgehende Staub entfernt, ohne den Arbeitsraum zu verunreinigen, während die Baumwolle zwiſchen *t* und *s* hindurch aus der Maſchine heraus gelangt. Die Betriebskraft wird ohne den Ventilator zu einer Pferdekraft angegeben und dürfte einſchließlich des Ventilators doppelt ſo groß anzunehmen ſein. Die tägliche Leiſtung beträgt nach der angezeigten Quelle 1200 bis 1500 kg.

Von den bisher angeführten Maſchinen unterſcheidet ſich der durch Fig. 379 dargeſtellte coniſche Wolf hauptſächlich dadurch, daß hierbei die an

Fig. 379.

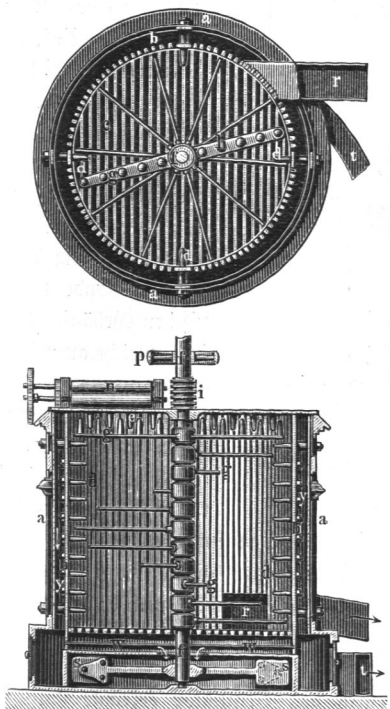


dem engen Ende des coniſchen Gehäuſes bei *a* eingeführte Baumwolle der Länge nach durch das Gehäuſe befördert wird, ſo daß der Austritt am weiten Ende bei *b* erfolgt. Dieſe Wirkung wird durch die kegelförmige Geſtalt des Gehäuſes erzielt, der zufolge die Baumwolle vermöge der Centrifugalkraft in ſchraubenförmigen Bahnen den Gehäuſemantel nach dem weiten Ende hin durchzieht. Die Auflockerung wird hier durch Stifte *c* bewirkt, die an vier, im Umfange der coniſchen Trommel angebrachten Schienen ſich befinden und zwiſchen den Stiften *d* hindurchſchlagen, mit welchen zwei feſt im Gehäuſemantel befindliche Schienen verſehen ſind. Die Zuführung durch das Zuführungstuch *e* und die Einrichtung des Abführtuches *f* ſind aus der Zeichnung erſichtlich, ebenſo wie die Anordnung und Wirkungsweiſe der

Siebtrommel g, aus deren Innerem ein Ventilator die Luft abſaugt, nach dem Vorherigen durch die Figur verdeutlicht wird. Das Gehäuſe der Trommel iſt durch einen Blechmantel gebildet, welcher in der unteren Hälfte mit länglichen Durchbrechungen verſehen iſt, um gröbere Verunreinigungen abzuſondern. Die erforderliche Betriebskraft wird bei 400 bis 600 Umdrehungen der Trommel zu drei Pferdekraft und die tägliche Leiſtung zu 1000 bis 2500 kg angegeben.

Die ſtehende Anordnung der Wölfe oder ſogenannten Oeffner iſt in Baumwollſpinnereien neuerdings ſehr verbreitet. Ein ſolcher Wolf nach Hardacre's[1]) Bauart iſt durch Fig. 380 verſinnlicht. Die durch die Riemenſcheibe p in Umdrehung verſetzte ſtehende Axe f trägt unter einander eine Anzahl nach einer Schraubenlinie verſetzter Schläger g, welche zwiſchen den an vier ſenkrechten Schienen angebrachten Stiften d hindurchſchlagen. Der umgebende Gehäuſemantel iſt doppelt, derart, daß der innere Mantel b durch ein aus ſenkrechten Stäben gebildetes Gitter dargeſtellt wird, durch deſſen Zwiſchenräume die Unreinigkeiten ſowie Staub heraustreten können; in gleicher Art iſt auch der Boden aus Stäben roſtförmig hergeſtellt. Durch ein auf dem unteren Ende der Axe befindliches Flügelrad s wird der Staub aus dem Zwiſchenraume y zwiſchen den beiden Mänteln a und b angeſaugt, um durch den Canal t entfernt zu werden.

Fig. 380.



Die ununterbrochene Zuführung der zu verarbeitenden Baumwolle wird hier durch mehrere über dem Gehäuſedeckel radial gelagerte Einführungswalzen n bewirkt, welche die Baumwolle durch eine Oeffnung des Deckels in das Innere des Gehäuſes fallen laſſen. Hier wird ſie zuerſt durch die auf dem oberſten Schläger angebrachten Stifte h ergriffen und von dieſen

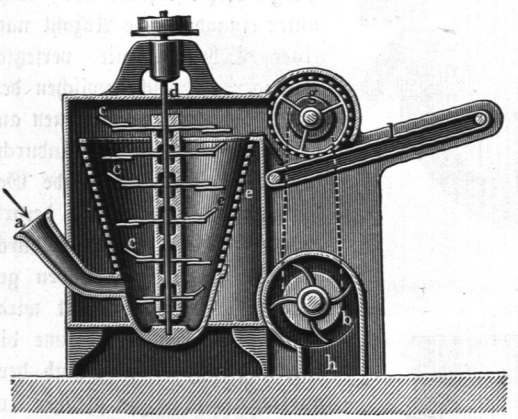
[1]) Prechtl, Suppl.-Bd. 1.

zwiſchen feſten Stiften *e* am Deckel hindurchgeführt, um darauf in ſchraubenförmigen Gängen den Mantel nach unten zu durchziehen, wo ihr in der Oeffnung *r* ein Ausweg geboten wird. Die langſame Umdrehung der Speiſewalzen wird durch die auf der Schlägerwelle befindliche Schnecke *i* vermittelt.

Die Schlägerwelle macht hier 700 bis 1000 Umdrehungen; der Arbeitsaufwand wird zu $1^1/_4$ bis $1^1/_2$ Pferdekraft und die ſtündliche Leiſtung zu 350 kg Baumwolle angegeben.

Auch den coniſchen Wolf hat man vielfach ſtehend ausgeführt, und zwar ſo, daß das Material den Wolf von unten nach oben durchzieht. Hierzu dient die durch Fig. 381 [1]) dargeſtellte Anordnung. Die durch das Rohr *a* von oben einfallende Baumwolle wird in Folge der vereinten Wirkung des durch den Ventilator *b* erzeugten kräftigen Luftſtroms und der Centrifugalkraft nach dem oberen weiteren Ende des coniſchen Gehäuſes befördert, welche aufſteigende Bewegung noch durch die aufwärts gebogenen Arme *c* der Axe *d* befördert wird. Auch hier treten die fremden Körper durch die Zwiſchenräume des gitterförmigen inneren Mantels *e* hindurch, während der Staub durch die Siebtrommel *g* angeſaugt und durch die Blaſeöffnung *h* des Ventilators nach einer Staubkammer befördert wird. Die aufgelockerte Baumwolle gelangt zwiſchen der Siebtrommel *g* und dem Abführtuche *l* aus der Maſchine heraus. Eine beſondere Speiſevorrichtung iſt hier nicht nöthig, indem der durch den Ventilator erzeugte Luftſtrom ſtark genug iſt, um die Baumwolle ſtetig durch das Einfallrohr *a* anzuziehen. Häufig wendet man zwei derartige Maſchinen in demſelben Gehäuſe in ſolcher Art an, daß das Speiſerohr *a* der zweiten Maſchine die Baumwolle unmittelbar aus dem oberen Raume über den Schlägern der erſten Maſchine empfängt.

Fig. 381.

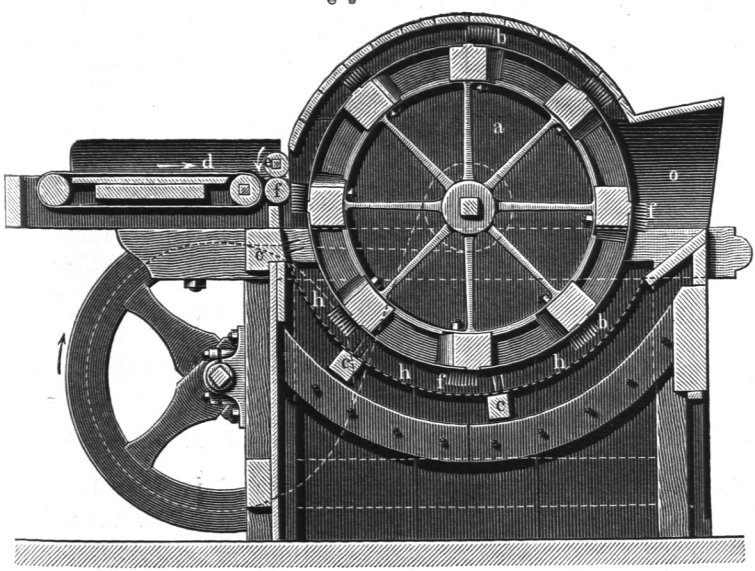


[1]) Polytechn. Centralbl. 1862.

Reisswölfe. Von den vorſtehend beſprochenen Schlagwölfen, wie ſie §. 1
hauptſächlich zur Auflockerung der Baumwolle unter dem Namen Oeffner oder Oeffnungsmaſchinen benutzt werden, unterſcheiden ſich die Reißwölfe, welche vornehmlich zu der Vorbereitung der Schafwolle dienen, dadurch, daß die durch den Einführungsapparat wie durch eine Zange feſtgehaltene Wolle von dicht daran vorbeiſtreifenden ſpitzen Zähnen der Trommel gewiſſermaßen ausgezupft wird. Dieſe Wirkung erſcheint daher beſonders geeignet zur Auflöſung der Flocken oder Büſchel, zu welchen die Wollhaare in dem Vließe der Schafe vereinigt zu ſein pflegen.

Aus der Fig. 382 [1]), welche einen älteren Reißwolf für Streichwolle vorſtellt, erkennt man, daß die Trommel *a* mit acht ſchräg gegen die Axe ge-

Fig. 382.



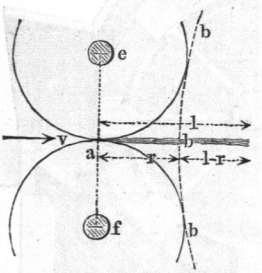
ſtellten Reihen ſpitzer Zähne *b* verſehen iſt, welche bei der Drehung der Trommel durch die an den feſten Stäben *c* befindlichen, ebenfalls ſcharfen Spitzen in derſelben Art hindurchtreten, wie dies bei mehreren der vorbeſprochenen Schlagwölfe hinſichtlich der ſtumpfen Zähne angeführt worden. Die von dem Zuführtuche *d* dargebotene Wolle gelangt vor ihrem Eintritte in die Trommel zwiſchen die beiden Walzen *e* und *f*, welche mit einer Umfangsgeſchwindigkeit ſich drehen, die etwas kleiner iſt, als die Geſchwindigkeit des Zuführtuches. Da man die obere Walze *e* durch Gewichte feſt auf die

[1]) Prechtl, Technol. Encyklopädie, Bd. 19.

untere *f* preßt, ſo wird die zwiſchen beiden hindurchtretende Wolle wie in einer Zange feſtgehalten, wodurch die auskämmende und auflöſende Wirkung der dicht an dieſen Walzen vorübergehenden Zähne der Trommel ermöglicht wird. Auch hier iſt wieder ein die Trommel im unteren Theile umgebender Roſt *h* zum Abſondern feſter Körper angebracht, die aufgelockerte Wolle wird durch die Oeffnung *o* aus dem Gehäuſe herausgeworfen.

Wie man aus der Fig. 383 erkennt, iſt für dieſe Wirkung die Größe des Durchmeſſers der Speiſewalzen von hervorragendem Einfluſſe. Ein bei *a* von den beiden Walzen *e* und *f* erfaßtes Wollhaar von der Länge *l* wird von den Spitzen der Trommelzähne erſt in dem Augenblicke getroffen, in welchem es bis zu dem Kreiſe *b* vorgerückt iſt, in welchem die Spitzen der Zähne ſich bewegen, wenn alſo das Haar um eine Länge gleich dem Halbmeſſer *r* der Speiſewalzen frei über *a* hinausragt, vorausgeſetzt, daß die Spitzen der Zähne möglichſt nahe an den Walzen vorbeiſtreifen. Eine Einwirkung der Trommelzähne auf die zwiſchen den Einführungswalzen eingeklemmte Wolle findet daher nur in derjenigen Zeit ſtatt, während welcher das betreffende Wollhaar um die übrige Länge $l - r$ vorrückt. Bezeichnet man mit *v* die Umfangsgeſchwindigkeit der Zuführungswalzen, ſo wird ein Wollhaar von der Länge *l* während der Zeit $t = \frac{l}{v}$ von den Walzen feſtgehalten, wogegen die Zeit, während welcher die Zähne der Trommel auf das Wollhaar wirken, nur zu $t_1 = \frac{l-r}{v} = \frac{l-r}{l}\,t$ gegeben iſt. Man erkennt hieraus, daß die gedachte auszupfende Wirkung gar nicht ſtattfindet, ſo lange der Halbmeſſer *r* der Zuführungshalbmeſſer nicht kleiner iſt als die Länge *l* des Wollhaars.

Fig. 383.



Um eine möglichſt kräftige Wirkung zu erzielen, hat man daher den Zwiſchenraum zwiſchen dem Feſthaltungspunkte *a* und dem Angriffskreiſe *b* möglichſt klein zu halten, was entweder durch ſehr kleine Walzenhalbmeſſer *r* oder beſſer durch die ſogenannte Muldenzuführung erzielt werden kann, welche bei dem durch Fig. 384 dargeſtellten Reißwolfe[1]) angewendet iſt. Bei dieſer Maſchine iſt die Trommel *a* auf ihrer ganzen Umfläche mit vielen ſcharfen Zähnen beſetzt, welchen die Wolle durch die mit Drahtkratzen verſehene Zuführungswalze *b* dargeboten wird. Da dieſe letztere auf ihrer Unterfläche durch eine feſte, muldenförmig ausgehöhlte Platte *h* umgeben

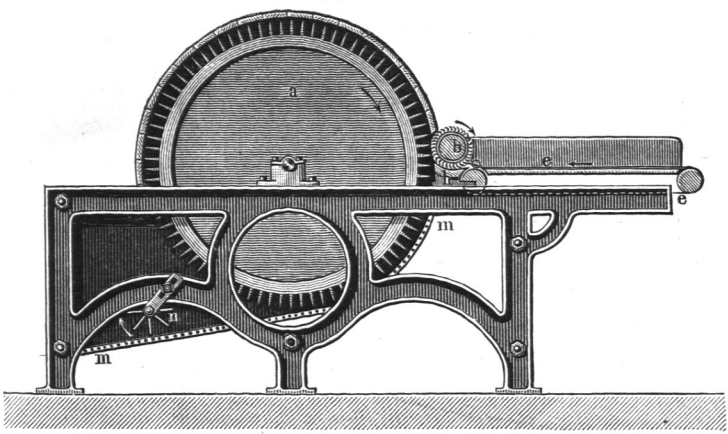
[1]) Prechtl, Technol. Encykl., Taf. 461, Art. Tuchfabrikation.

wird, welche einerſeits ſich unmittelbar an das Zuführtuch *e* anſchließt, und andererſeits mit dem vorderen Ende bis dicht an die Trommelzähne herantritt, ſo wird hierdurch der beabſichtigte Zweck in vorzüglicher Weiſe erreicht, den Punkt, in welchem die Wolle feſtgehalten wird, möglichſt nahe an den Umfang der Trommel zu verlegen.

Der unterhalb der Trommel angebrachte, aus eiſernen Stäben gebildete Roſt *m* geſtattet den Verunreinigungen der Wolle das Durchfallen, welcher Zweck weſentlich durch eine mit durchgeſteckten Schlägern verſehene Welle *n* befördert wird, die bei ihrer ſchnellen Umdrehung die Wolle nochmals emporwirft und durcheinander ſchüttelt.

Für den in unſerer Quelle angegebenen Wolf wird angegeben, daß die Trommel von 0,9 m Durchmeſſer (bis zu den Zahnſpitzen gemeſſen) in der

Fig. 384.

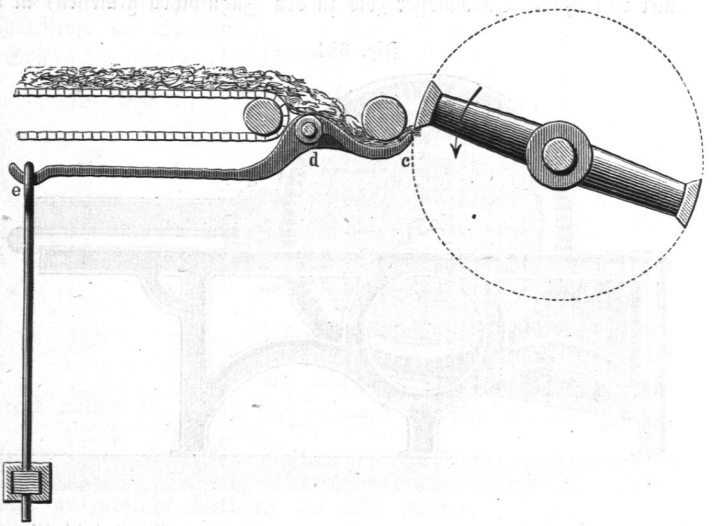


Minute 300 Umdrehungen macht, daher mit einer Geſchwindigkeit von 14,1 m ſich bewegt, während der Umfang der Häkchenwalze von 0,145 m Durchmeſſer übereinſtimmend mit dem Zuführtuche ſich mit einer Geſchwindigkeit von 2,65 m in der Minute bewegt. Demgemäß fallen auf je ein Centimeter Länge der zugeführten Wolle $\frac{300}{265} = 1{,}13$ Umgänge der Trommel, ſo daß, wenn der Umfang der Trommel mit 64 Reihen Zähnen beſetzt iſt, ein Wollhaar für je ein Centimeter Länge durch $1{,}13 \cdot 64 = 72$ Schläge der Zähne ausgekämmt wird.

Eine weitere Verbeſſerung hat man an der vorbeſchriebenen Muldenzuführung, insbeſondere bei den im folgenden Paragraphen näher zu beſprechenden Schlagmaſchinen für Baumwolle dadurch vorgenommen, daß man die Mulde *h* nicht aus einer einzigen feſten Platte beſtehen läßt, ſondern

durch eine größere Anzahl von Hebeln *c d e*, Fig. 385, bildet, welche dicht neben einander ſämmtlich loſe drehbar auf der Axe *d* angebracht ſind. Die entſprechend hohl geformten kurzen Arme *c* dieſer Hebel bilden hierbei eine nachgiebige Mulde von ſolcher Art, daß einzelne Theile derſelben entſprechend nach unten ausweichen können, wenn das Material daſelbſt in dickerer Lage eingeführt wird. Gewichte oder Federn an den langen Hebelarmen dieſer ſogenannten Klaviermulde bewirken dabei das genügend kräftige Feſthalten der einzelnen Wollpartien. Wenn man, wie dies bei der Anwendung von zwei Zuführungswalzen üblich iſt, der verſchiedenen Dicke des auf dem Zuführtuche ausgebreiteten Materials dadurch Rechnung trägt,

Fig. 385.



daß man die obere Walze in ihren Lagern nachgiebig macht und ſie durch Gewichte oder Federn mit beſtimmtem Drucke gegen die untere Walze preßt, ſo iſt hiermit der Uebelſtand verbunden, daß die obere Walze die Wolle oder Baumwolle nur an den Stellen größter Dicke genügend feſthält, während an anderen Stellen ganze Flocken oder Haarbüſchel unaufgelöſt zwiſchen den Walzen hindurchgezogen werden.

In ähnlicher Art, wie der vorſtehend beſchriebene Reißwolf, wirken auch die unter dem Namen Lumpenwölfe bekannten Maſchinen, welche zur Auflöſung gebrauchter Tuchlappen in die einzelnen Wollhaare behufs Darſtellung der ſogenannten Kunſt- oder Lumpenwolle gebraucht werden. Wegen des feſten Zuſammenhanges, welchen hierbei die Wollhaare in den aus gedrehten Fäden gewebten oder gewirkten Lumpen haben, muß der An-

griff ein ſehr kräftiger ſein; demgemäß wird auch eine entſprechende Ausführung der Reißzähne gewählt, indem man z. B. durch Vereinignng vieler Sägeblätter eine Trommel nach Art derjenigen der Rübenreibemaſchinen bildet. Auch zum Wiederauflöſen der Garnabfälle in die Haare oder Faſern

Fig. 386.



behufs wiederholter Verarbeitung der letzteren wendet man ähnliche Maſchinen an, bei denen die Trommeln zuweilen mit dichtliegenden Schraubenwindungen von Draht umgeben werden, in welche nach Fig. 386 Zähne eingefräſt werden.

Schlagmaschinen. Da alle bisher beſprochenen Wölfe das Material §.
mit einzelnen getrennt ſtehenden Spitzen oder Stiften bearbeiten, ſo vermögen ſie eine vollſtändige Auflöſung der einzelnen Flocken in die in denſelben enthaltenen Faſern oder Haare nicht zu bewirken, inſofern zwiſchen den einzelnen Zähnen der Trommel ſolche Flocken unzertheilt hindurch gelangen können. Bei Materialien, welche, wie die Baumwolle, wegen der Feinheit der daraus zu ſpinnenden Fäden eine vollſtändige Auflöſung aller Flocken in die Elementarfibern erfordern, genügt daher die Bearbeitung in den vorſtehend beſchriebenen Wölfen und Oeffnungsmaſchinen nicht, vielmehr unterwirft man die Baumwolle nach dem Wolfen immer noch einer ein- oder mehrmaligen Bearbeitung in den ſogenannten Schlagmaſchinen.

Eigenthümlich iſt jeder Schlagmaſchine die Schlagtrommel, d. h. eine wagrechte Welle mit zwei oder drei zur Axe parallelen Schlagſtäben oder Schienen, welche bei der Umdrehung der Welle möglichſt dicht an einem Einlaßapparate vorbeiſtreifen, durch den die Baumwolle zugeführt wird. Zu dieſem Einlaßapparat wird wieder entweder ein paar geriffelter Speiſewalzen oder beſſer eine mit Zähnen beſetzte Walze in einer Mulde verwendet. Da die Zuführung des Materials nur ſehr langſam geſchieht, die Schlägerwelle aber ſehr ſchnell ſich dreht, ſo empfängt jede Faſer während der Zeit ihres Durchganges durch den Zuführapparat eine große Anzahl kräftiger Schläge, deren auflöſende Wirkung wie folgt zu beurtheilen iſt.

Ein durch die beiden Zuführungswalzen feſtgehaltener Flocken Baumwolle empfängt auf dem über die Walzen hinausragenden Theile die Schläge der daran vorbeigehenden Schienen. Hierdurch wird nicht nur der in den frei hervorſtehenden Faſern enthaltene Staub und Schmutz herausgeſchlagen, ſondern es werden durch den Schläger auch alle diejenigen Faſern mit-

genommen, welche bereits gänzlich durch die Walzen hindurchgegangen ſind, alſo an den hinteren Enden nicht mehr zurückgehalten werden. Die Schlagſchienen üben daher auf jede einzelne Faſer ſo lange eine ausklopfende und abſtreifende Wirkung aus, als dieſe Faſer durch die Walzen feſtgehalten wird, und da die Geſchwindigkeit der Schläger ſehr bedeutend iſt, dagegen die Zuführung der Baumwolle nur langſam erfolgt, ſo erklärt ſich hieraus die vorzügliche Auflockerung der Baumwolle durch die Schlagmaſchinen. Setzt man beiſpielsweiſe eine Zuführungsgeſchwindigkeit der Baumwolle von 1 m in der Minute und eine Umdrehungszahl der zweiflügeligen Schlägerwelle von 1500, alſo eine Schlagzahl von 3000 für dieſelbe Zeit voraus, ſo entfallen auf jedes Millimeter Faſerlänge drei Schläge. Eine Faſer von 25 mm Länge würde daher, wenn ſie durch Cylinder von 15 mm Halbmeſſer zugeführt würde, und zwiſchen den Flügeln und den Cylindern ein Zwiſchenraum von 3 mm beſtände $(25 - 15 - 3)\ 3 = 21$ Schläge erhalten, während die Zahl der auf dieſelbe Faſer entfallenden Schläge bei einer Muldenzuführung erheblich größer, nämlich bei demſelben Zwiſchenraume $(25 - 3)\ 3 = 66$ ſein würde. Man erkennt hieraus die Nothwendigkeit und Zweckmäßigkeit der Muldenzuführung insbeſondere für kurze Baumwollſorten, denn auf die hier gedachte abſtreifende Wirkung würde bei Anwendung von Zuführungswalzen von 30 mm Durchmeſſer offenbar gar nicht zu rechnen ſein, wenn die Faſerlänge bei dem vorausgeſetzten Zwiſchenraume von 3 mm zwiſchen Flügel und Walzen nicht größer als 18 mm wäre.

Die Entfernung gröberer Unreinigkeiten geſchieht bei den Schlagmaſchinen in ähnlicher Art wie bei den Wölfen durch Gitter oder Rechen unterhalb der Schlägerwelle und ebenſo iſt die Verwendung der aus §. 114 bekannten Siebtrommeln hier allgemein üblich, um mit Hülfe des durch einen beſonderen Ventilator erzeugten kräftigen Luftſtroms eine Abſonderung des Staubes durch die Oeffnungen der Siebtrommel und durch deren hohle Axe zu erzielen.

Außerdem pflegt man die Schlagmaſchinen immer mit einem Apparate zu verſehen, welcher dem Zwecke dient, die aufgelockerte, formloſe Maſſe in die Geſtalt eines Tuches oder Vließes zu bringen, um eine leichtere Handhabung zu ermöglichen. Die hierzu dienende Einrichtung führt den Namen Wickelapparat, weil in ihr die Aufwickelung des gebildeten Vließes (Watte) auf eine Spule zu einem ſpiralförmigen Wickel bewirkt wird. Auch mag hier bemerkt werden, daß ſchon bei den Schlagmaſchinen der Grund zu einer beſtimmten gleichmäßigen Feinheit des zu ſpinnenden Garns dadurch gelegt wird, daß man auf eine ganz beſtimmte Länge des Zuführungstuches immer dieſelbe ebenfalls beſtimmte, genau abgewogene Menge Baumwolle möglichſt gleichmäßig vertheilt.

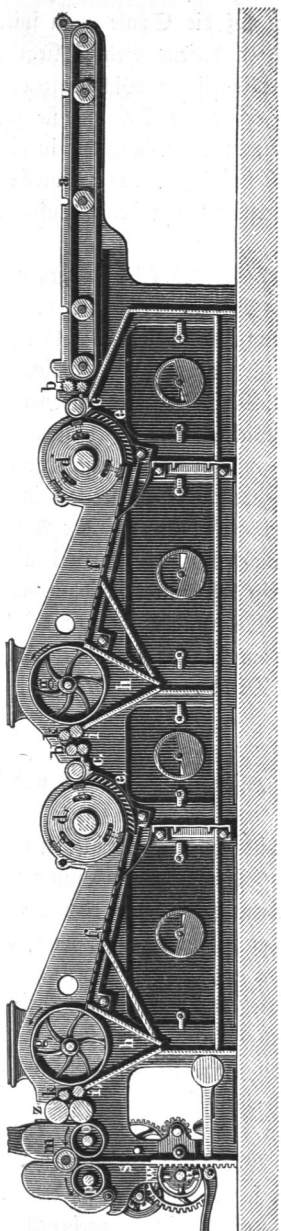


Fig. 387.

Eine Baumwollſchlagmaſchine mit zwei hinter einander in demſelben Gehäuſe arbeitenden Schlägern nach Wiede's Conſtruction iſt durch Fig. 387 [1]) dargeſtellt.

Die Zuführung der Baumwolle durch das endloſe Zuführungstuch *a*, die Riffelcylinder *b* und die Mulde *c* zu dem dreiflügeligen Schläger *d* iſt nach dem Vorangegangenen deutlich, ebenſo die Abſonderung gröberer Unreinigkeiten durch den Roſt *e* unterhalb der Schlagtrommel. Feinere Unreinigkeiten gelangen durch die Zwiſchenräume zwiſchen den Platten der geneigten Ebene *f* in die darunter befindliche Kammer, während die Siebtrommel *g* den Staub in bekannter Art abſondert. Dieſe Siebtrommel dreht ſich hier nach der Richtung des Pfeiles und ſie empfängt die Baumwolle auf dem oberen Theile des Umfanges, gegen welchen dieſelbe vermöge der großen, durch die Schläger erlangten Geſchwindigkeit geſchleudert wird. Da die in dem Raume *h* unterhalb der Siebtrommel befindliche Luft in Ruhe iſt, inſofern ſich an die Siebtrommel einerſeits die geneigte Ebene *f*, andererſeits die Reinigungswalze *i* anſchließt, ſo iſt hierbei dem ſchwereren, in die Trommel gelangten Staube noch Gelegenheit geboten, nach unten hindurch zu fallen und ſich in dem Raume *h* abzuſondern. Die hier beſchriebene Wirkung wiederholt ſich in derſelben Weiſe in dem zweiten Theile der Maſchine zwiſchen dem Schläger d_1 und der Siebtrommel g_1. Die von der letzteren durch die Riffelwalzen $i_1 k_1$ abgelöſte

[1]) Hülße, Art. Baumwolle in Prechtl, Techn. Encyklop. Suppl.-Bd. I, Taf. 5.

Baumwolle gelangt zwiſchen die Druckwalzen z, zwiſchen denen ſie zu einer zuſammenhängenden Watte gepreßt wird, um auf die Spule m in ſpiralförmigen Windungen gewickelt zu werden. Zu dieſem Behufe liegt die Spule m auf den beiden glatt abgedrehten cylindriſchen Wickelwalzen op, durch deren nach übereinſtimmender Richtung erfolgende Drehung ſie durch Reibung mitgenommen wird. Wegen der ſtetigen Verdickung des in dieſer Weiſe auf der Spule ſich bildenden Wickels iſt der Spule das entſprechende Aufſteigen geſtattet, indem ihre Enden in beiderſeits vorhandenen ſenkrechten Schlitzen ihre Führung erhalten.

Um hierbei ſtets den erforderlichen Druck des Wickels m gegen die Wickelwalzen op zu erzielen, wie derſelbe nicht nur zur Erzeugung der hinreichenden Reibung, ſondern auch zur Erlangung eines feſten Wickels nöthig iſt, kann man die Enden der Wickelſpule durch entſprechende Gewichte belaſten. Bei der in der Figur dargeſtellten Maſchine wird indeſſen ein ſtetiger Druck zwiſchen dem Wickel und den Wickelwalzen op dadurch hervorgebracht, daß an jeden Zapfen der Spule m eine Zugſtange s gehängt iſt, welche in ihrem unteren Theile zu einer Zahnſtange ausgebildet iſt, die in ein kleines Zahnrad u eingreift. Iſt nun gleichfalls auf der Axe der beiden Zahnräder u eine Bremsſcheibe w angebracht, an deren Umfange durch ein Bremsband und ein Bremsgewicht ein beſtimmter Reibungswiderſtand W erzeugt wird, ſo veranlaßt dieſer Widerſtand, welcher bei dem Aufſteigen des Wickels überwunden werden muß, daß auf den letzteren von den Wickelwalzen op aus ein ſenkrechter Druck von der Größe

$$P = W\frac{w}{u}$$

ausgeübt wird, wenn mit u und w die Halbmeſſer des Zahnrades und der Bremsſcheibe bezeichnet werden.

Die mit Hülfe ſolcher Wickelapparate gebildeten Wattenwickel geſtatten eine bequeme Vorlage des Materials bei der folgenden Verarbeitung unter möglichſter Vermeidung von Handarbeit, indem man einen oder mehrere ſolcher Wickel auf das Zuführtuch der folgenden Maſchine legt, welches bei ſeiner Bewegung ein Abziehen der Watten von den Wickeln bewirkt.

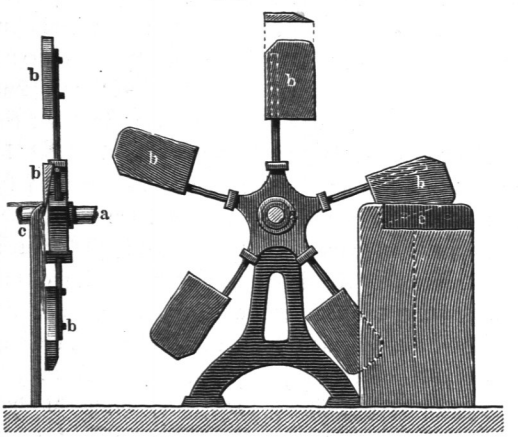
Eine Maſchine, wie die vorſtehend beſchriebene, deren erſter Schläger 1400 bis 1500 und deren zweiter 1600 bis 1700 Umdrehungen in der Minute macht, erfordert eine Betriebskraft von etwa vier Pferden, und verarbeitet bei $42'' = 1{,}1$ m Breite wöchentlich 3000 kg Baumwolle. Der durch Gewichtshebel ausgeübte Druck zwiſchen den Walzen z wird etwa zu 50 Ctr. bemeſſen. Die Dicke der auf der Wickelſpule enthaltenen Watte iſt, abgeſehen von dem Abgang an Staub u. ſ. w., natürlich in demſelben Verhältniß geringer, als die Dicke der dem Zuführtuche übergebenen Vorlage, in welchem die Geſchwindigkeiten des Zuführtuches und der Wickel-

walzen zu einander ſtehen. Man pflegt wohl eine zwei- bis dreifache Wattenverdünnung vorzunehmen.

Schwingmaschinen. Mit den Schlagmaſchinen für Baumwolle ſtimmen die Schwingmaſchinen für Flachs inſofern in gewiſſer Hinſicht überein, als auch bei dieſen letzteren eine Abſonderung durch die abſtreifende Wirkung ſchienenartiger Werkzeuge erzielt wird, welche in ſchneller Aufeinanderfolge an der feſtgehaltenen Faſer vorbeigeführt werden. Die größere Länge und die beſonderen Eigenſchaften der Flachsfaſer bedingen hierbei eine andere Art des Feſthaltens und Zuführens des Materials, als vorſtehend für Baumwolle angegeben. §. 117.

Bei dem ſogenannten Schwingen des Flachſes handelt es ſich darum, die durch Brechmaſchinen (ſ. §. 29) vorbereiteten Flachsriſten von den

Fig. 388.



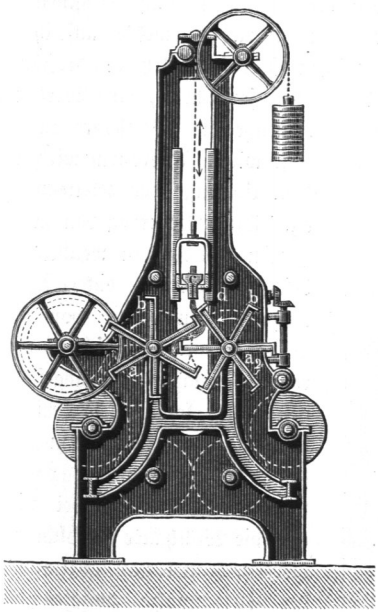
holzigen Schäbetheilen zu befreien, welche beim Brechen durch das Zerknicken der Stengel entſtanden ſind. Demgemäß wird das Schwingen mit jeder Flachsriſte derart vorgenommen, daß dieſelbe an einem Ende feſtgehalten wird, während der frei herabhängende Theil der abſtreifenden Einwirkung der betreffenden Schienen oder Schwingmeſſer unterworfen iſt. Vielfach geſchieht bei den Schwingmaſchinen dieſes Feſthalten und Darbieten der Flachsriſte durch die Hand des Arbeiters in derſelben Weiſe, wie es bei dem Handſchwingen der Fall iſt. Die hierfür dienenden Maſchinen haben die einfache, durch Fig. 388 verſinnlichte Einrichtung. Eine auf der Welle *a* befeſtigte Roſette trägt an ihren fünf Armen, in deren Ebene ebenſo viele Brettchen oder hölzerne Schwingmeſſer *b* von 400 bis 450 mm Länge und 200 mm Breite, welche bei der Umdrehung der Welle dicht an

der feſtſtehenden ſenkrechten Platte *c* vorbeiſchlagen, über deren obere Kante die von dem Arbeiter gehaltene und allmählich vorgerückte Flachsriſte herabhängt. In Folge deſſen ſtreifen die vorbeiſchlagenden Schwingmeſſer die Schäbetheilchen ſowie auch die kürzeren Faſern ab, welche wegen ihrer geringen Länge nicht feſtgehalten werden. Auch iſt es nicht zu vermeiden, daß durch die Wirkung der Schwingmeſſer ſelbſt einzelne Faſern zerriſſen werden, was man durch federnde Arme der Schwingmeſſer und durch die der Plattenkante ertheilte Nachgiebigkeit nach Möglichkeit zu vermeiden trachtet. Es iſt erſichtlich, daß die an einem Ende feſtgehaltene Riſte nicht nur gewendet werden muß, um beide Seiten den Schwingmeſſern darzubieten, ſondern daß, da das feſtgehaltene Ende ſich der Wirkung entzieht, eine zweimalige Bearbeitung vorgenommen werden muß, indem einmal das eine und dann das andere Ende der Riſte feſtgehalten wird. In der Regel geſchieht das Schwingen zweimal hinter einander in beſonderen Maſchinen (Vor- und Reinſchwingen), von denen meiſt eine größere Anzahl eine gemeinſame Welle haben. Auch das bei dem Vorſchwingen abgetrennte kurze Faſermaterial oder Werg wird wohl noch auf beſonderen Wergſchwingſtänden verarbeitet, um einen Theil der darin enthaltenen Faſern zu gute zu machen. Die Schwingwelle *a* läßt man in der Minute 150 bis 200 Umdrehungen machen, ſo daß in dieſer Zeit 750 bis 1200 Schläge erfolgen, für welche die größte Geſchwindigkeit an der etwa 0,9 m von der Axe entfernten äußeren Kante ſich zu 14 bis 18 m berechnet. Auf einem Schwingſtande zum Vorſchwingen und zwei dazu gehörigen Ständen zum Reinſchwingen können drei Arbeiter ſtündlich 2 bis 4 kg Reinflachs liefern.

Zur möglichſten Vermeidung der Handarbeit durch eine ſelbſtthätige Zuführung des Materials hat man der Maſchine zum Schwingen die durch Fig. 389 dargeſtellte Einrichtung gegeben. Als Schwingmeſſer werden hierbei die Schienen oder Stäbe *b* verwendet, welche durch entſprechende Armkreuze mit den beiden neben einander gelagerten Axen a_1 und a_2 ſo verbunden ſind, daß bei der Umdrehung der letzteren nach entgegengeſetzten Richtungen die Schienen der einen Axe zwiſchen diejenigen der anderen treten. In Folge deſſen wird eine in die darüber befindliche Klammer *c* eingeſpannte, ſenkrecht herabhängende Flachsriſte gleichzeitig auf beiden Seiten der abſtreifenden Wirkung der beſagten Schienen ausgeſetzt, und man erzielt eine allmähliche Darbietung des Flachſes einfach durch langſame Senkung der Klammer *c*. Bei dieſer Maſchine werden vier ſolcher Klammern hinter einander auf eine horizontale Bahn *d* geſchoben, ſo daß während des Niedergehens dieſer Bahn der Flachs aller vier Klammern der gedachten Bearbeitung unterworfen wird. Hierauf wird dieſe Bahn, und zwar mit größerer Geſchwindigkeit, wieder erhoben und in dieſelbe auf der einen Seite eine Klammer neu eingeführt, wodurch auf der anderen Seite

die vorderſte Klammer von der Bahn heruntergeſchoben wird. Bei dem darauf folgenden Niedergehen der Bahn findet ein wiederholtes Schwingen des Flachſes ſtatt, und es iſt erſichtlich, daß jede Flachsriſte während ihres Durchganges durch die Maſchine viermal nach einander der Einwirkung der Schwingſtäbe *b* ausgeſetzt wird. Man pflegt dabei wohl die arbeitenden Kanten der Schwingſtäbe nach ſanften Wellenlinien zu formen, deren Hervorragungen von der Eintrittsſeite nach der Austrittsſeite hin ſtufenweiſe an Tiefe zunehmen, ſo daß bei jeder folgenden Schwingoperation ein tieferes Eingreifen der Schienen in den Flachs erzielt wird, als bei der vorhergegangenen.

Fig. 389.

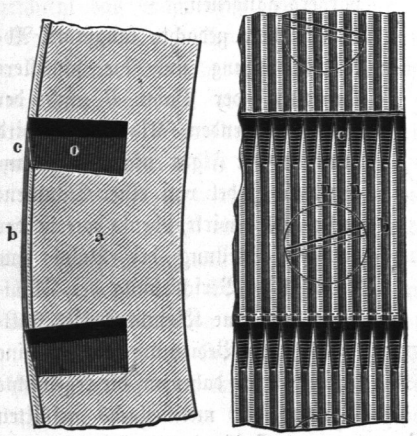


Die hier gedachte langſame Abwärtsbewegung und die ſchnellere Erhebung der Bahn *d* und der darauf ruhenden Klammern wird durch in der Figur nicht näher angegebene Hebel von einer Daumenwelle aus bewirkt, ebenſo wie in der höchſten Stellung der Bahn eine ſelbſtthätige Verſchiebung der Klammern um eine Klammerbreite ſtattfindet. Die Bedienung der Maſchine beſchränkt ſich daher auf die regelrechte Vorlage der mit Flachs gefüllten Klammern einerſeits und auf die Wegnahme und Entleerung derſelben auf der anderen Seite. Da das zwiſchen den Klammerbacken eingeſpannte Ende der Flachsfaſern der Wirkung der Schwingſtäbe entzogen bleibt, ſo muß auch hier ein Umſpannen und zweimaliges Schwingen des Flachſes vorgenommen werden.

Klettenwölfe. Die Vließe der Schafe, beſonders der ſüdamerikaniſchen, §. 118.
ſind vielfach durch Pflanzenreſte, ſogenannte Kletten, verunreinigt, deren Entfernung durch Maſchinen von geeigneter Einrichtung, die ſogenannten Klettenwölfe, geſchehen kann. Wenngleich dieſe Maſchinen in der neueren Zeit weniger häufig im Gebrauch ſind, da man ſich jetzt vielfach des ſogenannten Carboniſirens bedient, d. h. einer Zerſtörung der vegetabiliſchen Stoffe durch Behandlung mit Säuren, ſo ſind die Klettenwölfe doch wegen der Eigenthümlichkeit ihrer Wirkungsart als intereſſante Beiſpiele von Abſonderungsmaſchinen hier anzuführen.

Der innige Zuſammenhang, welcher zwiſchen dieſen meiſt mit ſtacheligen Widerhäkchen verſehenen Kletten und den ſie umſchlingenden, gekräuſelten Wollhaaren beſteht, bietet der Trennung durch Maſchinen ein großes Hinderniß dar, indem dieſe Trennung unter möglichſter Schonung der Wollhaare ſtattfinden muß, wenn nicht durch Zerreißen der letzteren das theure Material einer beträchtlichen Entwerthung ausgeſetzt ſein ſoll. Das Mittel, deſſen man ſich zu dem Zwecke bei den beſſeren Entklettungsmaſchinen bedient, beſteht aus einer Trommel, der Klettenwalze, welche auf ihrem Umfange derart mit ſpitzen Zähnchen verſehen iſt, daß die letzteren die ihnen dargebotenen Wollhaare aufſpießen und mit ſich fortführen, eine Wirkung, die durch Anordnung von Bürſtenwalzen, welche die Wollhaare in die Zähnchen der Klettenwalze einſtreichen, erreicht wird. Hierdurch wird auf dem Umfange der Klettenwalze ein dünner Ueberzug von Wollhaaren gebildet, in welchem die beſagten Kletten als dickere Theile enthalten ſind, die von den Schlagſchienen einer ſchnell rotirenden Schlägerwalze abgeſchlagen werden, ſobald dieſe Schienen hinreichend dicht an dem Umfange der Klettenwalze vorbeiſtreifen. Damit hierbei nicht auch die Wollhaare durchſchlagen werden, ordnet man im Umfange der Klettenwalze zwiſchen den Zähnchen ſeichte Nuthen von geringer Breite an, in welche die Wollhaare ſich einlegen können, ſo daß ſie von den Schlagſchienen nicht getroffen werden, während die Kletten wegen ihrer größeren Dicke von den Schlagleiſten abgeſtreift werden.

Fig. 390.



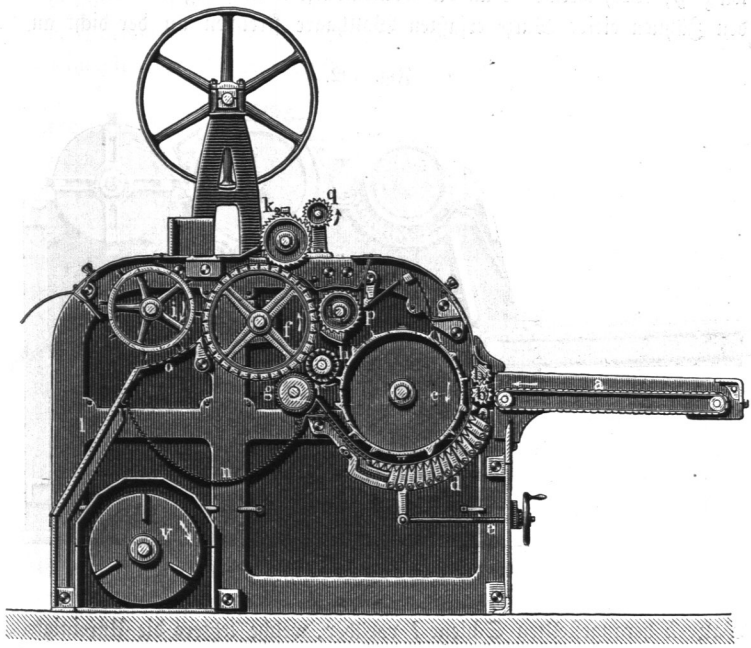
Die Anordnung der beſagten Zähnchen im Umfange der Klettenwalze erkennt man aus Fig. 390. Hierin bedeutet *a* den Kranz der Klettenwalze, auf welchem die mit den Spitzen *c* verſehenen Schienen *b* befeſtigt ſind. Die Höhlung *o* unter jeder Zahnreihe ermöglicht das Aufſpießen der Wolle und bei *n* ſind die Nuthen angedeutet, welche den Wollhaaren zu beiden Seiten jedes Zähnchens das Einlegen geſtatten.

Die Einrichtung eines vollſtändigen Klettenwolfes aus der Fabrik von Demeuſe, Houget & Co. in Aachen iſt aus Fig. 391 zu erkennen.

Die durch das endloſe Zuführtuch *a* den geriffelten Speiſewalzen *b* zugeführte Wolle wird von den letzteren zunächſt der Schlägertrommel *c* dar-

geboten, welche eine vorgängige Auflockerung nach Art der Schlagwölfe bewirkt, wobei ein großer Theil der Unreinigkeiten durch den Roſt d abgeſondert wird, deſſen Zwiſchenräume mit Hülfe der Stellſchrauben e in gewiſſem Grade regulirt werden können. Die ſo vorbereitete Wolle wird an die Klettenwalze f durch die mit Drahtzähnchen beſetzte Walze g und die Bürſtenwalze h übertragen, ſo daß nun durch die beiden Schlägerwalzen k_1 und k_2 das Abſtreifen der Kletten in der oben beſprochenen Art erfolgen kann. Während die von der unteren Schlagwalze k_1 abgetrennten Kletten zur Ge-

Fig. 391.

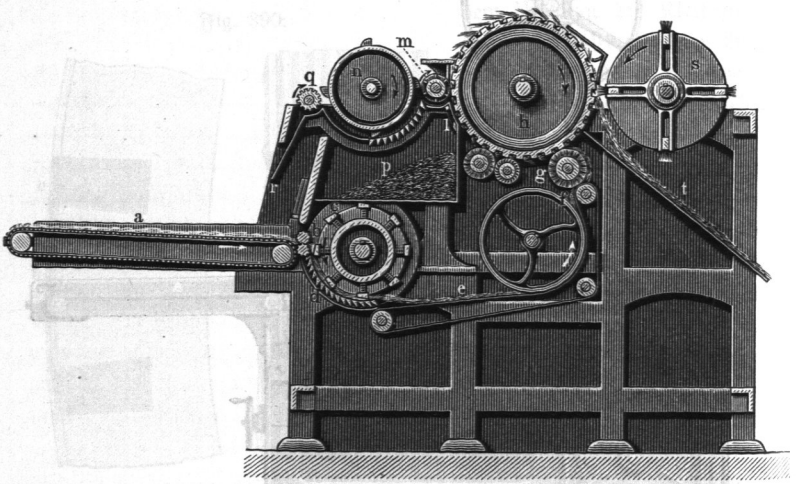


winnung der an denſelben noch haftenden Wollhaare zur nochmaligen Verarbeitung der Schlagtrommel c zugewieſen werden, gelangen die von der oberen Schlagwalze k_2 abgetrennten Theile aus der Maſchine heraus ins Freie. Die in den Zähnchen der Klettenwalze enthaltenen, ſolchergeſtalt von den Kletten befreiten Wollhaare werden durch die mit Borſten beſetzte, ſchnell umlaufende Walze i aus den Zähnen ausgebürſtet, ſo daß letztere zur Aufnahme neuen Materials befähigt ſind, während die gereinigte Wolle bei l aus der Maſchine heraustritt. Etwaige, noch durch das Sieb o fallende Unreinigkeiten werden auf dem Drahtboden n aufgefangen. Um die Schläger-

walzen k_1 und k_2 von etwa anhängenden Kletten zu reinigen, dient bei der unteren Walze k_1 ein dicht herantretendes Abſtreifblech p, während für die obere k_2 eine beſondere Reinigungswalze q vorgeſehen iſt. Zur Beſeitigung des Staubes dient der Ventilator v.

Eine andere Maſchine zum Entkletten der Wolle von Sykes in Huddersfield iſt durch Fig. 392 veranſchaulicht. Auch hier wird die durch das Zuführtuch a und die Speiſecylinder b dargebotene Wolle von den Schlägern c bearbeitet und gelangt, durch den Roſt d theilweiſe von den Unreinigkeiten befreit, auf das endloſe Tuch e, um die Walze f herum nach der Bürſtenwalze g, durch welche ſie an die Klettenwalze h übertragen wird. Die von den Zähnen dieſer Walze erfaßten Wollhaare ſtreichen an der dicht an die

Fig. 392.



Walze h herangeſtellten Schiene l vorüber, welche letztere die Unreinigkeiten zurückhält, ſo daß dieſelben von der Schlägerwalze m abgeſchlagen werden können. Die Schläger dieſer Walze ſind durch ſechs ſchraubenförmig gewundene Schienen nach Art der Schneidklingen von Schercylindern (ſiehe Fig. 215) gebildet. Die von dieſen Schlagſchienen abgetrennten Theile gelangen zu der Schlagtrommel n, deren Wirkung mit derjenigen c übereinſtimmt. Während die Unreinigkeiten durch den Roſt nach p fallen, von wo ſie entfernt werden, gelangen die noch brauchbaren Haare unter q hindurch und über r auf das Lattentuch a zurück, um einer wiederholten Bearbeitung unterworfen zu werden. Die von den Kletten befreite Wolle wird auch hier von der Bürſtentrommel s aus den Kammzähnen herausgebürſtet und gelangt über den Abfallboden t aus der Maſchine heraus.

Nach unſerer unten [1]) angegebenen Quelle verarbeitet eine ſolche Maſchine von 1,25 m Breite in 10 Arbeitsſtunden ungefähr 500 Pfd. Wolle und bedarf zum Betriebe etwa $^3/_4$ Pferdekraft. Dabei machen die Einziehwalzen b von 50 mm Durchmeſſer in der Minute zwei Umdrehungen, entſprechend einer Geſchwindigkeit von 314 mm, während die Kammtrommel h von 0,55 m Durchmeſſer 30 Umdrehungen macht, alſo mit 0,86 m Geſchwindigkeit in der Secunde ſich dreht. Dagegen macht die Schlagwalze m in der Minute 1500 Umdrehungen, was bei einem Durchmeſſer von 80 mm einer Geſchwindigkeit von 6,3 m entſpricht, während die Bürſtenwalze s in der Minute 360 mal umgeht, ſo daß ihre Umfangsgeſchwindigkeit bei 0,45 m Durchmeſſer 8,5 m beträgt, alſo etwa zehnmal ſo groß iſt, wie die Geſchwindigkeit der Klettenwalze h.

Egrenirmaſchinen. Die Baumwollfaſern von den Samenkörnern, mit denen ſie verwachſen ſind, zu trennen, wendet man Maſchinen an, welche den Namen Egrenirmaſchinen führen, und deren Wirkungsweiſe weſentlich in einem Abreißen der Faſern von den Samenkörnern beſteht. Ein ſolches Abreißen wird im Allgemeinen dadurch bewirkt, daß die Faſern an den freien Enden durch ein geeignetes Organ erfaßt und von dieſem angezogen werden, während die Samenkörner feſtgehalten, d. h. gehindert werden, an der fortſchreitenden Bewegung theilzunehmen. §. 119.

Am einfachſten wird dieſer Zweck durch ein Walzenpaar erreicht, deſſen Walzen durch ihre gegenſätzliche Bewegung die ihnen dargebotenen Baumwollfaſern zwiſchen ſich hindurchziehen, wenn nur dafür Sorge getragen wird, die Samenkörner an dem Eintreten in den Zwiſchenraum der Walzen zu verhindern, weil ſonſt wohl ein Zerquetſchen der Samen, aber keine Trennung derſelben von den Faſern erzielt werden würde.

Ein ſolches Eintreten der Körner zwiſchen die Walzen kann in der einfachſten Art durch die Wahl eines hinreichend kleinen Walzendurchmeſſers verhütet werden, wovon man ſich mit Hülfe der Fig. 393 (a. f. S.) Rechenſchaft geben kann. Es ſtelle hierin C ein zwiſchen die Walzen A und B vom Durchmeſſer $2r$ gelangendes Korn von kreisrundem Querſchnitt zum Durchmeſſer d vor, und es werde angenommen, daß dieſes Korn vermittelſt der bei D eingeklemmten Faſern in Folge der Walzenumdrehung mit einer gewiſſen Kraft P in den Zwiſchenraum zwiſchen den Walzen hineingezogen werde. Das Korn möge ſich dabei in E und F gegen die Walzenumfänge ſtemmen, welche nach dem in §. 24 Geſagten gegen das Korn in den Richtungen HE und KF reagiren, die von den Radien AE und BF um den zugehörigen Reibungswinkel $\varrho = AEH = BFK$ abweichen.

[1]) Verhdlgn. d. Ver. z. Bef. des Gewerbfl. 1864.

Schneiden ſich dieſe Richtungen in J, und denkt man den Faſerzug P durch die Strecke JG dargeſtellt, ſo erhält man in den Seiten HJ und KJ des zugehörigen Parallelogrammes die Reactionskräfte Q, mit welchen die Walzen gegen das Korn drücken, und man hat, unter β den Winkel $HJG = KJG$ verſtanden, offenbar die einfache Beziehung

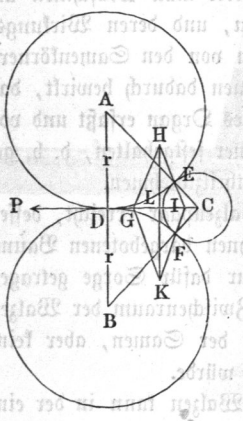
$$Q = \frac{P}{2\cos\beta}$$

und die verticale Componente dieſes Walzendruckes

$$HL = Q\sin\beta = \frac{P}{2}\,tg\,\beta = W.$$

Dieſe Kraft $W = HL = KL$ ſtellt nun den von jeder der beiden Walzen auf ein Zermalmen des Kornes wirkenden Druck vor, während für die Zugkraft P der größte Werth durch die Zugfeſtigkeit der von den Walzen erfaßten Faſern beſtimmt wird. Wenn dieſer Werth erreicht iſt, die Faſern alſo von dem Korne abreißen, ſo darf die Kraft W noch nicht eine Größe angenommen haben, bei welcher das Korn zerdrückt werden müßte.

Fig. 393.



Wenn es nun auch nicht thunlich ſein wird, dieſe Werthe P und W ihrer wirklichen Größe nach zu beſtimmen, ſo erkennt man doch aus der vorſtehenden Betrachtung, daß für irgend eine Zugkraft P die Zerdrückungskraft W um ſo kleiner ausfällt, je kleiner $tg\,\beta$, alſo je kleiner der Winkel $\beta = HJG = KJG$ iſt. Da man, wenn $ACD = \alpha$ geſetzt wird, und ϱ den Reibungswinkel AEH bezeichnet, $\beta = \alpha + \varrho$ hat, ſo ergiebt ſich weiter, daß man, um β möglichſt klein werden zu laſſen, auch den Winkel α thunlichſt klein zu wählen hat. Dieſer Winkel $\alpha = ACD$ beſtimmt ſich aber durch

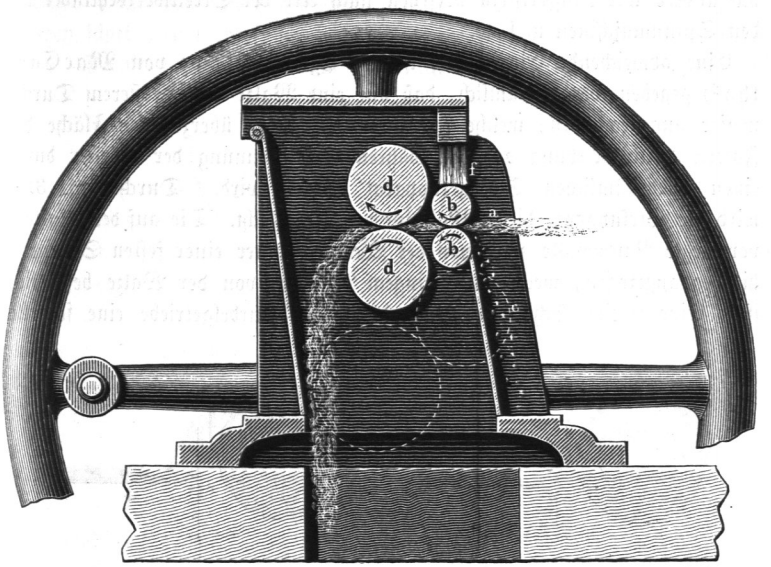
$$\sin\alpha = \frac{AD}{AC} = \frac{2r}{2r+d}$$

und man erkennt hieraus, daß dieſer Winkel α um ſo kleiner wird, je kleiner man den Durchmeſſer $2r$ der Walzen wählt. Demgemäß giebt man den Walzen der Egrenirmaſchinen auch in der Regel nur 30 bis 40 mm Durchmeſſer.

Die Einrichtung einer ſolchen Walzenegrenirmaſchine für Handbetrieb iſt ſehr einfach, und aus Fig. 394 zu erkennen. Die bei a durch die Hand des Arbeiters vorgelegte Baumwolle wird durch das Walzenpaar b in der

vorgedachten Weiſe von den Samenkörnern befreit, welche bei *c* niederfallen, während die Faſern durch das zweite größere Walzenpaar *d* abgeführt werden. Durch Bürſten *f* pflegt man wohl die an den Walzen haftenden Faſern abzuſtreichen, um das ſogenannte Wickeln zu vermeiden. Eine der-

Fig. 394.



artige Maſchine für Handbetrieb kann täglich 20 bis 35 kg rohe Baumwolle verarbeiten. Bei dem Betriebe durch Pferde, Waſſer oder Dampf ſteigert ſich die tägliche Leiſtung, entſprechend einer Umdrehungszahl von 100 bis 150 auf 400 bis 450 kg roher Baumwolle, welche durchſchnittlich etwa $^1/_3$ des Gewichtes gereinigte Baumwolle ergeben.

Fig. 395.

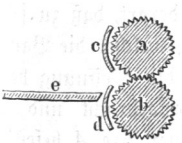
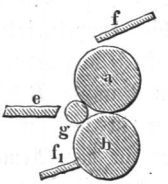


Fig. 396.

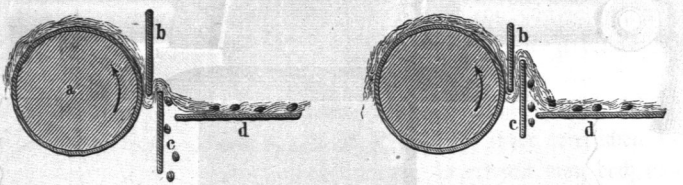


Wegen des geringen Durchmeſſers dieſer Walzen iſt die Leiſtungsfähigkeit dieſer Maſchinen nur gering. Um dieſelbe durch Anwendung größerer Walzendurchmeſſer zu erhöhen, ohne zu einem Zerquetſchen der Samenkörner Veranlaſſung zu geben, hat man vorgeſchlagen, vor den Walzen *a b*, Fig. 395, einen Blechſchirm *c d* anzubringen, durch deſſen Schlitz die Faſern hindurchtreten, während die Körner zurückgehalten werden ſollen. Zweckmäßiger dagegen dürfte die Einrichtung

von Conklin[1]) ſein, vor den Walzen *a b*, Fig. 396 (a. v. S.), einen feſtſtehenden Eiſenſtab *G* anzubringen, welcher den Faſern den Eintritt geſtattet, die Körner aber zurückhält. Zum beſſeren Einziehen hat man die Walzen meiſtens geriffelt, zuweilen auch mit ſchraubenförmigen Vertiefungen und Erhöhungen verſehen, auch wohl die eine Walze mit Leder überzogen und die andere mit Längsriffeln verſehen nach Art der Streckwerkscylinder bei den Spinnmaſchinen u. ſ. w.

Eine abweichende Einrichtung iſt der Egrenirmaſchine von MacCarthy[2]) gegeben, derart nämlich, daß nur eine Walze von größerem Durchmeſſer angebracht iſt, welche auf ihrer mit Leder überzogenen Fläche die Faſern durch Reibung anzieht, während die Trennung der Körner durch einen eigenthümlichen Schlägerapparat bewirkt wird. Durch Fig. 397 wird die Wirkungsart dieſer Maſchine veranſchaulicht. Die auf der Platte *d* vorgelegte Baumwolle wird von der Walze *a* unter einer feſten Schiene *b* hinweg angezogen, welche in geringem Abſtande von der Walze befindlich iſt. Eine zweite Schiene *c* erhält durch ein Kurbelgetriebe eine ſchnelle

Fig. 397.



ſchwingende Bewegung, durch welche ein Abſchlagen oder Abſtreifen der Körner veranlaßt wird, die vor der Walze niederfallen. Gleichzeitig hat man bei dieſen Maſchinen ſelbſtthätige Speiſeapparate zur Zuführung der Baumwolle angebracht, um die Handarbeit nach Möglichkeit zu beſchränken.

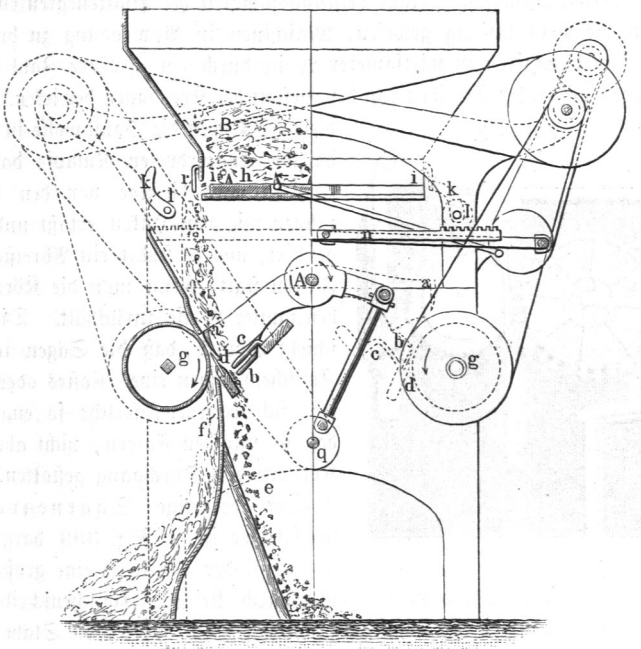
In Fig. 398 iſt eine auf dem MacCarthy'ſchen Principe beruhende Maſchine ſkizzirt, welche von Platt Brothers in Oldham[3]) 1873 auf der Wiener Weltausſtellung zur Schau gebracht worden war. Wie aus der Figur erſichtlich, iſt dieſe Maſchine doppeltwirkend, derart, daß zu jeder Seite eine mit Leder überzogene Walze *g* angeordnet iſt, welcher die Baumwolle aus dem darüber angebrachten Rumpfe *B* durch die Oeffnung bei *i* zugeführt wird. Die feſte Schiene iſt hier in *d* angebracht und die ſchwingende Schlagſchiene *a* darüber an dem Arme einer Axe *A* befeſtigt, ſo daß durch die Schwingung dieſer Axe die Schlagſchienen zu beiden Seiten ihre Bewegung empfangen. Wie die Schwingung der Axe *A* mittelſt

[1]) Hülße, Baumwollſpinnerei, Prechtl, Suppl.-Bd. I.
[2]) Hülße, Baumwollſpinnerei.
[3]) Ztſchrft. d. Ver. d. Ing. 1874.

eines Hebels von der Kurbel q hervorgebracht wird, läßt die Figur erkennen, und es bedarf nur noch der Speiſeapparat einer näheren Erläuterung.

Auf der Bodenplatte des die rohe Baumwolle aufnehmenden Rumpfes B iſt ein horizontal beweglicher Schieber h befindlich, welcher bei der durch eine Kurbel ihm ertheilten hin- und hergehenden Bewegung die auf ihm liegende Baumwolle nach den beiderſeits im Rumpfe angebrachten Oeffnungen ſchiebt, eine Wirkung, welche durch hervorſtehende Stifte ermöglicht wird. Damit nun die vor den Oeffnungen i befindliche Baumwolle aus

Fig. 398.



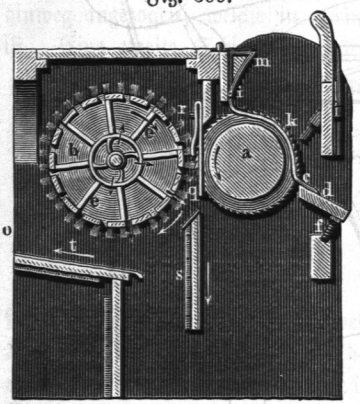
dem Rumpfe heraustrete, iſt vor jeder Oeffnung eine horizontale Axe l gelagert, welche mit einer größeren Anzahl gekrümmter Finger k verſehen iſt, die bei der Drehung der Axe l durch die Zwiſchenräume eines aus Drähten r gebildeten Roſtes hindurch in das Innere des Rumpfes eindringen und bei weiterer Drehung die Baumwolle nach unten hindurchdrücken, ſo daß ſie zu dem Schläger a gelangt. Die Finger k erhalten eine ſchwingende Bewegung vermittelſt einer hin und her bewegten Stange n, welche mit den an ihren Enden angebrachten Zähnen in entſprechende Zahngetriebe auf den Fingeraxen a eingreift. Zur beſſeren Entfernung der durch die Schlagſchienen a abgelöſten Samen iſt der Schlägerarm auf jeder

Seite mit einem Roſt *b* verſehen, deſſen Stäbchen zwiſchen den Drähten des feſten Roſtes *c* hindurchſchlagen.

Dieſe Maſchine wird beſonders für langſtapelige Baumwolle empfohlen, für welche die im Folgenden zu beſprechenden Sägenegrenirmaſchinen deswegen nicht anwendbar ſind, weil durch die letzteren die langen Faſern vielfach zerriſſen werden, womit eine erhebliche Entwerthung des Materials verbunden iſt. Die Leiſtung dieſer Maſchine kann zu 60 bis 100 kg roher Baumwolle ſtündlich angenommen werden, woraus etwa 20 bis 30 kg reiner Baumwolle gewonnen werden.

Die verhältnißmäßig geringe Leiſtungsfähigkeit der Walzenegrenirmaſchinen iſt die Veranlaſſung geweſen, Maſchinen in Anwendung zu bringen, welche das Egreniren in wirkſamerer Weiſe durch eine größere Zahl ſchnell rotirender, gezahnter Scheiben von der Geſtalt der Kreisſägen bewirken. Wird

Fig. 399.



dieſen Scheiben die Baumwolle in einem darüber angeordneten Rumpfe dargeboten, ſo wird dieſelbe von den Sägezähnen wie von Haken erfaßt und mitgeführt, und es findet ein Abreißen der Faſern ſtatt, wenn man die Körner in beſtimmter Weiſe zurückhält. Dies geſchieht dadurch, daß die Sägen in den Zwiſchenräumen eines Roſtes oder Gitters ſich bewegen, welche ſo eng ſind, daß ſie nur den Faſern, nicht aber den Körnern den Durchgang geſtatten.

Eine derartige Sägenegrenirmaſchine iſt in Fig. 399 dargeſtellt. Der Cylinder *a* enthält eine große Anzahl kreisförmiger Sägeblätter, welche durch kleinere Zwiſchenſcheiben in beſtimmten Abſtänden von einander gehalten werden, ſo daß die Stäbe eines feſten Roſtes *c* zwiſchen den Sägeblättern Raum finden. Wie die Figur erkennen läßt, ragen die Zähne nach außen über die Roſtſtäbe hinweg, ſo daß ſie die oberhalb eingebrachte Baumwolle erfaſſen und mit ſich fortziehen können. Wie ſchon erwähnt, werden die Samenkörner durch den feſten Roſt zurückgehalten, ſo daß ſie durch den Zwiſchenraum zwiſchen dem Roſte und den Zähnen *k* hindurchfallen und auf dem geneigten Brette *d* abgeführt werden können. Die Entnahme der von den Zähnen mitgeführten Faſern geſchieht durch den Bürſtencylinder *b*, welcher, da ſeine Borſten eine größere Umfangsgeſchwindigkeit haben als die Sägenzähne, eine Entleerung der letzteren bewirken muß, wobei die abgeſtreiften Faſern auf dem geneigten Brette *t* entlang geſchoben werden und bei *o* aus der Maſchine heraustreten.

Dieſe Bewegung wird weſentlich durch den kräftigen Luftſtrom befördert, welcher dadurch entſteht, daß man die hohle Bürſtenwalze im Innern mit Armen *e* verſieht, die wie die Flügel eines Ventilators wirken und die Luft durch die im Umfange der Bürſtenwalze angebrachten ſchlitzförmigen Oeffnungen nach außen treiben.

Zur weiteren Abſonderung der mit den Faſern durch die Roſtſpalten hindurchgeführten kleineren Verunreinigungen, namentlich der durch die Sägezähne abgeriſſenen Bruchſtücke von Körnern, dient der beſondere Reinigungsroſt *q*, deſſen Stäbe vermöge der Umbiegung ihrer oberen Enden bei *r* eine in gewiſſem Sinne ſtoßweiſe Wirkung der Bürſte auf die Sägezähne veranlaſſen, welche die Abſonderung befördern ſoll, derart, daß die gröbſten Verunreinigungen zwiſchen *q* und der feſten Platte *s* und die leichteren Theile zwiſchen *s* und der Platte *t* niederfallen ſollen. Zur Regelung dieſer Wirkung kann die Wand *s* höher und tiefer geſtellt und die Neigung der Platte *t* verändert werden. Auch läßt ſich der Roſt *c*, welcher an dem oberen Ende ſcharnierartig befeſtigt iſt, mittelſt der Stellſchrauben *f* heben und ſenken, um durch das mehr oder minder weite Hervortreten der Zähne deren Wirkung auf die in dem Rumpfe enthaltene Baumwolle entſprechend zu reguliren. Zu demſelben Zwecke iſt auch der obere Theil *m* der Rückwand des Rumpfes um den Bolzen *i* drehbar gemacht, indem durch eine mehr oder weniger ſtarke Neigung der gekrümmten Platte *m* das Material mehr oder minder kräftig gegen die Sägen gepreßt wird.

Die Kreisſägen dieſer Maſchinen haben etwa 0,25 bis 0,30 m Durchmeſſer und werden mit einer Geſchwindigkeit von 150 bis 200 Umdrehungen in der Minute gedreht. Eine Maſchine mit 60 bis 80 Sägeblättern erfordert etwa zwei Pferdekräfte zu ihrem Betriebe und man kann im Durchſchnitt für jede Scheibe ſtündlich eine Leiſtung von 1,5 bis 2 kg roher Baumwolle rechnen, von welchem Gewichte die reinen Faſern etwa 20 bis 30 Proc. ausmachen. Dieſe große Leiſtungsfähigkeit hat den Sägenegrenirmaſchinen in allen denjenigen Fällen eine große Beliebtheit verſchafft, wo es ſich um die Verarbeitung eines kurzfaſerigen Materials handelt, während die langſtapeligen Sorten auf Walzen- oder MacCarthy'ſchen Maſchinen verarbeitet werden müſſen.

Daß man anſtatt der Sägeblätter auch Scheiben mit hakenförmigen Drahtzähnen oder eine mit Kratzenbeſchlag überzogene Walze nach Art der Krempelcylinder verwendet hat, ändert in der Wirkungsart der Maſchinen nichts Weſentliches.

Dreſchmaſchinen. Die Abſonderung der Körner aus den Aehren des Getreides bietet wegen des nur loſen Zuſammenhanges beider geringere Schwierigkeiten dar, und es genügt hierzu ein einfaches Stoßen oder Drücken, §. 120.

wie es durch die Dreſchflegel beim Handdruſch oder durch die Füße der Pferde bei dem Austreten ausgeübt wird. Da durch dieſe einfachen Mittel das Ausdreſchen aber nur langſam und mit Aufwand vieler Handarbeit erfolgt, und weil damit eine vollſtändige Gewinnung aller Körner nicht erzielbar iſt, ſo hat man ſchon ſeit langer Zeit *Dreſchmaſchinen* in Anwendung gebracht, welche den beabſichtigten Zweck in ſehr verſchiedener Weiſe erreichen laſſen. So hat man einerſeits wohl die Abſonderung durch Ueberfahren mit Walzen oder Wagen erzielt und andererſeits Stampfer oder hebelförmige Schläger in Anwendung gebracht, welche durch Daumen einer rotirenden Axe in regelmäßiger Wiederholung erhoben wurden, um durch ihr Niederfallen ähnlich den Dreſchflegeln zu wirken. Auch durch mühlenförmige Maſchinen oder Walzen hat man ein Ausreiben oder Ausquetſchen der Körner erzielen wollen, doch haben alle dieſe Mittel befriedigende Reſultate nicht ergeben. Den Anforderungen, welche an eine brauchbare Dreſchmaſchine geſtellt werden müſſen, haben nur diejenigen Einrichtungen entſprochen, bei welchen das Getreide der Wirkung einer wagrecht gelagerten, ſchnell rotirenden Trommel ausgeſetzt wird, indem man es durch den Zwiſchenraum zwiſchen dieſer und einem die Trommel in geringem Abſtande umgebenden Mantel hindurchführt. Es ſind hauptſächlich zwei verſchiedene Arten von Dreſchmaſchinen in dieſer Weiſe ausgeführt worden, das amerikaniſche Syſtem nach *Moffit* mit *Schlagſtiften* und das ſchottiſche, zuerſt von *Meikle* angegebene Syſtem mit *Schlagſchienen*.

Bei den erſtgenannten amerikaniſchen Maſchinen iſt die Trommel auf ihrem ganzen Umfange mit hervorſtehenden ſchmiedeiſernen oder ſtählernen Stiften verſehen, welche bei der Umdrehung der Trommel zwiſchen ebenſolchen Stiften ſich hindurch bewegen, die in dem feſten zur Trommel concentriſchen Mantel angebracht ſind. Das der Maſchine an einer Seite dargebotene Getreide wird von den Schlagſtiften der Trommel erfaßt und zwiſchen den Stiften des feſten Mantels hindurchgeführt, welcher die Trommel auf einem Theile ihres Umfanges umgiebt. Die Abſonderung der Körner aus den Aehren geſchieht hierbei durch das Vorbeiſtreifen der letzteren an den Stiften des feſten Mantels und wird namentlich befördert durch die Centrifugalkraft, welche dem Getreide durch den ſchnellen Umſchwung der Trommel ertheilt wird und vermöge deren die dichteren Körner ſchneller fortgeſchleudert werden, als die leichteren Strohtheilchen der Aehren. Stroh und Körner werden bei dieſen Maſchinen an derſelben, der Einlegeſtelle entgegengeſetzten Seite aus der Maſchine geworfen, und es geſchieht die Trennung des Strohes von den Körnern in der Regel durch einen einfachen Lattenroſt, durch deſſen Zwiſchenräume die Körner hindurchfallen, während das Stroh von dem Roſte unabläſſig abgeharkt wird.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß dieſe Maſchinen zum Reindreſchen einer

erheblich größeren Trommelgeſchwindigkeit und daher größeren Betriebskraft bedürfen, als die nach dem ſchottiſchen Syſtem mit Schlagſtäben arbeitenden. Die gute Befeſtigung der Stifte in der Trommel iſt mit Schwierigkeiten verbunden, weshalb leicht einzelne Stifte in Folge der erheblichen Trommelgeſchwindigkeit herausgeſchleudert werden und die Arbeiter gefährden. Auch kann durch ein geringes Verbiegen der zum Zwecke guter Arbeit dicht an einander vorbeiſtreifenden Stifte leicht ein Zuſammenſtoßen zweier derſelben veranlaßt werden, in Folge deſſen ein Bruch und eine arge Beſchädigung der Maſchine unvermeidlich iſt. Außerdem wird das Stroh in dieſen Maſchinen viel mehr beſchädigt als in den nach dem ſchottiſchen Syſtem gebauten Maſchinen, inſofern man bei den letzteren die Strohhalme quer, d. h. parallel mit der Trommelaxe, hindurchgehen laſſen kann, was bei den Stiftenmaſchinen ſich ſelbſtverſtändlich verbietet. Die letzteren können ſtets nur als ſogenannte *Langdreſchmaſchinen* benutzt werden, bei welchen die Halme ſenkrecht zur Trommelaxe durch die Maſchine geführt werden. Aus dieſen Gründen iſt man von der Anwendung dieſer Stiftenmaſchinen meiſtens ganz zurückgekommen und es ſoll daher auf eine nähere Beſchreibung derſelben hier nicht weiter eingegangen werden.

Die weitaus größte Verbreitung haben die Maſchinen des urſprünglich ſchottiſchen Syſtems gefunden, bei denen die horizontal gelagerte Trommel in ihrem Umfange mit einzelnen hervorragenden und zur Axe parallelen Schienen oder *Schlagſtäben* verſehen iſt, und wobei der dieſe Trommel zu etwa $1/3$ des Umfanges umgebende Mantel oder *Dreſchkorb* ebenſolche feſte Schlagleiſten enthält, die durch Zwiſchenräume zum Durchtritt der Körner getrennt ſind, während das Stroh über dieſe Schlagleiſten hinweg aus der Maſchine geführt wird. Da der Zwiſchenraum zwiſchen den Schlagſtäben der Trommel und den Leiſten des Korbes ein nur geringer, der auszudreſchenden Fruchtgattung angemeſſener iſt, ſo wird das hindurchtretende Getreide einer vereinten Wirkung des Ausſchlagens und Reibens oder Ausſtreifens ausgeſetzt, wodurch die Körner aus den Aehren gelöſt werden, ſo daß ſie in Folge der Schleuderkraft zwiſchen den Schlagleiſten des Mantels hindurch nach außen getrieben werden. Zum Unterſchiede von den Stiftenmaſchinen, bei denen der Mantel nicht durchbrochen iſt, findet alſo hier die Trennung der Körner von dem Stroh ſchon im Innern der Maſchinen wenigſtens der Hauptſache nach ſtatt, und es iſt nur nöthig, diejenigen Körner, welche noch in dem Stroh hängen bleiben, durch ein *Ausſchütteln* des letzteren von demſelben zu trennen, wozu beſondere *Strohſchüttelapparate* in Anwendung gebracht werden. Wie ſchon bemerkt, werden dieſe Maſchinen als ſogenannte *Langdreſchmaſchinen* und auch als *Breitdreſchmaſchinen* ausgeführt, je nachdem die Halme in einer zur Axe der Trommel ſenkrechten oder dazu parallelen Lage eingeführt werden.

Die Ausführung zum Breitdreſchen, bei welcher ſelbſtredend die Länge der Trommel mindeſtens gleich der Halmlänge zu machen iſt, wird in allen den Fällen gewählt, wo es darauf ankommt, das Stroh möglichſt wenig zu zerſchlagen, insbeſondere werden die größeren Dreſchmaſchinen zum Breitdreſchen eingerichtet, da bei dieſen zur Erzielung einer größeren Leiſtung ohnehin die Trommel eine größere Länge von etwa 1,2 m erhalten muß. Kleinere Dreſchmaſchinen mit geringerer Trommellänge werden dagegen zum Langdreſchen eingerichtet, wobei erfahrungsgemäß das Stroh ſtärker zerſchlagen wird, ſo daß man nicht Langſtroh, ſondern nur Kurzſtroh erhält, das indeſſen bei guter Ausführung der Dreſchmaſchine als Futterſtroh ſehr wohl verwerthbar iſt und welchem man ſogar deshalb einen höheren Werth als dem weniger zerſchlagenen nachgeſagt hat, weil es weicher und leichter verdaulich ſein ſoll.

Die Speiſung der Dreſchmaſchinen geſchieht faſt immer durch die Hand beſonderer Einleger, und man iſt ganz von der Anwendung ſelbſtthätiger Speiſeapparate zurückgekommen, wie ſie ähnlich derjenigen der Wölfe, aus geriffelten Zuführungswalzen beſtehend, bei den erſten Dreſchmaſchinen zur Anwendung gebracht wurden. Nach dieſen allgemeineren Bemerkungen mögen einige der gebräuchlicheren Conſtructionen von Dreſchmaſchinen beſchrieben werden.

In Fig. 400 iſt die Handdreſchmaſchine von Hensmann[1]) dargeſtellt, welche für kleinere Wirthſchaften empfohlen wird. Die Trommel wird durch zwei feſt auf die Axe gekeilte gußeiſerne Scheiben *f* gebildet, mit denen vier ſchmiedeiſerne Schlagſchienen *g* feſt verſchraubt ſind. Der die Trommel umgebende gußeiſerne Mantel *h* beſteht aus zwei in der Mitte durch Bolzen verbundenen Theilen, welche durch die drei Schrauben *i*, *k* und *l* der Trommel nach Bedarf genähert und von ihr entfernt werden können. Dieſe Stellung pflegt man ſo vorzunehmen, daß der Zwiſchenraum an der Eintrittsſtelle am weiteſten iſt und nach der Austrittsſtelle hin ſich allmählich verengt. Nach Hamm ſoll dieſer Zwiſchenraum für die verſchiedenen Fruchtgattungen betragen:

	oben	in der Mitte	unten
bei Roggen und Weizen . . .	20 mm	13 mm	6 mm
„ Gerſte und Hafer	25 „	13 „	9 „
„ Klee und Gras	13 „	6 „	3 „
„ Raps, Bohnen, Erbſen . .	50 „	38 „	32 „

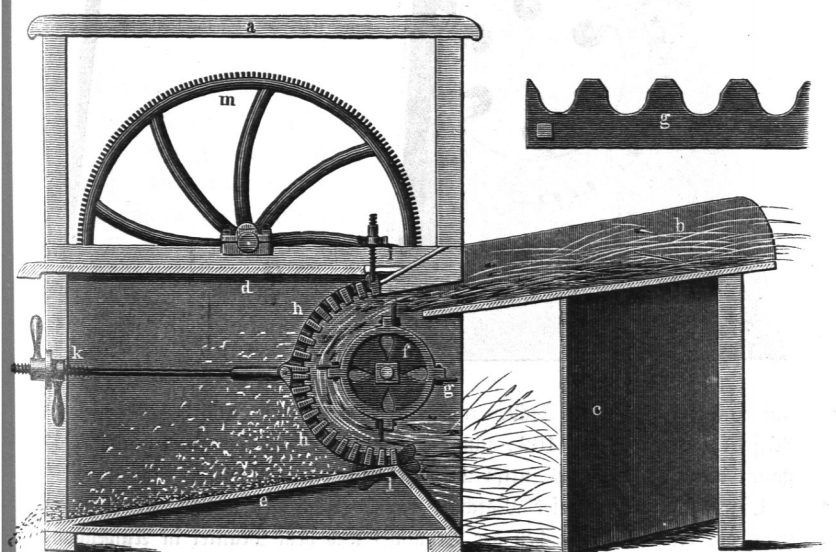
Die Umdrehung der Trommel erfolgt durch ein auf der Kurbelwelle *d* befindliches Zahnrad, das in ein Zahngetriebe auf der Trommelaxe eingreift. Bei dem Umſetzungsverhältniß dieſer Räder von 312 : 13, wie es durch die

[1]) Hamm, Die landwirthſch. Geräthe und Maſchinen Englands.

Zähnezahlen gegeben iſt, wird die Trommel mit $\frac{312}{13} \cdot 40 = 960$ Umdrehungen in der Minute umgedreht, wenn die an den Kurbeln der Welle *d* angreifenden Arbeiter die letztere mit 40 Umdrehungen in der Minute bewegen.

Wie das Einlegen des Getreides auf dem Tiſche *b* geſchieht, iſt aus der Figur erſichtlich, ebenſo wie die durch die Zwiſchenräume des Dreſchkorbes geſchleuderten Körner über das geneigte Brett *e* hinweg aus der Maſchine gelangen, während das Stroh auf der anderen Seite heraustritt und durch das ſchräge Abweisbrett *c* nach der Seite befördert wird. Zum Umdrehen

Fig. 400.



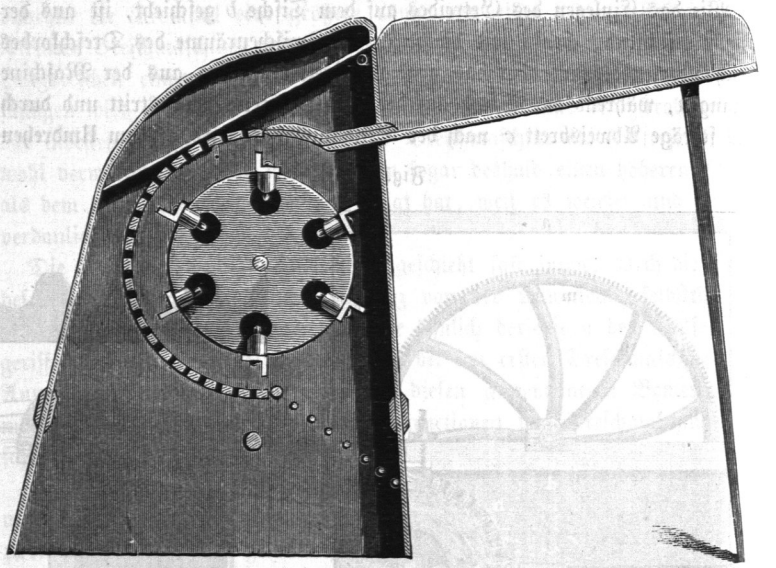
der Kurbelwelle ſind bei einer Trommel von 0,35 m Durchmeſſer und 0,4 m Breite drei Arbeiter erforderlich.

Die Frage, ob es überhaupt gerathen ſei, Handdreſchmaſchinen anzuwenden, und ob bei Verwendung von Handarbeit nicht das einfache Geräth des Dreſchflegels vorzuziehen ſei, iſt durch die Erfahrung zu Gunſten der Dreſchmaſchine entſchieden, da dieſelbe das Getreide reiner ausdriſcht und zu ihrer Bedienung beſonders geübter Arbeiter nicht bedarf, was bei dem Dreſchen mit dem Flegel erforderlich iſt.

Durch Fig. 401 (a. f. S.) wird eine für den Betrieb durch einen zweipferdigen Göpel beſtimmte Dreſchmaſchine der Fabrik von Barrett, Exall u. Andrews verſinnlicht. Sechs ſchmiedeiſerne Schienen von

winkelförmigem Querſchnitte bilden die Schlagſtäbe der Trommel von 0,45 m Durchmeſſer und 0,6 bis 0,75 m Breite, welche in dem aus eiſernen Stäben gebildeten Dreſchkorbe gelagert iſt, dem im oberen Theile das Getreide zugeführt wird. Die Stäbe des Mantels ſind hierbei mit ſchrägen, bei den

Fig. 401.



auf einander folgenden Stäben abwechſelnd nach links und rechts geneigten Riffeln verſehen, Fig. 402, um die Reibung der Aehren bei dem Durchgange durch den Mantel entſprechend zu vergrößern.

Eigenthümlich iſt dieſer Maſchine die Vorrichtung, welche zur Veränderung des Abſtandes zwiſchen der Trommel und dem Mantel in Anwendung gebracht iſt. Der Dreſchkorb dieſer Maſchine wird nämlich aus einzelnen Stäben gebildet, welche, in radialen Einſchnitten der beiden Geſtellwände gelagert, beiderſeits über die letzteren hinausragen und mit ihren Enden in ſchneckenförmige Nuthen je einer drehbaren Scheibe eintreten.

Fig. 402.



Durch eine Umdrehung dieſer Furchenſcheiben, welche mittelſt zweier Zahngetriebe bewirkt wird, die in die zu dem Behufe äußerlich gezahnten Scheiben eingreifen, kann in bequemer Weiſe eine gleichmäßige Verſtellung aller Schlagleiſten in radialer Richtung erfolgen.

Die Umdrehung der Trommel wird auch bei dieſer Maſchine ähnlich wie bei der vorhergehenden Handdreſchmaſchine durch ein kleines, auf der Trommelaxe befindliches Zahngetriebe bewirkt, in welches ein größeres

Zahnrad auf der durch das Göpelwerk umgetriebenen Welle eingreift. Die Trommel macht bei dieſer Maſchine in der Minute durchſchnittlich 900 Umdrehungen, zum Betriebe genügen zwei Pferde.

Breitdreschmaschinen. §. 121.

Die Breitdreſchmaſchinen unterſcheiden ſich von den vorſtehend beſprochenen Langdreſchmaſchinen zunächſt durch die größere, der Halmlänge entſprechende Länge der Dreſchtrommel, welche etwa 1,2 bis 1,35 m beträgt. Demgemäß iſt auch eine größere Betriebskraft von vier bis ſechs Pferden erforderlich. Bei der großen Geſchwindigkeit der Trommel, welche man in der Minute 1000 bis 1100 Umdrehungen machen läßt, wird der Betrieb faſt immer durch einen Riemen bewirkt, welcher über eine kleine Riemenſcheibe auf dem Ende der Trommelaxe läuft und in der Regel direct von dem Schwungrade einer Locomobile ſeine Bewegung erhält. Derartige Dreſchmaſchinen ſind ſehr häufig zugleich mit den Vorrichtungen verſehen, die zum Reinigen des Getreides von Spreu, Kaff und Grannen ꝛc. ſowie zum Sortiren der Körner dienen. Man verwendet zu dem Zwecke einfache Planſiebe mit Rüttelbewegung, über die ein Ventilator die Luft zum Fortführen der leichteren Spreutheile bläſt, und hebt die unten austretenden Körner durch die Becher eines Elevatorgurtes nochmals empor, um ſie in einer Siebtrommel nach der Größe zu ſortiren. Ueber dieſe Vorrichtungen zum Reinigen des Getreides ſollen im folgenden Paragraphen noch nähere Angaben gemacht werden. Hier mögen insbeſondere die Strohſchüttler beſprochen werden, welche nach dem oben Bemerkten dazu dienen, die noch loſe in dem Stroh enthaltenen und mit dieſem aus der Maſchine heraustretenden Getreidekörner zu gewinnen, wozu eine ſchüttelnde Bewegung genügt, welche man dem Stroh ertheilt.

Solche Strohſchüttler hat man hauptſächlich in zwei verſchiedenen Anordnungen ausgeführt. Bei der einen Conſtruction wendet man vier bis ſechs lange kaſtenförmige Siebrahmen neben einander an, welchen durch Kurbeln eine derartig ſchwingende Bewegung ertheilt wird, daß dadurch das auf dem Siebrahmen liegende Stroh auf denſelben nach außen befördert wird, während die in dem Stroh enthaltenen Körner Gelegenheit finden, durch die Siebe hindurch nach unten zu fallen. Bei der zweiten Conſtruction dagegen wird das Stroh durch eine Anzahl hinter einander gelagerter Axen mit dreiarmigen Rechen aus der Maſchine herausbewegt, wobei die Körner gleichfalls nach unten fallen können. Die nähere Einrichtung dieſer Maſchinen iſt aus den folgenden Figuren erſichtlich.

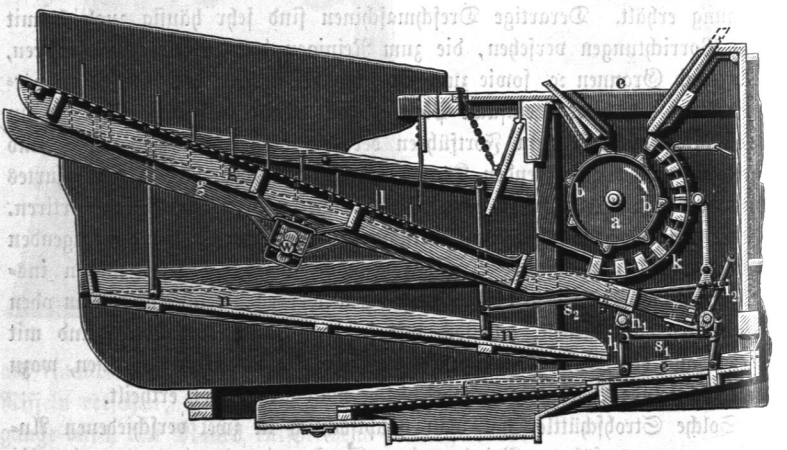
In Fig. 403 (a. f. S.) iſt der Dreſchapparat und Strohſchüttler einer combinirten Dampfdreſchmaſchine aus der Fabrik von R. Garrett[1]) dar-

[1]) Perels, Landwirthſchaftl. Maſchinen u. Geräthe.

geſtellt. Man erkennt daraus in *a* die mit ſieben cannelirten Schlagſtäben *b* verſehene Trommel von 1,2 m Länge und 0,5 m Durchmeſſer, welche durch einen Riemen mit 1100 Umdrehungen in der Minute umgedreht wird. Die Einrichtung des aus hölzernen, mit Eiſenſchienen beſchlagenen Stäben gebildeten Dreſchkorbes *k* iſt ebenfalls erſichtlich. Das Einlegen der Garben geſchieht von oben in den Rumpf *c* von der Hand des Arbeiters; die Körner fallen zwiſchen den Schlagleiſten des Dreſchkorbes *k* hindurch auf das geneigte Brett *e*, durch deſſen Rüttelbewegung ſie abwärts nach dem Planſiebe *f* gefördert werden.

Das von der Trommel ausgeworfene Stroh fällt auf vier Siebe *g*, welche, dicht neben einander liegend, die ganze Breite der Maſchine einnehmen. Von

Fig. 403.



den Rahmen dieſer Siebe ſind zwei, der erſte und dritte, mit der Axe h_1 und die beiden anderen mit der Axe h_2 verbunden, welche Axen durch Pendelſchienen i_1 und i_2 geſtützt ſind, ſo daß ſie ſeitlich ausweichen können. Eine Kurbelwelle *w* iſt mit vier Kröpfen verſehen, von denen der erſte und dritte entgegengeſetzt dem zweiten und vierten geſtellt ſind. Dieſe Kröpfe finden ihre Kurbellager an den Siebrahmen, woraus erſichtlich iſt, daß die letzteren bei der Umdrehung der Welle *w* eine ſchwingende Bewegung annehmen, welche mit derjenigen der Lenkerſtange eines Kurbelgetriebes ſehr nahe übereinſtimmt. Es iſt auch erſichtlich, wie vermöge der gewählten Anordnung der paarweiſe entgegengeſetzten Kurbeln ſtets zwei Siebrahmen im Aufſteigen begriffen ſind, wenn die beiden anderen niedergehen. Ferner ſind die Siebrahmen mit den Fingern *l* verſehen, welche von unten in das Stroh eintreten und daſſelbe in gehobener Lage nach links bewegen, ſich ſodann aus

dem Stroh nach unten herausziehen, worauf ſie, die untere Hälfte ihres Weges durchlaufend, leer zurückkehren. Hierdurch wird das Stroh in abſetzender Bewegung aus der Maſchine herausbewegt, indem abwechſelnd das eine und das andere Paar der Strohſchüttler die Mitnahme des Strohs vermittelſt der Finger l bewirkt. In Folge der ſchnell auf einander folgenden Erhebungen, denen das Stroh hierbei unterworfen iſt, wird ein wirkſames Ausſchütteln der Körner erzielt, welche durch die Siebmaſchen hindurch auf das Brett n und von da ebenfalls auf das Sieb f gelangen. Die ſchwingende Bewegung der Pendelſchienen i_1 und i_2 iſt dazu benutzt worden, mit Hülfe der Schubſtangen s_1 und s_2 dem Siebrahmen f, ſowie dem Brett n eine Rüttelbewegung zu ertheilen, zu welchem Zwecke dieſe Theile ebenfalls an Pendelſtangen aufgehängt ſind. Die Finger l ſind ſchräg geſtellt, ſo daß ſie leicht aus dem Stroh nach unten austreten, und dabei ein Verwirren des Strohs thunlichſt vermeiden. Als Nachtheil dieſes Strohſchüttlers wird angeführt, daß die gekröpfte Welle w leicht Brüchen ausgeſetzt iſt, weshalb man die Kröpfungen auch wohl durch excentriſche Scheiben erſetzt hat, die aber wieder mit erheblichen Reibungswiderſtänden behaftet ſind.

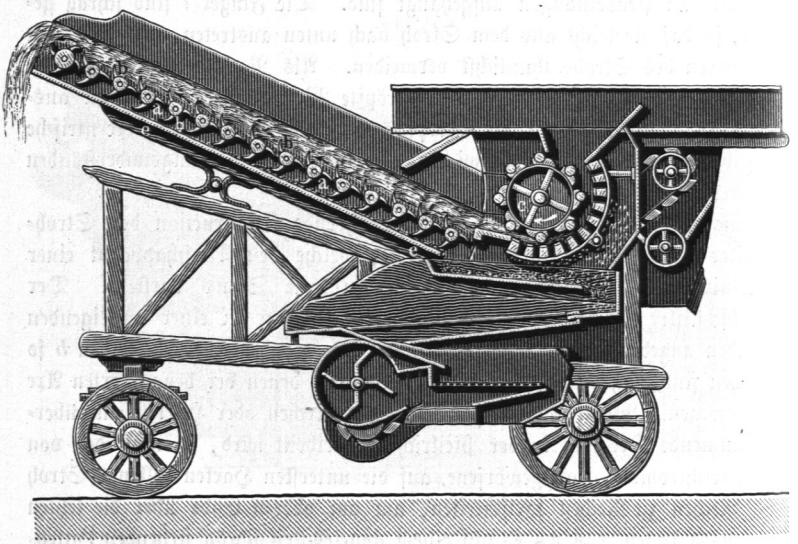
Eine andere, von Brinsmead[1]) herrührende Conſtruction der Strohſchüttler zeigt die Fig. 404 (a. f. S.), welche den Dreſchapparat einer combinirten Dreſchmaſchine von Ranſomes & Sims vorſtellt. Der Strohſchüttler beſteht hierbei aus den neben einander in einer anſteigenden Geraden angebrachten Axen a, welche mit den gebogenen Drahtzähnen b ſo verſehen ſind, daß die Zähne jeder Axe zwiſchen denen der benachbarten Axe ſich bewegen. Wenn allen dieſen rotirenden Rechen oder Harken eine übereinſtimmende Drehung in der Pfeilrichtung ertheilt wird, ſo muß das von der Dreſchtrommel c ausgeworfene, auf die unterſten Harken fallende Stroh von Rechen zu Rechen fortſchreiten, um am oberen Ende über die letzten Rechen zu treten, von wo es auf einem angelehnten ſchräg ſtehenden Lattenroſte niedergleitet. Da hierbei das Stroh jedesmal bei dem Uebergange von einem Rechen zum folgenden einer hebenden Bewegung und einer Auflockerung durch die eingreifenden Drahtzinken ausgeſetzt wird, ſo haben die noch in dem Stroh enthaltenen Körner hinreichend Gelegenheit, um auf dem geneigten Bodenbrett e ſich anzuſammeln, auf welchem ſie herabgleiten, um mit dem durch den Dreſchkorb hindurchgetretenen Getreide zuſammen der weiteren Behandlung in dem darunter angebrachten Reinigungsapparate unterworfen zu werden. Um den Axen der rotirenden Rechen a die gedachte übereinſtimmende Drehung zu ertheilen, trägt jede Axe zwei Kurbeln, auf jedem Ende eine, gegen einander um einen rechten Winkel verſetzt. Alle

[1]) Perels, Landwirthſchaftl. Maſchinen u. Geräthe.

Kurbeln ſind von genau gleicher Länge und man hat auf jeder Seite alle Kurbelzapfen durch eine gemeinſchaftliche Kuppelſtange verbunden. Es iſt erſichtlich, daß die ſo gebildete Kurbelkuppelung alle mit einander verbundenen Axen *a* zu einer übereinſtimmenden Bewegung zwingt, wenn eine derſelben durch einen Riemen in Umdrehung geſetzt wird. Man rühmt bei dieſem Strohſchüttler die einfache Einrichtung und gute Wirkung, doch ſoll er leicht einem Verſtopfen ausgeſetzt ſein, wenn nicht regelmäßig für gehörige Entfernung des am Ende ausgeworfenen Strohs geſorgt wird.

Die ſogenannten combinirten, d. h. mit den Apparaten zur Reinigung und Sortirung des Getreides verſehenen Dreſchmaſchinen werden in der

Fig. 404.



Regel auf Räder geſtellt, ſo daß ſie ebenſo wie die Locomobile, welche zu ihrem Betriebe Verwendung findet, wie ein Wagen bequem auf das Feld gefahren werden können, um daſelbſt das Dreſchen zu bewirken.

Die Leiſtung der Dreſchmaſchinen und die Güte des Arbeitsproceſſes, ſowie der Kraftbedarf, hängen ebenſowohl von der mehr oder minder zweckmäßigen Conſtruction und ſorgfältigen Ausführung wie auch insbeſondere von der Geſchicklichkeit der Einleger ab. Die gelegentlich der Ausſtellungen landwirthſchaftlicher Maſchinen vorgenommenen Prüfungen haben in dieſer Hinſicht ein ziemlich bedeutendes Material ergeben, welches in landwirthſchaftlichen Fachſchriften veröffentlicht worden iſt, auf die hier verwieſen werden mag. Im Durchſchnitt wird man nach den auf der Pariſer Ausſtellung 1855 angeſtellten Verſuchen annehmen können, daß eine combinirte

Dampfdreſchmaſchine zu ihrem Betriebe etwa zwiſchen 6 bis 11 Pferdekraft gebraucht, wovon der größere Theil, nämlich etwa 4 bis 9 Pferdekraft, zum Betriebe der leer gehenden Maſchine aufgewendet werden muß, ſo daß nur eine verhältnißmäßig kleine Arbeit von durchſchnittlich 2 bis 3 Pferden für die eigentliche Nutzwirkung verwendet wird. Das Gewicht der Garben, welche mit einer Pferdekraft in der Stunde gedroſchen werden konnten, ſchwankte bei dieſen Verſuchen etwa zwiſchen 200 und 300 kg.

Bei den Göpeldreſchmaſchinen ohne Reinigungsvorrichtung betrug dagegen die Betriebskraft während der Arbeit zwiſchen 1 und 1,39 Pferdekraft, und diejenige für den Leergang nur etwa 0,18 bis 0,33 Pferdekraft. Die mit einer Pferdekraft ſtündlich ausgedroſchene Menge der Garben hatte hier ein Gewicht zwiſchen 661 und 814 kg.

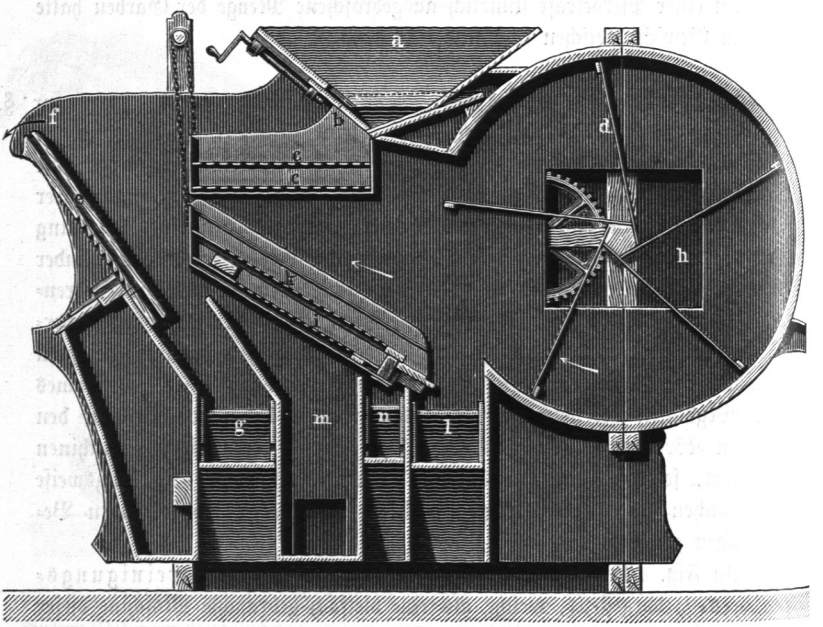
Kornreinigungsmaſchinen. Die Maſchinen, welche man zur Reinigung des durch die vorſtehend beſprochenen Maſchinen ausgedroſchenen Getreides anwendet, wirken in verſchiedener Art, indem ſie ſowohl eine Trennung der Stoffe nach ihrer Größe durch Siebe, als auch nach ihrer Dichte durch einen Luftſtrom bewirken, wie auch zuweilen eine Trennung nach der Form der Körper erzielen, indem ſie die runden, mehr oder minder kugelförmigen Unkrautſamen von den mehr länglichen Getreidekörnern trennen. Die Siebwerke, welche meiſtens einfache, mit Rüttelbewegung verſehene Planſiebe enthalten, bedürfen nach dem vorſtehend darüber Geſagten einer näheren Erläuterung nicht. Auch die Anwendung eines Luftſtromes zum Wegblaſen der leichteren, blättchenförmigen Streutheilchen von den dichteren Körnern iſt gelegentlich der Beſprechung der Griesputzmaſchinen angeführt, ſo daß zum Verſtändniß der Einrichtung und Wirkungsweiſe einer ſolchen Kornreinigungsmaſchine oder Fege die folgenden Bemerkungen genügen. §. 122.

In Fig. 405 (a. f. S.) iſt die ſchottiſche Getreidereinigungsmaſchine[1]) dargeſtellt, welche als eine vielfach gebrauchte Maſchine dieſer Gattung angeſehen werden kann. Das in den hölzernen Aufgebetrichter oder Rumpf *a* eingeſchüttete Getreide fällt durch die mittelſt des Schiebers *b* verſtellbare Oeffnung hindurch auf die horizontalen Planſiebe *c c*, durch deren Maſchen die Getreidekörner hindurchtreten können, während die größeren Spreutheilchen, Halmſtücke und leeren Aehren durch den von dem Flügelrade *d* erzeugten Wind ergriffen und bei *f* aus der Maſchine hinausgetrieben werden. Dabei werden auch die leichteren Körner mitgeführt und treffen gegen das geneigte Brett *e*, das ſie nach unten in den Raum *g* fallen läßt, aus welchem ſie nach der einen oder anderen Seite der Maſchine

[1]) Perels, Die Dreſchmaſchinen, Getreidereinigungsmaſch. u. ſ. w.

durch einen Abzug austreten. Hierbei läßt ſich nicht nur die Stärke des Windſtromes durch Veränderung der beiderſeits angebrachten Saugöffnungen *h* des Ventilators nach der jeweiligen Beſchaffenheit des zu reinigenden Getreides reguliren, ſondern man hat es auch in der Hand, durch Höher- oder Tieferſtellen des Brettes *e* mehr oder minder ſchwere Theile des durch den Wind Fortgeführten zurückzuhalten. Die durch die Siebe *c* gefallenen Körner fallen auf zwei andere Siebe *i* und *k*, von denen das obere *k* die größten Getreidekörner zurückhält, ſo daß dieſelben ſich in *l* anſammeln können, während das untere feinere Sieb *i* nur die kleinſten Körner hin-

Fig. 405.



durchtreten läßt, die ſich zuſammen mit Unkrautſamen in *m* anſammeln. Der Rückhalt des unteren Siebes, welcher aus mittelgroßen Getreidekörnern beſteht, wird in *n* gewonnen.

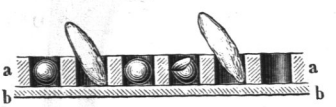
Die Bewegung des Flügelrades geſchieht bei dieſen einfachen, für Handbetrieb eingerichteten Maſchinen von einem auf der Kurbelwelle angebrachten größeren Zahnrade, das in ein kleines Getriebe auf der Flügelwelle eingreift, ſo daß die letztere bei einem Umſetzungsverhältniſſe von 4 bis 5 etwa 200 Umdrehungen in der Minute macht. Von dieſer Welle wird meiſtens auch durch einen Daumen oder Kurbelzapfen die Rüttelbewegung der Siebe abgeleitet.

Derartige Maſchinen zum Reinigen des Ausdruſches ſind, wie in dem vorhergehenden Paragraphen angeführt wurde, bei den combinirten Dreſchmaſchinen mit dem Dreſchapparate in demſelben meiſt fahrbaren Geſtelle vereinigt, und man pflegt dabei öfter das Flügelrad unmittelbar auf dem einen Ende der ſchnell umlaufenden Axe der Dreſchtrommel anzubringen. Zum Sortiren der von der Spreu und dem Staube gereinigten Körner wendet man hierbei auch wohl zuweilen Siebtrommeln an, welche in der oben (§. 102) beſprochenen Weiſe die Körner nach ihrer Größe in drei oder vier Sorten ſondern, um dieſelben entweder zur Ausſaat, oder zur Mehlbereitung, oder als Viehfutter zu verwenden. Die Oeffnungen dieſer Siebtrommeln haben, der Form der verſchiedenen Getreidearten entſprechend, meiſt eine längliche Geſtalt; runde Oeffnungen können dabei auch wohl zum Abſondern der kleinen kugeligen Unkrautſamen von den länglichen Getreidekörnern dienen.

In vollkommener Weiſe geſchieht dagegen die letztgedachte Abſonderung der kleinen runden Unkrautſamen von den Getreidekörnern durch die von ihrem Erfinder Vachon mit dem Namen Trieurs[1]) bezeichneten Ausleſemaſchinen.

Dieſe Maſchinen bewirken die gedachte Abſonderung der runden Unkrautſamen von den länglichen Getreidekörnern in einer eigenthümlichen Art, wovon man ſich durch Fig. 406 eine Anſchauung verſchafft. Hierin ſtellt nämlich *a b* eine Metallplatte vor, welche dicht neben einander in regelmäßigen Abſtänden kleine cylindriſche Vertiefungen enthält, die dadurch gebildet wurden, daß man das ſtärkere, mit runden Löchern verſehene Blech *a* mit dem dünneren, nicht durchbrochenen Bleche *b* verbunden hat. Dieſe kleinen Vertiefungen ſind groß genug, um die rundlichen Unkrautſamen, ſowie zerbrochene oder verkrüppelte Getreidekörner in ſich aufzunehmen, während die Körner von regelmäßiger Geſtalt darin nicht Raum finden. Denkt man ſich daher eine ſolche Platte unter geringer Neigung wie ein Planſieb aufgehängt und wie dieſes in eine rüttelnde Bewegung verſetzt, ſo wird das auf dieſe Platte gebrachte Getreide von den darin enthaltenen Unkrautſamen befreit, indem die letzteren von den Aushöhlungen aufgenommen werden, während die guten Getreidekörner über die Platte hinweggleiten oder rollen, wie der Rückhalt eines Siebes. Die beabſichtigte Trennung kann daher erzielt werden, wenn man die Platte von Zeit zu Zeit durch Umkehren von den in den Aushöhlungen zurückgehaltenen Theilen befreit.

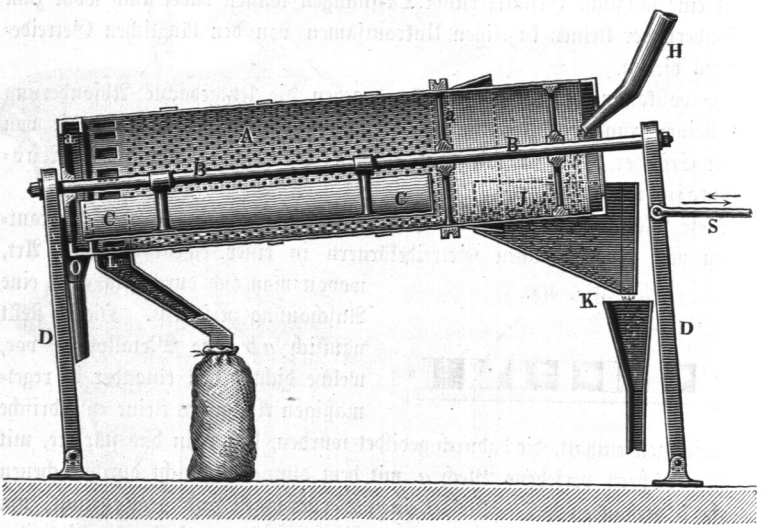
Fig. 406.



[1]) Bulletin d'encouragement, 45. année, p. 599. Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre, Bd. II.

Die erſten Maſchinen, welche in dieſer Art eingerichtet waren, konnten natürlich wegen der abſetzenden Wirkung nur eine geringe Leiſtungsfähigkeit aufweiſen. Der Erfinder Bachon hat dieſelben deshalb für ununterbrochenen Betrieb eingerichtet, indem er der mit den beſagten Aushöhlungen verſehenen Platte die Form eines Cylinders gegeben hat, welcher unter geringer Neigung gegen den Horizont gelagert wird, und durch ſeine langſame Umdrehung nach der Art der Trommelſiebe die am oberen Ende eingetragene Maſſe allmählich nach dem unteren Ende hin befördert. Hierbei nehmen die im Innern der Cylinderfläche angebrachten Aushöhlungen in der tiefſten Lage die kleinen Verunreinigungen auf und laſſen dieſelben wieder heraus-

Fig. 407.



fallen, ſobald ſie in Folge der Umdrehung der Trommel in eine hinreichend hohe Lage gelangt ſind, ſo daß die Aushöhlungen, wenn ſie wieder in die tiefſte Lage kommen, von Neuem zur Aufnahme von Samenkörnern befähigt ſind. Die in dieſer Art ausgeleſenen Theile werden nach dem Herausfallen aus den Aushöhlungen von einer muldenförmigen Schale aufgenommen, welche im Innern des Cylinders an deſſen Axe aufgehängt iſt, ohne an deren Bewegung Theil zu nehmen. Dieſe Schale, welche dieſelbe Neigung hat, wie der Ausleſecylinder, befördert durch eine ihr ertheilte Rüttelbewegung die ausgeleſenen Samen aus der Trommel heraus. Die nähere Einrichtung dieſer Maſchine[1]) iſt aus Fig. 407 zu erſehen.

[1]) Kick, Die Mehlfabrikation.

Der im Innern mit den beſagten Aushöhlungen verſehene Ausleſecylinder *A* iſt vermöge der Armkreuze *a* loſe drehbar auf der geneigten Axe *B* angebracht, welche eine Drehung nicht empfängt, ſondern vermittelſt einer Kurbel durch eine Stange *S* in Schwingungen nach ihrer Länge verſetzt wird, die ſie ſowohl dem auf ihr drehbaren Cylinder *A*, wie auch der an ihr hängenden Mulde *C* mittheilt. Um die Schwingung der Axe *B* zu ermöglichen, iſt dieſelbe an den Enden durch die Pendelträger *D* unterſtützt.

Die durch die Rinne *H* eingeführte Maſſe wird durch den erſten Theil des Cylinders *J*, welcher mit feinen Siebmaſchen verſehen iſt, von allen kleineren Theilen befreit, die in *K* ſich anſammeln. Hierauf durchzieht das Getreide den eigentlichen Ausleſecylinder, an deſſen hinterem Ende *L* die Getreidekörner durch eine Anzahl rings herum angebrachter Oeffnungen ins Freie treten, während die von den Aushöhlungen aufgenommenen Samen bei dem Herausfallen aus den Vertiefungen in die Mulde *C* gelangen. Da dieſe an der Axe aufgehängte Mulde an den Längsſchwingungen Theil nimmt, ſo treten die ausgeleſenen Samen an dem Ende der Schale aus, um in *O* aufgefangen zu werden. Eine ſolche Maſchine mit einem Cylinder von 0,4 m Durchmeſſer und 1,74 m Länge, welcher in der Minute 16 Umdrehungen macht, kann in 24 Stunden etwa 180 Hectoliter Getreide ausleſen.

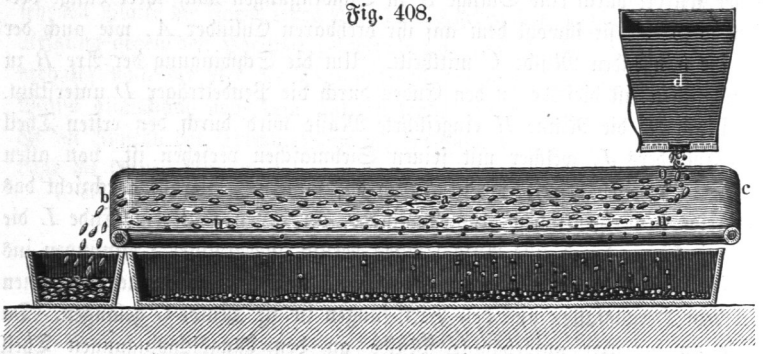
Man hat dieſe Maſchine in der Weiſe verändert, daß man die Rüttelbewegung der Schale weggelaſſen und den Transport der von der Schale aufgenommenen Stoffe durch eine in der erſteren angeordnete Schnecke bewirkt hat, eine Einrichtung, mit welcher eine gewiſſe Vereinfachung verbunden iſt.

Man kann auch noch in anderer Art die Trennung der rundlichen Sämereien von den längeren Getreidekörnern bewirken, indem man nämlich davon Gebrauch macht, daß auf einer ſchwach geneigten Fläche die runden Körner ins Rollen kommen, während die länglichen Getreidekörner liegen bleiben. Die auf dieſem Verhalten beruhende Maſchine[1]) beſteht der Hauptſache nach aus einem Tuche ohne Ende *a*, Fig. 408 (a. f. S.), welches über zwei parallele, unter geringem Neigungswinkel gegen den Horizont gelagerte Walzen *b* und *c* geſpannt iſt, durch deren Umdrehung es ſeine fortſchreitende Bewegung im Sinne des Pfeils erhält. Läßt man auf den oberen Theil dieſes Tuches in der Nähe der höher liegenden Kante *o* deſſelben aus einer Rinne *d* das zu reinigende Getreide fallen, ſo werden im Allgemeinen die länglichen Getreidekörner auf dem Tuche, deſſen Neigung kleiner iſt als der betreffende Reibungswinkel, weder eine gleitende noch rollende Bewegung annehmen, wogegen die runden Samen quer über das Tuch hinwegrollen,

[1]) Kick, Die Mehlfabrikation.

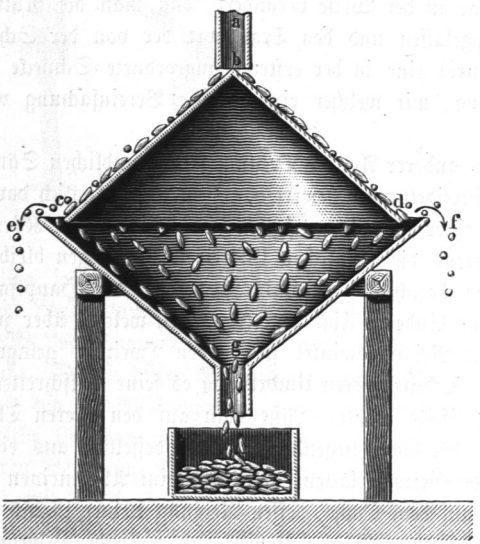
um über die tiefer liegende Kante *u* deſſelben hinwegzuſpringen. Die Getreidekörner dagegen werden vermöge der langſamen Bewegung des Tuches bis über die Walze *b* mitgenommen, wo ſie abfallen und für ſich aufgefangen

Fig. 408.



werden können. Die Wirkung dieſer durch ihre große Einfachheit ausgezeichneten Maſchine ſoll eine befriedigende ſein; natürlich hängt die Wirkſamkeit von der paſſenden Neigung der Axen und des Tuches ab; für Getreide wird eine Neigung von 15 Grad als geeignet angegeben.

Fig. 409.



Während bei der vorſtehend angeführten Art der Sonderung davon Gebrauch gemacht wird, daß auf einer Fläche von geringer Neigung nur die rundlichen Samen ins Rollen kommen, die länglichen Körner aber liegen bleiben, hat man auch die verſchieden große Geſchwindigkeit, welche die Körner auf ſteiler geneigten Flächen annehmen, zur Abſonderung benutzt. In Fig. 409 iſt der weſentliche Beſtandtheil der darauf beruhenden Maſchine angegeben. Das Getreide fällt hierbei aus der Röhre *a* auf die Spitze eines feſtſtehenden Kegels *b c d*, auf welchem es ſich entlang den

Kegelſeiten nach der Baſis *cd* herab bewegt. An dieſen Kegel ſchließt ſich ein umgekehrter Hohlkegel *efg* ſo an, daß der Rand *ef* etwas über denjenigen *cd* erhöht und von demſelben durch einen geringen Zwiſchenraum getrennt iſt.

Da die rundlichen Samen hauptſächlich eine rollende, die länglichen Getreidekörner meiſt eine gleitende Bewegung annehmen, ſo kommen die erſteren mit größerer Geſchwindigkeit bei *ef* an, in Folge deren ſie den Spalt überhüpfen und bei dem Anprallen gegen den Rand *ef* dieſen überſpringen. Die langſam herabgleitenden Getreidekörner dagegen fallen bei richtiger Wahl der Neigungen durch den Zwiſchenraum zwiſchen *cd* und *ef* herab und gelangen durch das Rohr *g* aus der Maſchine heraus.

Schäl- und Putzmaſchinen. Dem Zwecke einer Abſonderung verſchiedener Stoffe von einander haben auch die in den Mahlmühlen zur Reinigung des Getreides gebräuchlichen ſogenannten Schäl- und Putzmaſchinen zu dienen. Ein Unterſchied zwiſchen Schälen und Putzen iſt in der Art feſtzuhalten, daß man unter dem Putzen die Beſeitigung der den Körnern anhaftenden fremden Stoffe, unter Schälen die Entfernung der äußeren Schale verſteht. Es iſt daraus erſichtlich, daß zum eigentlichen Schälen viel kräftiger angreifende, ſchabend und reibend wirkende Werkzeuge nöthig ſind, als zum Putzen; daß aber eine ſtrenge Unterſcheidung der Maſchinen kaum zu machen ſein wird, indem jedenfalls alle Schälmaſchinen auch immer ein Putzen bewirken werden und in vielen Putzmaſchinen auch ein Angreifen der Schale ſtattfindet. Obwohl dieſe Maſchinen hiernach als in die Gruppe der Maſchinen zur Oberflächenbearbeitung gehörig erſcheinen könnten, iſt doch zu bemerken, daß der eigentliche Zweck in der Abſonderung der von den Körnern getrennten Stoffe beſteht, und auch zur Abſonderung dieſer Stoffe ſtets die im Vorſtehenden beſprochenen Mittel des Siebens und Fortblaſens Verwendung finden. §. 123.

Bei vielen der hierher gehörigen Maſchinen findet mit dem Abreiben der Körner gleichzeitig die Entfernung der abgeriebenen Stoffe ſtatt, bei anderen Maſchinen, welche die Körner mit dem Abreibſel vereinigt zum Austritt gelangen laſſen, muß natürlich die Abſonderung nachträglich noch vorgenommen werden.

So verſchieden auch die hier in Betracht kommenden Maſchinen in Betreff ihrer Bauart ſein mögen, ſo ſtimmen dieſelben doch hinſichtlich ihrer Wirkſamkeit darin überein, daß die Körner zum Zwecke des Schälens oder Putzens einem mehr oder minder kräftigen Reiben an gewiſſen Reibflächen oder auch an einander ausgeſetzt werden, zu welchem Zwecke ſie der Einwirkung ſchnell rotirender Arme, Flügel oder ſonſt geeigneter Theile unterworfen werden, welche in einzelnen Fällen auch noch durch die ausgeübten

Stoßwirkungen die beabſichtigte Trennung befördern. Die gedachten Reibflächen werden ſehr verſchieden hergeſtellt. Für eine beſonders kräftige Schälwirkung wendet man die bekannten Reibeiſenbleche an, das ſind Bleche mit viereckigen Löchern, deren aufgeworfene ſcharfe Ränder ſchabend auf die mit ihnen in Berührung kommenden Körner wirken. Auch Sägeblätter hat man wohl in einzelnen Fällen in Anwendung gebracht. Dieſe letzteren, ebenſo wie die Reibeiſen und feilenartig aufgehauenen Stahlſchienen leiden an dem Uebelſtande ſchnellen Abſtumpfens, welcher häufiges Nachſchärfen oder Erſetzen nöthig macht; außerdem greifen ſie die Getreidekörner ſo kräftig an, daß mit den Schalenſtücken vielfach daran haftende Theile des mehligen Kerns losgeriſſen werden, wodurch ein erheblicher Verluſt herbeigeführt werden kann. Weniger kräftig wirken Steinflächen, indem dieſelben vermöge ihrer natürlichen Rauhigkeit nur kleine Schalenſplitter zu entfernen vermögen. Die ſogenannten Spitzgänge der Mahlmühlen, d. h. gewöhnliche Mahlgänge, welche vermöge ihrer weiten Stellung von den Getreidekörnern hauptſächlich nur die Spitzen abreiben, können als hierher gehörige Maſchinen betrachtet werden, ebenſo wie die in §. 40 beſprochenen Graupengänge als Schälmaſchinen zu betrachten ſind, in denen Steinflächen und Reibeiſen zuſammen arbeiten.

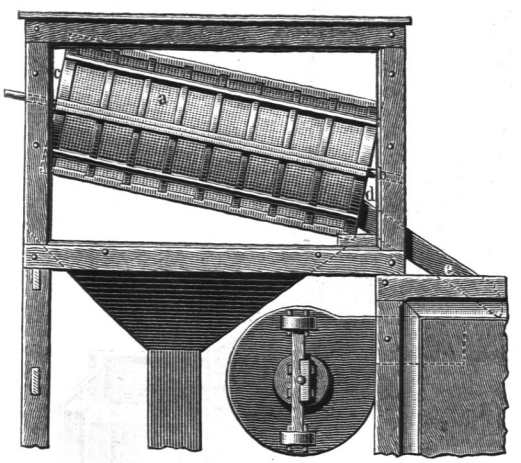
Um eine noch weniger kräftige Wirkung zu erzielen und eine Beſchädigung der Körner thunlichſt zu vermeiden, iſt man neuerdings vielfach dazu übergegangen, die Reibflächen aus gerippten oder cannelirten Platten zu bilden, an denen die Körner vielfach gerieben werden. Auch Drahtſiebe wendet man zu dem Zwecke wohl an, bei welchen die einzelnen Drähte gewiſſermaßen kleine Rippen vorſtellen, und deren Zwiſchenräume Gelegenheit geben, die abgeriebenen Theile ſofort durch einen Windſtrom zu entfernen. Das letztere kann auch bei der Verwendung von Reibeiſenblechen geſchehen, während Steinflächen im Allgemeinen nöthigen, die Abſonderung des abgeriebenen Stoffes durch eine beſondere Vorrichtung zu bewirken. Auch glatte Bleche mit ſiebförmigen Durchbrechungen hat man in Anwendung gebracht, deren Wirkung gewiſſermaßen in der Mitte zwiſchen der von Reibeiſen und geriffelten Platten ſteht, inſofern die Ränder der Sieblöcher eine ſanft ſchabende Wirkung ausüben. Zum Poliren von Körnern, denen man namentlich beim Reis ein ſchönes Ausſehen geben will, hat man wohl auch die Flächen mit Schmirgel oder mit ſammetartigem Gewebe überzogen. Daß in allen hier in Betracht kommenden Maſchinen auch weſentlich das Reiben der Körner an einander dem Zwecke des Putzens und Schälens dienlich ſein muß, iſt ohne Weiteres klar.

Die treibenden Theile, durch welche die Bewegung der Körner auf und an den Reibflächen bewirkt wird, ſind zwar von mannigfacher Geſtalt, immer aber erhalten ſie eine drehende Bewegung von einer ſchnell umlaufenden

Axe, an der ſie befeſtigt ſind. Oft ſind es Umdrehungskörper, wie Scheiben, Cylinder oder Kegel, zuweilen Arme, Schienen oder Schläger, mit Reibeiſen beſchlagen oder auch wohl mit Bürſten beſetzt, je nach der beabſichtigten Wirkung. Die Umdrehung der Axe, welche in den meiſten Fällen ſtehend angeordnet wird, erfolgt immer mit großer Geſchwindigkeit, im Durchſchnitt etwa mit 150 bis 250, zuweilen aber auch mit 600 und mehr Umdrehungen in der Minute.

Eine große Geſchwindigkeit der Treiber und daher der Körner iſt für die Wirkſamkeit dieſer Maſchinen aus folgendem Grunde erforderlich. Ein Korn, welches, von einem treibenden Theile bewegt, gegen einen vorſtehenden Theil einer Reibfläche, z. B. gegen eine Spitze eines Reibeiſens geworfen wird, kann daſelbſt einer ſchälenden oder abſchabenden Wirkung dieſer Spitze nur dann unterworfen ſein, wenn die in dem Korne vermöge ſeiner Geſchwindigkeit aufgeſpeicherte lebendige Kraft mindeſtens gleich dem zu dem gedachten Schälen erforderlichen Arbeitsaufwande iſt. Dies iſt deswegen nöthig, weil der Abſtand der treibenden Theile von den Reibflächen in der Regel viel größer iſt, als die Abmeſſungen des Korns, das letztere daher nicht, wie es zwiſchen den Steinen eines gewöhnlichen Mahlganges der Fall iſt, an zwei Punkten gleichzeitig von Kräften angegriffen wird.

Fig. 410.



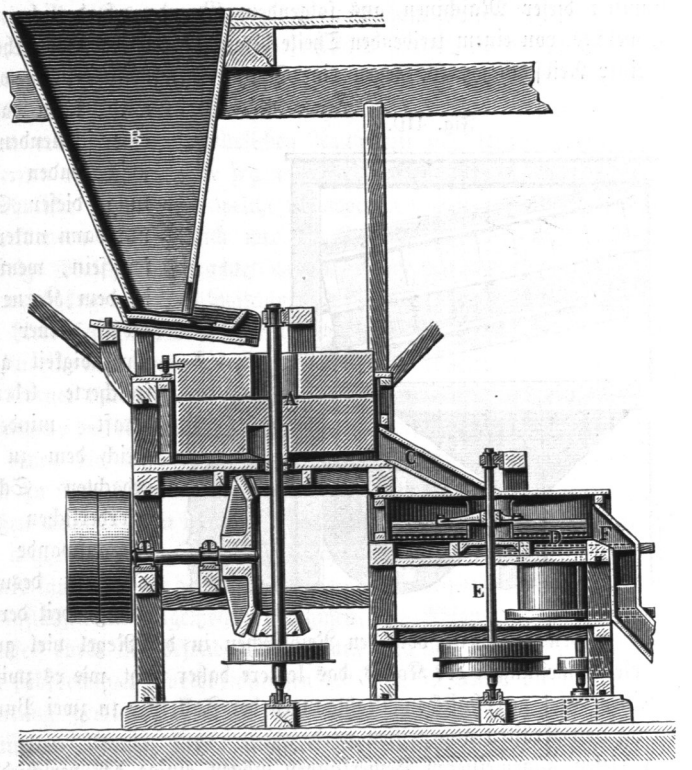
Nach dieſen allgemeineren Bemerkungen mögen einige der verſchiedenen Maſchinen hier angeführt werden, welche zu dem gedachten Zwecke ausgeführt worden ſind.

Eine ſehr einfache Reinigungsmaſchine[1]) enthält nach Fig. 410 eine in geneigter Lage feſt aufgeſtellte cylindriſche Trommel a aus ſtarkem Drahtſiebe, deſſen Oeffnungen den normalen Getreidekörnern den Durchtritt nicht geſtatten. In der Mitte dieſer Trommel dreht ſich eine Axe b, welche mit-

[1]) Wiebe, Die Mahlmühlen.

telſt entſprechender Armkreuze ſechs Latten trägt, von denen drei mit Reibeiſenblechen und drei mit Borſten beſetzt ſind. Bei der ſchnellen Umdrehung der Axe, die in der Minute etwa 300 Umdrehungen macht, wird das am oberen Ende bei *c* eingetragene Getreide im Kreiſe herumgeführt und gelangt wegen der Neigung des Cylinders in vielen Schraubenwindungen nach dem unteren Ende *d*. Bei dem Herabfallen von dem Ende der Austragrinne *c*

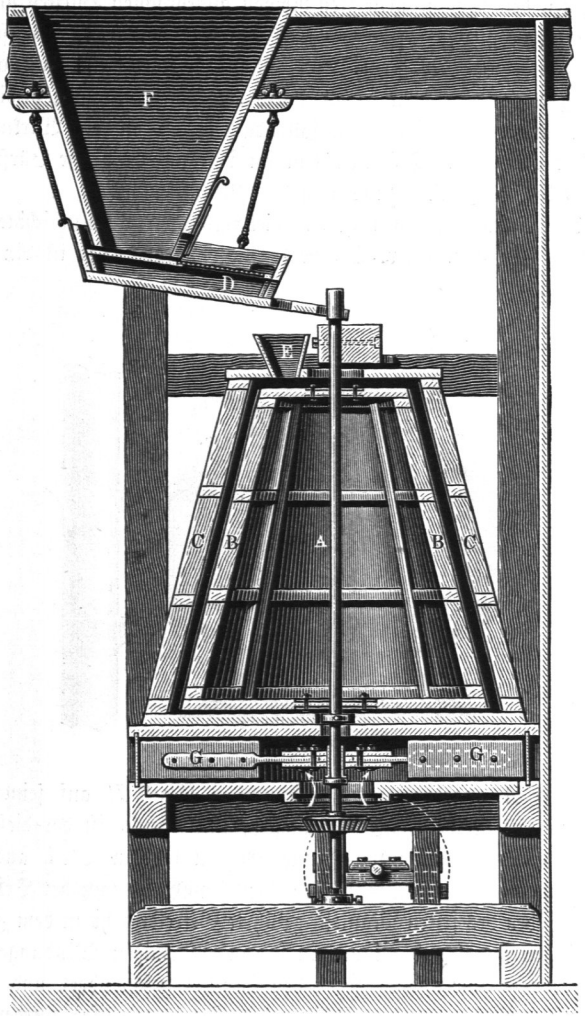
Fig. 411.



begegnet das Getreide dem von einem Flügelgebläſe erzeugten Windſtrome, welcher die leichten abgeriebenen Theile fortbläſt, die nicht ſchon vorher durch die Maſchen des Siebcylinders hindurchgegangen ſind. **Wiebe** giebt an, daß eine derartige Maſchine mit einem Siebcylinder von etwa 0,5 m Durchmeſſer und 1,2 m Länge bei 300 Umdrehungen in der Minute mit 2 bis 3 Pferdekraft ſtündlich 6 bis 8 Scheffel, d. i. etwa 240 bis 320 kg Weizen reinigen kann.

Die durch Fig. 411 dargeſtellte Reinigungsmaſchine [1]) beſteht der Hauptſache nach aus dem Spitzgange *A* mit rotirendem Unterſteine, welchem das

Fig. 412.



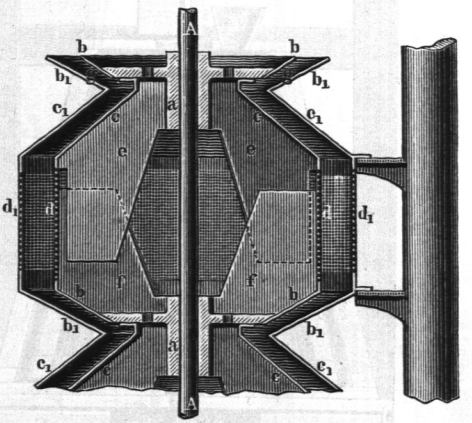
zu reinigende Getreide aus dem Rumpfe *B* durch das Steinauge zugeht, um nicht nur zwiſchen den ebenen Flächen der Steine, ſondern auch zwiſchen dem Umfange des rotirenden Bodenſteins und dem umgebenden Mantel aus

[1]) Wiebe, Die Mahlmühlen.

Reibeblech von den Schalen befreit zu werden. Durch die Rinne *C* fällt das Product auf das ebene Drahtſieb *D*, über welchem eine auf der ſtehenden Axe *E* befindliche, auf der Unterfläche mit Bürſten beſetzte Scheibe ſich dreht. Die in gegen den Radius geneigten Reihen angebrachten Borſten aus ſpaniſchem Rohr (Stuhlrohr) befördern das Material über dem Drahtſiebe nach außen, wobei ſowohl der Proceß des Abreibens fortgeſetzt, wie auch eine Entfernung der abgeriebenen Theile durch das Sieb hindurch bewirkt wird. Das bei *F* aus der Bürſtmaſchine fallende Getreide iſt der Wirkung eines Windſtroms ausgeſetzt. Die etwa 1 m im Durchmeſſer große Bürſtenſcheibe macht 180 bis 200 Umdrehungen in der Minute.

Unter dem Namen Rubber iſt eine viel verbreitete Schälmaſchine bekannt, welche durch Fig. 412 (a. v. S.) verdeutlicht wird. Hier iſt ein auf der

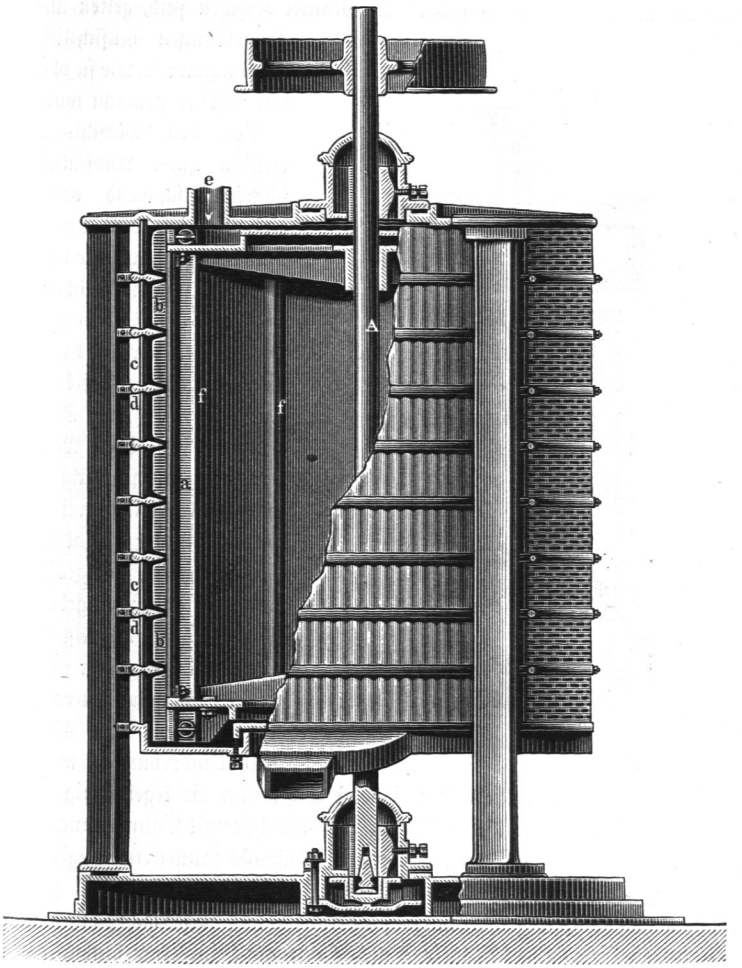
Fig. 413.



ſtehenden Axe *A* angebrachter, abgeſtumpfter Kegel *B* auf ſeiner ganzen Mantelfläche mit Reibeiſenblech beſchlagen, und ebenſo iſt der dieſen Kegel concentriſch umgebende Mantel *C* innerlich mit ſolchem Blech ausgekleidet. Das aus dem Rumpfe *F* mittelſt eines Rüttelſchuhs *D* nach der Oeffnung *E* im oberen Boden des feſten Mantels geführte Getreide geht in dem Zwiſchenraume zwiſchen Kegel und Mantel in ſchraubenförmigen Windungen nieder, wobei die Körner abwechſelnd gegen den Mantel geſchleudert und von dieſem abprallend wieder von den Zähnen des Kegels getroffen werden, ſo daß ſie, bevor ſie am unteren Ende anlangen, einem vielfachen Angriffe der Zähne ausgeſetzt ſind. Die aus einer Rinne heraustretenden Körner werden einem Windſtrome ausgeſetzt, der durch die Wirkung eines auf der Axe des Kegels angebrachten Flügelrades *G* erzeugt wird. Ein Nachtheil dieſer Maſchine beſteht darin, daß ſie in Folge der kräftigen Wirkung der Reib-

eiſen viele Körner beſchädigt und zerbricht, abgeſehen von dem baldigen Abſtumpfen der Reibebleche.

Fig. 414.

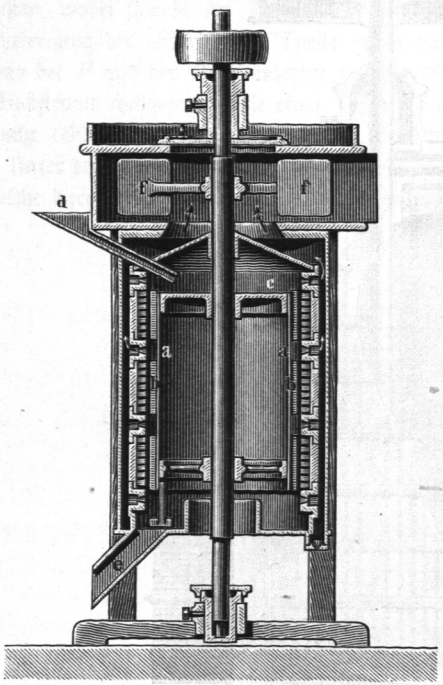


Bei den Maſchinen dieſer Art hat man auch die Reibebleche, welche den Bezug des Kegels bilden, durch gerade Sägeblätter [1]) erſetzt, die in größerer Anzahl in Seitenlinien des Kegels angebracht ſind. Bei einer anderen Bauart wird ſtatt des Kegels ein cylindriſcher Körper angewandt, welcher

[1]) Dingler's Polyt. Journ., Jahrg. 69, Bd. 269.

durch viele kreisförmige Sägeblätter gebildet iſt, die durch geringe Zwiſchenräume von einander getrennt, auf der verticalen Axe befeſtigt ſind. Von dieſen Maſchinen, welche ebenfalls, wie der Rubber, mit einem feſtſtehenden, innerlich mit Reibeblech ausgekleideten Mantel verſehen ſind, gelten ähnliche Bemerkungen hinſichtlich der Wirkungsweiſe, wie ſie oben für den Rubber gemacht wurden.

Fig. 415.



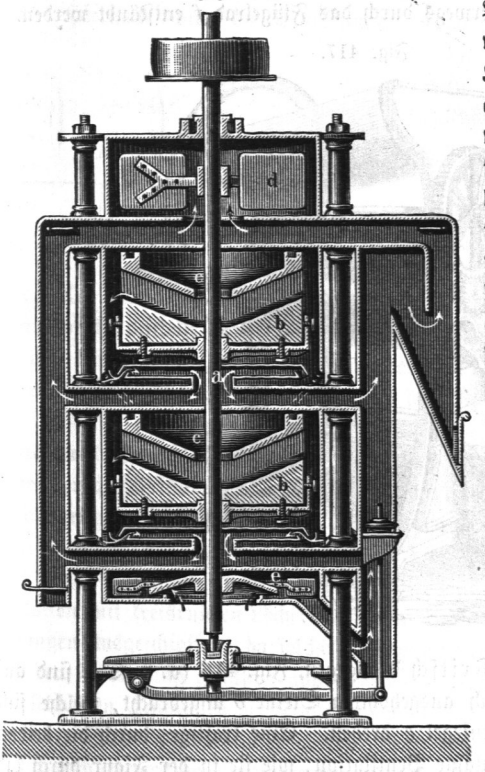
Von den Maſchinen, in welchen unter Ausſchluß der ſcharfen, ſchabend oder abreißend wirkenden Theile die Bearbeitung durch Reiben zwiſchen gerippten Flächen bewirkt wird, ſei die von Walworth & Harrowby[1]) angeführt, deren Wirkungsart aus Fig. 413 (a. S. 638) erſichtlich iſt. Dieſe Maſchine bearbeitet das ſenkrecht herabfallende Getreide drei- oder viermal hinter einander in ebenſo vielen, etagenförmig unter einander angebrachten Abtheilungen. Die Figur ſtellt eine von dieſen unter ſich ganz gleichen Abtheilungen vor. Auf der ſtehenden, mit 450 bis 500 Umdrehungen minutlich gedrehten Axe A ſind mit Hülfe geeigneter Scheiben a die kegelförmigen Körper b und c befeſtigt, welche auf ihren Außenflächen mit Cannelirungen verſehen ſind und welche mit den feſtſtehenden, gleichfalls cannelirten Kegelflächen b_1 und c_1 des äußeren Mantels zuſammen arbeiten. Bei d und d_1 ſind ſowohl an der Axe wie am Mantel cylindriſche Siebe angebracht, durch deren Oeffnungen der von den Flügeln e und f erzeugte Windſtrom hindurch tritt, ſo daß das zwiſchen den Siebmänteln niederfallende Getreide daſelbſt von dem abgeriebenen Staube und kleinen Schalenſtücken befreit wird. Die Wirkung der Maſchine beſteht daher darin, daß das von der oberen Etage bei g herabfallende Getreide in dem Zwiſchenraume zwiſchen den Kegeln c und c_1 der Wirkung der Cannelirungen ausgeſetzt iſt, um, nachdem es zwiſchen d

[1]) Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre, Bd. II. Kick, Die Mehlfabrikation.

und d_1 ausgeblaſen iſt, einer erneuerten Wirkung zwiſchen den cannelirten Kegeln b und b_1 ausgeſetzt zu werden. Derſelbe Vorgang findet in jeder Etage in gleicher Art ſtatt. Die Arbeit dieſer Maſchine, welche der Natur der Sache nach weniger in einem Schälen als vielmehr einem Putzen der Körner beſteht, wird ſehr gerühmt.

Eine wiederholte Bearbeitung in einzelnen Etagen über einander findet überhaupt bei den mit cannelirten Flächen arbeitenden Maſchinen vielfach ſtatt, und es möge als ein Beiſpiel hierfür die ſehr verbreitete Maſchine von Henkel u. Seck (Fig. 414, auf S. 639) angeführt werden. An dem mit der ſtehenden Axe A feſt verbundenen Siebcylinder a ſind Flügel b angebracht, welche vermöge ihrer ſchnellen Umdrehung das bei e eingeführte Getreide gegen den aus Wellblech gebildeten Mantel c ſchleudern und daran herumtreiben. Durch die im Inneren dieſes Mantels angebrachten feſten Ringe d wird das freie Herabfallen des Getreides unterbrochen, indem daſſelbe aus einer der ſo gebildeten Abtheilungen in die darunter befindliche nur an einer Stelle gelangen kann, wo der die beiden Abtheilungen trennende Ring ausgeſchnitten iſt. Der Mantel c iſt auf etwa $1/5$ des Umfanges aus gelochtem Eiſenblech gebildet, durch deſſen Durchbrechungen der Staub und die abgeriebenen Theilchen von dem Windſtrome nach außen getrieben werden, welchen die mit der Siebtrommel verbundenen Flügel f erzeugen. An dieſen Theil des Mantels ſchließt ſich eine Kammer zur Aufnahme des Staubes an. Der Abſtand der Schläger b von dem Mantel c iſt durch Schrauben und von den Ringen d durch Heben oder Senken der Axe A zu reguliren, welche letztere 300 bis 350 Umdrehungen in der Minute macht.

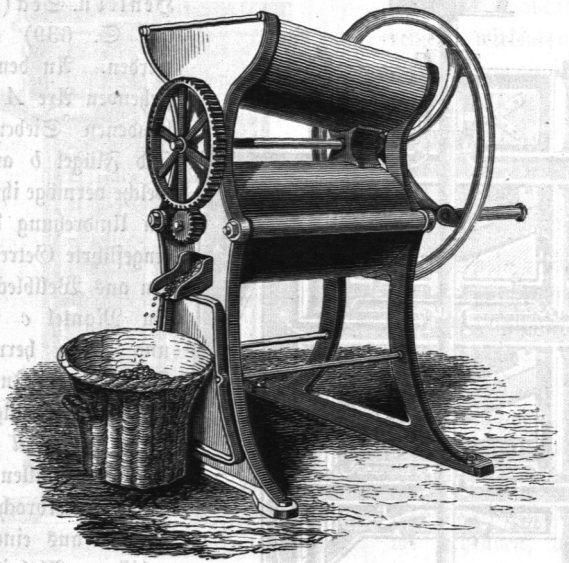
Fig. 416.



Die Leiſtung dieſer Maſchine wird bei einer Betriebskraft von fünf bis ſechs Pferden zu 9 bis 14 Hectoliter Getreide in der Stunde angegeben [1]).

In welcher Art die mit Bürſten arbeitenden Putzmaſchinen eingerichtet ſind, kann aus den beiden Fig. 415 u. 416 erkannt werden. Bei der erſteren Maſchine von Zahn [2]), Fig. 415 (a. S. 640), werden die Getreidekörner durch an dem rotirenden Cylinder *a* angebrachte Schlagleiſten *b* gegen den im ganzen inneren Umfange mit ſchräg eingeſetzten Bürſten verſehenen Cylinder *c* geworfen, wobei ſie in Schraubenlinien von dem Einlaß *d* nach der Austrittsrinne *e* gelangen und unterwegs durch das Flügelrad *f* entſtäubt werden.

Fig. 417.



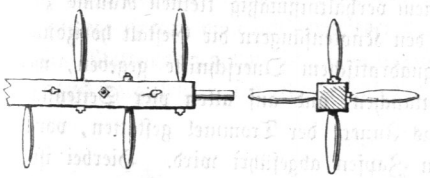
Bei der Maſchine von Fritſch [3]) dagegen, Fig. 416 (a. v. S.), ſind auf der Axe *a* die beiden coniſch ausgehöhlten Steine *b* angebracht, welche ſich unterhalb der feſten Bürſtenkegel *c* drehen. Eine kräftige, durch die beiden Flügelräder *d* und *e* veranlaßte Ventilation, wie ſie in der Figur durch die Pfeile verſinnlicht iſt, bewirkt in ſehr wirkſamer Weiſe die Entſtäubung des Getreides.

Schließlich mögen hier noch diejenigen Maſchinen angeführt werden, welche zur Befreiung der Gerſtenkörner von den daran ſitzenden Grannen dienen, die durch das Dreſchen und Putzen nicht entfernt werden können,

1) Kick, Die Mehlfabrikation.
2) D. R.-P. Nr. 40 380.
3) D. R.-P. Nr. 35 275.

und daher eines ſehr kräftig wirkenden Trennungsmittels bedürfen. Meiſtens beſteht ein ſolcher Grannenreiniger aus einem in geneigter Lage feſt aufgeſtellten Cylinder aus Drahtſieb, in deſſen Axe ſich eine Welle mit vielen radial durchgeſteckten Meſſern oder Armen dreht, welche vermöge ihrer ſchnellen Bewegung die Grannen abſchlagen. Die Oeffnungen in der Siebtrommel geſtatten den abgeſchlagenen Theilen den Durchtritt nach außen, während die entgrannten Körner die Trommel an ihrem tieferen Ende verlaſſen. Hiernach wird die Einrichtung der Maſchine von Barrett[1]), Fig. 417, leicht verſtändlich ſein. Die in die geneigte Mulde eingebrachte Gerſte gelangt durch einen Canal am tieferen Ende in die entgegengeſetzt geneigte, aus einem Drahtgeflechte gebildete Trommel. Innerhalb der letzteren iſt eine Axe mit Schlägern, wie ſie durch Fig. 418 verdeutlicht wird, gelagert, welche mittelſt eines Rädervorgelages von der angedeuteten Kurbelwelle ihre Umdrehung erhält. Die von den Grannen befreite Gerſte tritt durch eine Rinne in erſichtlicher Weiſe aus der Maſchine heraus.

Fig. 418.

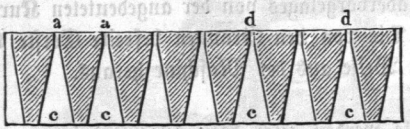


Knotenfänger. Siebwerke werden auch dazu angewendet, um aus dem bei der Papierfabrikation erzeugten ſogenannten Zeuge oder Stoffe, einer breiartigen Maſſe, die gröberen, nicht genügend zerkleinerten Haderntheile, die Knoten, abzuſondern. Wegen der faſerigen Beſchaffenheit der in der Maſſe enthaltenen Theile iſt hierbei die Anwendung der gewöhnlichen Siebplatten mit kreisrunden Löchern oder der Drahtgewebe mit quadratiſchen Oeffnungen ausgeſchloſſen, da ſolche Oeffnungen den längeren Faſern nur ſchwer den Durchgang geſtatten und wegen der trichterförmigen Wirkung zu einem lebhaften Einſaugen der Knötchen und damit zu einem ſchnellen Verſtopfen der Siebe Veranlaſſung geben. Aus dieſem Grunde wendet man ſtets länglich rechteckige Oeffnungen von 0,1 bis 0,15 m Länge und etwa 0,5 mm Breite an, die entweder durch Ausfräſen aus gegoſſenen Meſſingplatten, oder durch Zuſammenſetzung einzelner Stäbchen gebildet werden, welche zwiſchen ſich nach Art der gewöhnlichen Roſtſtäbe die beſagten feinen Zwiſchenräume belaſſen. In Fig. 419 (a. f. S.) iſt der Querſchnitt durch eine derartige Siebplatte gegeben. Der feine Stoff tritt bei *a d* durch die nach der Austrittsſeite *c* hin ſich erweiternden Zwiſchenräume hindurch, während die Knoten zurückgehalten werden. §. 124.

[1]) Hamm, Die landw. Geräthe u. Maſchinen Englands.

Die einfachſten Knotenfänger beſtehen aus derartig durchbrochenen horizontal gelagerten Platten, durch welche der Stoff hindurchtreten muß, und zwar führt man, je nach den Umſtänden, den Stoff ebenſowohl von oben nach unten wie auch in umgekehrter Richtung von unten nach oben durch die Platten hindurch. Die Größe der Platten muß ſo bemeſſen ſein, daß die für den unausgeſetzten Betrieb der Papiermaſchine fortwährend erforderliche Maſſe regelmäßig durch die Oeffnungen hindurch gelangen kann, und hieraus erklärt es ſich, warum für große Papiermaſchinen meiſtens mehrere Fangplatten hinter oder über einander angeordnet werden. Um die Anbringung großer Flächen in einem verhältnißmäßig kleinen Raume zu ermöglichen, hat man auch wohl den Knotenfängern die Geſtalt horizontaler, prismatiſcher Trommeln von quadratiſchem Querſchnitte gegeben, welche gänzlich in die Papiermaſſe eintauchen, und auf allen vier Seitenflächen dem Stoffe den Eintritt in das Innere der Trommel geſtatten, von wo derſelbe durch einen der hohlen Zapfen abgeführt wird. Hierbei iſt die ganze durchbrochene Fläche fortwährend in Wirkſamkeit, wie bei den gewöhnlichen ebenen Fangplatten.

Fig. 419.



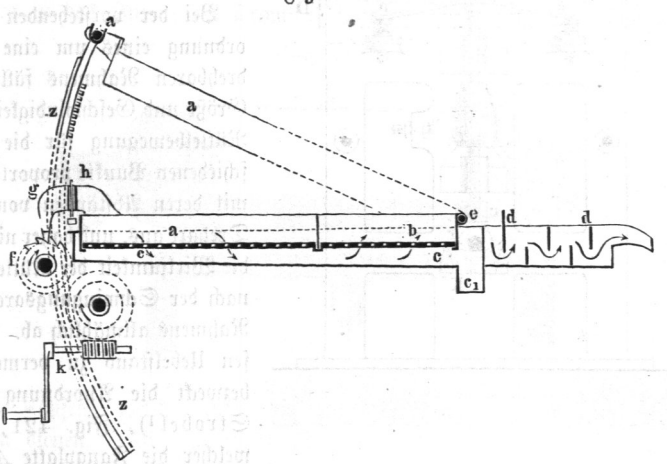
Auch cylindriſche, auf dem ganzen Umfange mit den beſagten ſchlitzförmigen Durchbrechungen verſehene rotirende Trommeln ſind zur Anwendung gebracht worden, in deren Inneres der zu reinigende Stoff eingeführt wird, ſo daß die feine Maſſe nach außen durchſchlägt, während die Knoten im Inneren zurückgehalten werden, von wo ſie durch eine beſondere Einrichtung ausgetragen werden. Von dieſen Trommeln kommt, wie bei den gewöhnlichen Trommelſieben, ſtets nur ein geringer Theil des Umfanges zur Wirkung, weshalb man die Maſſe auch wohl in umgekehrter Richtung von außen nach innen geführt hat, um einen größeren Theil des Umfanges auszunutzen. Auch hat man aus demſelben Grunde und der leichteren Zugänglichkeit halber dem Knotenfänger die Form eines cylindriſchen Segmentes gegeben, welchem anſtatt der rotirenden eine pendelnde Bewegung um die horizontale Aufhängeaxe ertheilt wird.

Zur gehörigen Wirkſamkeit aller Knotenfänger iſt eine ſtetige Offenhaltung der Durchbrechungen die erſte Bedingung, und man hat daher der Erfüllung dieſer Aufgabe ſtets eine beſondere Aufmerkſamkeit zugewendet und ſehr verſchiedene Mittel in Anwendung gebracht. Bei den gewöhnlichen Fangplatten ſucht man den angeführten Zweck durch eine Rüttelung der Platten mittelſt Prallbewegung zu erreichen, indem die durch dieſe Bewegung auf die Maſſe ausgeübten kleinen Stöße ein Abſtoßen der dickeren

auf den Oeffnungen liegenden Knoten zur Folge haben. Auch hat man wohl durch die Bewegung eines endloſen, über der Fangplatte angebrachten Bandes mit geeigneten Abſtreichern aus Kautſchuk die Reinhaltung der Platten vorgenommen. Bei den trommelförmigen Knotenfängern bedient man ſich dagegen gewöhnlich der Spritzröhren, welche parallel zur Axe nahe dem Umfange angebracht ſind, und durch viele kleine Oeffnungen eine Reihe feiner Waſſerſtrahlen gegen den Trommelumfang treten laſſen. Eigenthümlich iſt die Reinhaltung der Oeffnung durch die ſogenannte Pulſation der Zeugmaſſe, welche man dadurch erreicht, daß man dieſe Maſſe in der Nähe der Siebplatte in ſchnell auf einander folgende Schwingungen verſetzt, zu welchem Zwecke man ſich verſchiedener Mittel bedienen kann.

Ein Plattenfänger von der Conſtruction Dautrebande's[1]) iſt durch Fig. 420 dargeſtellt. Derſelbe beſteht aus den beiden Fangplatten *a* und *b*,

Fig. 420.



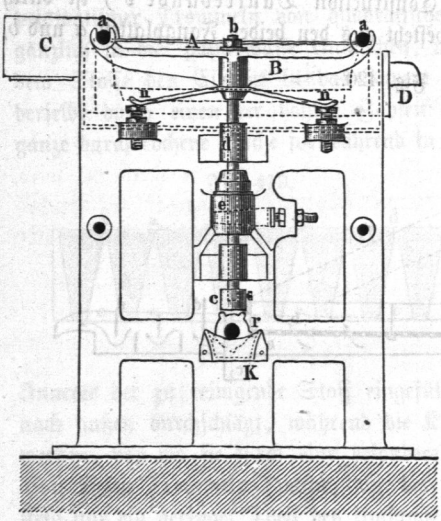
welche der Stoff nach einander durchzieht, und zwar, wie durch die Pfeile angedeutet, in *a* von oben nach unten und in *b* von unten nach oben. Die durch *b* hindurchgetretene Maſſe gelangt in die darunter befindliche Schale c_1, von welcher ſie unter den Querwänden *d* hinweg nach der Papiermaſchine geführt wird, wobei noch eine Abſonderung der ſchwereren Theile, wie Sand und des leichten Schaums, ſowie der ſogenannten Katzen, ſtattfindet. Der um die Axe *e* ſchwingende Rahmen erhält durch zwei ſchnell rotirende Schlagrädchen *f* die zum Offenhalten der Sieböffnungen dienende Rüttelbewegung, indem der Rahmen vermittelſt der beiden Knaggen *g* von den Zähnen der Rädchen *f* erhoben wird, um darauf durch ſein eigenes Gewicht

[1]) Dingler's pol. Journ., Bd. 232. Hoyer, Fabrikation des Papiers.

wieder nieder zu fallen. Kautſchukbuffer *h* verhüten hierbei die harten Stöße und das damit verbundene Geräuſch.

Ein beſonderer Vortheil dieſer Art von Knotenfängern beſteht außer in der einfachen Einrichtung, namentlich in der Ueberſichtlichkeit der ganzen Anordnung und der Leichtigkeit, mit welcher die Platten gereinigt werden können. Zu dem letzteren Zwecke läßt ſich der Rahmen in die punktirte Lage vermittelſt einer Hebevorrichtung bringen, welche im Weſentlichen aus dem zu *e* concentriſchen Zahnbogen *z* und einem eingreifenden Zahnrade beſteht, deſſen Axe durch ein Schneckengetriebe mittelſt der Handkurbel *k* gedreht werden kann. Solcher Knotenfänger ſind in der Regel mehrere ſo neben einander aufgeſtellt, daß der Stoff von allen nach einer gemeinſamen Abflußrinne geführt wird.

Fig. 421.



Bei der vorſtehenden Anordnung eines um eine Axe drehbaren Rahmens fällt die Größe und Geſchwindigkeit der Rüttelbewegung für die verſchiedenen Punkte proportional mit deren Abſtänden von der Drehaxe aus, und daher nimmt die Wirkſamkeit der Rüttelung nach der Schwingungsaxe des Rahmens allmählich ab. Dieſen Uebelſtand zu vermeiden bezweckt die Anordnung von Strobel[1]), Fig. 421, bei welcher die Fangplatte *A* an den vier Ecken durch Zapfen *a* auf zwei Traverſen *B* gehängt iſt, welche mittelſt der bei *d* und *e* ſenkrecht geführten Stangen *bc* durch die Schlagrädchen *r* die Rüttelung empfangen. Das Gewicht des Siebrahmens und der Fangplatte *A* iſt hierbei theilweiſe durch die Federn *n* aufgehoben, wodurch die zum Rütteln erforderliche Arbeit herabgezogen und die Bewegung zu einer elaſtiſchen gemacht wird.

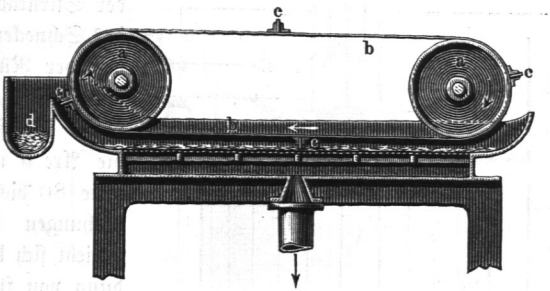
Bezüglich der ebenen oder flachen Knotenfänger möge nur noch erwähnt werden, daß bei der Anordnung von Tidcombe[2]) die Platte keine Rüttelbewegung erhält und die Reinigung derſelben von Knoten durch ein über

[1]) Hoyer, Fabrikation des Papiers.
[2]) D. R.-P. Nr. 28507.

zwei Walzen *a*, Fig. 422, geführtes endloſes Tuch *b* bewirkt wird, das mit den über die Platte ſtreifenden Abſtreichern *c* aus Kautſchuk verſehen iſt, welche bei der langſamen Umdrehung der Walzen die zurückgehaltenen Knoten nach *d* hin befördern.

Von den rotirenden Knotenfängern ſei der durch ſeine zweckmäßige und ſinnreiche Anordnung ausgezeichnete und in den Papierfabriken vielfach angewendete Knotenfänger von Wandel in Reutlingen angeführt, welcher durch die Fig. 423 I u. II[1]) (a. f. S.) dargeſtellt iſt. Die aus einzelnen gebogenen Fangplatten zuſammengeſetzte Trommel *A* von etwa 0,6 m Durchmeſſer und mehr oder minder großer Länge iſt, da ſie eine durchgehende Axe nicht enthält, vermittelſt weiter cylindriſcher Anſätze der Stirnwände gelagert und erhält um dieſe hohlen Zapfen eine langſame Drehung (0,6 bis 0,8 Umdrehungen in der Minute). Die Zuführung des zu reinigenden Stoffes in das Innere der Trommel erfolgt aus der Rinne *E* durch die

Fig. 422.



hohlen Zapfen, welche gleichzeitig zur Abführung der zurückgehaltenen Knoten dienen. Zu dem Ende iſt in der oberen Hälfte der Trommel die Rinne *G* feſt gelagert, ſo daß ſie die Knoten auffängt, welche von der Trommel bei deren langſamer Drehung emporgehoben werden, um aus der höchſten Lage im Scheitel der Trommel wieder herabzufallen. Die Erhebung wird dabei durch einzelne im Inneren der Trommel vorſtehende Leiſten bewirkt und das Abfallen durch die Waſſerſtrahlen befördert, welche aus den feinen Löchern des über der Trommel angebrachten Spritzrohres *r* gegen den Trommelumfang treffen. Dieſes Waſſer tritt zum Theil durch die Schlitze der Fangplatten hindurch und ſpült die Knoten nach der Rinne *G* aus dem Inneren der Trommel hinweg. Der durch die Schlitze nach außen hindurchgetretene Stoff gelangt durch die Rinne *F* nach der Papiermaſchine. Um auch bei dieſer Maſchine ein Offenhalten der

[1]) Die Fig. 423 iſt ebenſo wie die Figuren 419 bis 421, 424 und 425 dem Werke von Hoyer, Die Fabrikation des Papiers, entnommen.

Fig. 423 I.

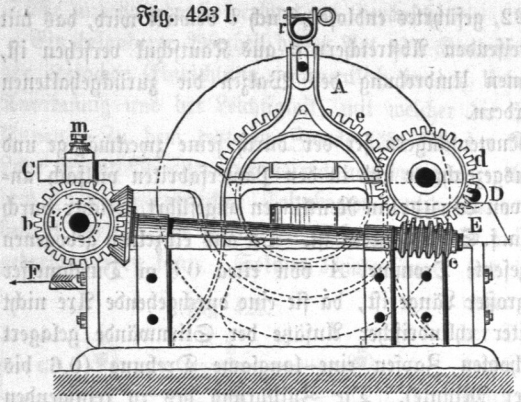
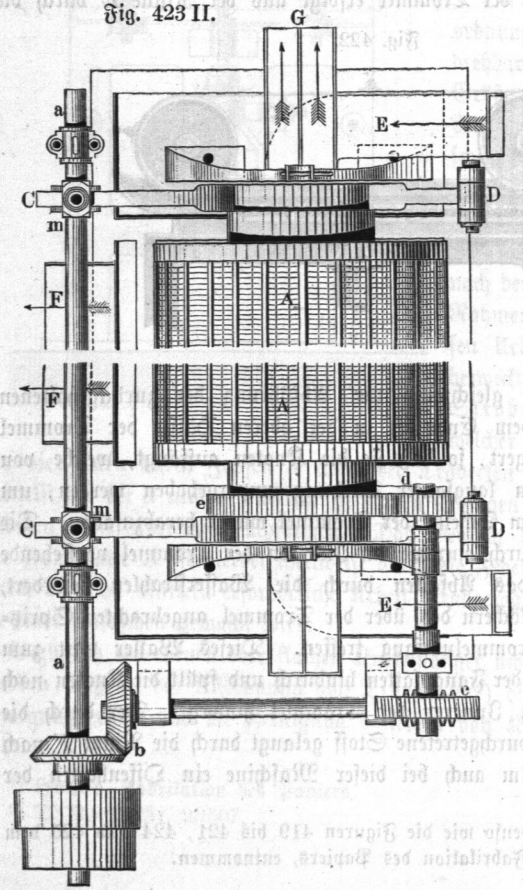


Fig. 423 II.



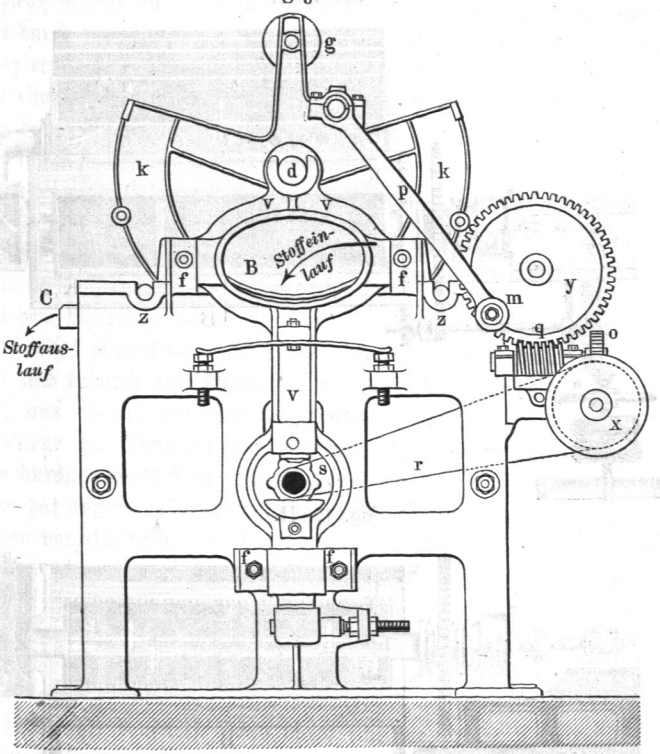
Schlitze durch eine Rüttelbewegung zu erzielen, finden die erwähnten Hohlzapfen ihre Lager in den beiden Hebeln *CD*, welche, um *D* drehbar, die Rüttelbewegung durch zwei Schlagrädchen *i* in der aus der Figur ersichtlichen Art erhalten. Es iſt auch aus der Figur zu erkennen, wie die langſame Umdrehung der Trommel *A* mittelſt der Stirnräder *e d* und des Schneckengetriebes *c* von der Rüttelwelle *a* aus durch die Kegelräder *b* erfolgt. Da die Axe *a* in der Minute 80 bis 100 Umdrehungen macht, ſo ergiebt ſich bei Anwendung von fünfzähnigen Schlagrädchen die Zahl der Rüttelbewegungen zu 400 bis 500, während durch das Schneckengetriebe *c* die Bewegung erheblich verlangſamt auf die Trommel übertragen wird.

Der Umſtand, daß die Schwingungsaxe *D* der Trommel mit der Axe des Getriebes *d* nicht zuſammenfällt, hat zwar zur Folge, daß bei der Schwingung der Hebel *CD* die Ent-

fernung zwiſchen der Trommelaxe und jener Axe von *d* einer gewiſſen Veränderung unterliegt, doch iſt dieſe Veränderung, wie leicht zu erſehen, von ſo geringer Größe, daß ein nachtheiliger Einfluß auf den regelrechten Eingriff der Zahnräder *de* nicht zu befürchten iſt, namentlich dann nicht, wenn dieſe Zähne durch Evolventen begrenzt werden.

Ein beſonderer Vortheil der rotirenden Knotenfänger muß in dem Umſtande erkannt werden, daß wegen der ununterbrochenen Umdrehung immer

Fig. 424.



neue Siebflächen zur Wirkung kommen, ein Vortheil, welcher wohl die hauptſächliche Urſache für die größere Verbreitung der rotirenden Knotenfänger ſein dürfte. Allerdings kommt, wie ſchon oben bemerkt wurde, von der geſammten im Trommelumfange enthaltenen Siebfläche ſtets nur ein verhältnißmäßig geringer Theil zur Wirkung, und man hat daher, um dieſen Uebelſtand zu vermeiden, für den Knotenfänger nach Fig. 424 die Form eines Cylindersegmentes[1]) gewählt, welchem eine ſchaukelnde oder Pendelbewegung ertheilt wird.

[1]) D. R.-P. Nr. 31754.

Dieſe Schaukelbewegung erhält der in den Zapfen *d* unterſtützte Knotenfänger *k* von etwa halbcylindriſcher Geſtalt mittelſt der Lenkerſtange *p* von dem Kurbelzapfen *m* aus, deſſen langſame Umdrehung durch das Schneckengetriebe *q* vermittelt wird. Behufs der Rüttelung ſind die beiderſeitigen Lager *v* nach unten hin verlängert, um durch Schlagrädchen *s* angehoben zu werden, was durch die Anordnung der Feder erleichtert wird, welche einen Theil des Gewichtes trägt. Das Gegengewicht *g* iſt angebracht, um den

Fig. 425 I.

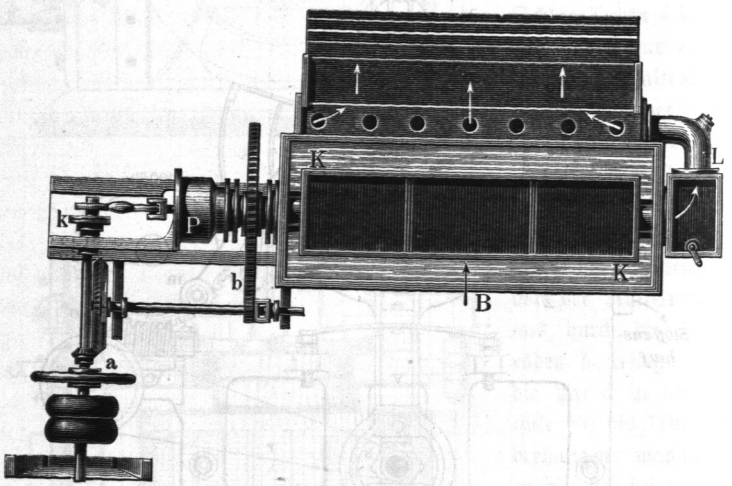
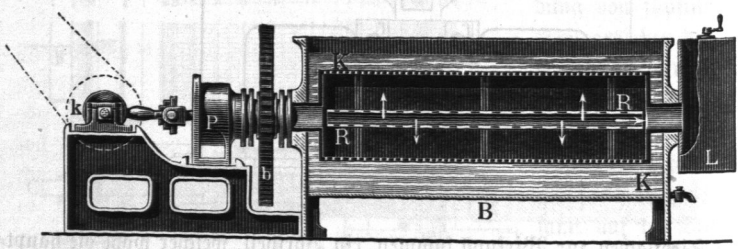


Fig. 425 II.



Schwerpunkt der Wiege in die Drehaxe *d* zu verlegen, ſo daß durch dieſe Ausbalancirung nicht nur die Schwingung mit geringerer Kraft ermöglicht wird, ſondern auch der Knotenfänger behufs Auswechſelung oder Reinigung der Fangplatten bequem herumgedreht werden kann. Die Zuführung des Stoffes geſchieht durch die zu dem Ende brillenförmig angeordnete Erweiterung *B* des Lagerſtückes, die Abführung des nach außen getretenen Stoffes durch die Rinne *C*. Durch zwei Spritzröhren *z* wird für eine ſtetige Offenhaltung der Schlitze geſorgt. Dieſer Knotenfänger zeichnet ſich

aus durch die gute Ausnutzung der Fangplatten, ſowie durch die Ueberſichtlichkeit und die leichte Zugänglichkeit.

Die Art, wie eine Pulſation der Maſſe behufs Offenhaltung der Durchbrechungen in Anwendung gebracht werden kann, iſt aus Fig. 425, I. und II. zu erkennen, welche den Knotenfänger von Bertram in Edinburg [1]) darſtellt. Die Trommel R hat hierbei die Geſtalt eines vierſeitigen Prismas, deſſen vier Seitenflächen durch die Fangplatten K gebildet werden und welches gänzlich in die in dem Kaſten B enthaltene Maſſe eingetaucht iſt. Das Zeug bewegt ſich daher in das Innere der Trommel hinein, aus welcher es durch den einen Hohlzapfen nach dem Behälter L und von da nach der Papiermaſchine abfließt. Der entgegengeſetzte, ebenfalls hohle Zapfen iſt mit einem kleinen Pumpencylinder P verbunden, in welchem ein maſſiver Kolben durch die Kurbelwelle k in ſchnelle hin- und hergehende Bewegung verſetzt wird, ſo daß der Kolben in der Minute etwa 150 bis 250 Doppelhübe von ungefähr 30 mm Hubhöhe macht. In Folge dieſer Bewegung wird die im Inneren der Trommel enthaltene Maſſe abwechſelnd einem größeren, den Ausfluß nach L beſchleunigenden Drucke, bald einer geringeren, den Eintritt in die Trommel befördernden Preſſung ausgeſetzt. Gleichzeitig ſoll der bei dem Vorgange des Kolbens auf die Maſſe ausgeübte größere Druck ein theilweiſes Zurückſtoßen der Maſſe durch die Zwiſchenräume der Fangplatten und dadurch eine Reinigung von außerhalb hängenden Knoten bewirken, und es iſt, um dieſe Einwirkung möglichſt gleichmäßig über die ganze Länge der Trommel zu vertheilen, im Inneren derſelben ein mit Löchern durchbrochenes Rohr angebracht.

Man hat außerdem die Pulſation noch in ſehr verſchiedener Art hervorzubringen vorgeſchlagen, z. B. durch Kautſchukplatten im Inneren der Fangtrommel [2]), denen man durch eine Schubſtange eine zitternde Bewegung ertheilt oder durch eine in der hohlen Fangtrommel befindliche maſſive Trommel [3]), welche dadurch, daß ſie excentriſch gelagert iſt, durch ihre Umdrehung die beabſichtigten Schwingungen in der Maſſe erzeugt. Auch hat man bei einer cylindriſchen Trommel, welche der Stoff von außen nach innen durchzieht, denſelben Zweck durch eine die untere Trommelfläche in geringem Abſtande concentriſch umgebende, muldenförmige Blechplatte zu erreichen geſucht, welche durch ein Rüttelwerk zu ſchnellen Schwingungen in ſenkrechter Richtung veranlaßt wird [4]).

Schließlich möge noch erwähnt werden, daß man auch die Anwendung von Schleudermaſchinen oder Centrifugen [5]) (ſiehe dort) zum Abſondern der Knoten vorgeſchlagen hat, derart, daß man den Korb der

[1]) Hoyer, Papierfabrikation. — [2]) Dingler's pol. Journ., Bd. 232, S. 291. — [3]) Ebendaſ., Bd. 238, S. 464. — [4]) D. R.-P. Nr. 24953. — [5]) D. R.-P. Nr. 6754.

Schleudermaſchine aus Fangplatten bilden und die Form ſo wählen ſoll, daß die im Inneren zurückgehaltenen Knoten nach unten hin gelangen. Eine größere Verwendung ſcheint dieſes Verfahren nicht gefunden zu haben.

Mit den Knotenfängern ſtimmen hinſichtlich ihres Zweckes wie ihrer Einrichtung auch die in Rübenzuckerfabriken zum Entfaſern des ausgepreßten Rübenſaftes angewandten Maſchinen in gewiſſem Grade überein[1]). Dieſe Maſchinen kommen im Weſentlichen auf die Anwendung vom Sieben hinaus, denen man verſchiedene Formen gegeben hat. Bei der einfachſten Einrichtung tritt der zu entfaſernde Saft in das Innere einer gewöhnlichen, unter geringer Neigung gegen den Horizont gelagerten Siebtrommel, durch deren Maſchen der Saft hindurchtritt, während die Faſern an dem dem Einlaufe entgegengeſetzten Ende der Trommel von dieſer ausgeworfen werden.

Dagegen iſt die Siebtrommel des Entfaſerers von Lintz ein wenig in den Saft eines umgebenden Kaſtens eingetaucht, ſo daß die flüſſigen Theile durch die Sieböffnungen in das Innere der Trommel eintreten, wo ſie von Schöpfarmen ununterbrochen auf die Höhe der Axe gehoben werden, ſo daß ſie durch die hohlen Zapfen zum Abfluß kommen. Die zurückgehaltenen Faſern ſammeln ſich in dem Kaſten an, von wo ſie zeitweiſe entfernt werden. Auch hat man durch eine größere Umdrehungsgeſchwindigkeit der Siebtrommel ein Abſchleudern der Faſern von derſelben und dadurch ein ſtetiges Reinhalten der Sieböffnungen zu erzielen geſucht[2]).

Dieſer letztere Zweck wird bei dem Lincke'ſchen Entfaſerer durch eine Bürſtenwalze erreicht, welche über dem kreisförmigen, um eine ſenkrechte Axe drehbaren Siebe gelagert iſt, und welche vermöge ihrer Umdrehung fortwährend die von dem Siebe zurückgehaltenen Faſern nach einer Abführungsrinne befördert.

§. 125. **Staubfänger.** Bei vielen Arbeitsmaſchinen, insbeſondere bei den Zerkleinerungsmaſchinen für trockene, ſowie bei den Auflockerungsmaſchinen für Faſerſtoffe, und in Schleifereien wird durch den Arbeitsproceß die Entſtehung von mehr oder minder feinem Staub veranlaßt, welcher, wenn er ſich in die umgebenden Arbeitsräume verbreitet, für die Geſundheit der ſich darin Aufhaltenden im höchſten Grade ſchädlich iſt, und welcher in einzelnen Fällen, namentlich in Mahlmühlen, auch ſchon zu Exploſionen geführt hat. Es iſt daher in vielen Fabriken von Wichtigkeit, dieſen Staub zurückzuhalten, d. h. die mit Staub erfüllte Luft von den darin ſchwebenden feſten Theilchen zu trennen, ſo daß ſie gereinigt entlaſſen wird, indem es in den meiſten Fällen nicht angängig iſt, die ſtaubführende Luft einfach ins Freie abzuführen, da die Ablagerung der Staubtheilchen auf den umliegenden Grundſtücken vielfach zu berechtigten Klagen der Nachbarn geführt hat.

[1]) Stammer, Lehrb. der Zuckerfabrikation. — [2]) Stammer, Ergänzungsbd.

Die zu erfüllende Aufgabe zerfällt in zwei Theile, indem man erſtens die den Staub führende Luft zu verhindern hat, in die Arbeitsräume zu treten und zweitens die gedachte Abſonderung vorzunehmen hat. Den erſten Zweck der Verhinderung einer Verbreitung der ſtauberfüllten Luft kann man durch luftdicht ſchließende Umhüllungen der betreffenden Arbeitsmaſchinen nur unvollkommen erreichen, da es äußerſt ſchwer iſt, ſolche Umhüllungen für den feinſten Staub undurchläſſig zu machen. Auch iſt bei den meiſten Maſchinen ein vollſtändiger Abſchluß ſchon wegen der nothwendigen Hantierung, ſowie wegen der Zufuhr und Abführung des Arbeitsmaterials nicht angängig. Man hilft ſich daher in vielen Fällen durch *Abſaugen der Luft* aus den beſagten Umhüllungen vermittelſt eines geeigneten Gebläſes, welches im Inneren der Umhüllung eine Druckverminderung gegenüber dem außerhalb herrſchenden Luftdrucke hervorruft, in Folge wovon an allen undichten Stellen und ungenügenden Abſchlüſſen der Umhüllung friſche Luft von außen nach innen eingezogen wird. Hierdurch wird das Austreten von Staub wirkſam verhindert, während ein ſolches immer beobachtet wird, wenn im Inneren ein auch nur ſehr geringer Ueberdruck vorherrſcht, wie er etwa durch Luftſtauung hervorgerufen werden kann. Daraus geht hervor, daß blaſend oder drückend wirkende Gebläſe für den vorliegenden Zweck nicht geeignet ſind.

Wenn, wie es z. B. bei den *Nadelſchleifmaſchinen* der Fall iſt, die Anbringung einer Umhüllung wegen der Thätigkeit der Arbeiter überhaupt nicht thunlich iſt, ſo kann eine Abführung des Staubes durch eine kräftige Saugwirkung allein erzielt werden, wenn die Mündung des Saugrohrs in möglichſter Nähe der Angriffsſtelle angebracht wird, wo der Staub entſteht, welcher dann durch den lebhaften Luftſtrom in das Saugrohr hineingeführt wird.

Vielfach wird durch die betreffende Luftbewegung gleichzeitig ein anderer Zweck angeſtrebt, ſo z. B. bei den *Schlagmaſchinen* für Baumwolle eine Reinigung der letzteren und bei den *Mahlmühlen* eine Kühlung der Mahlflächen und Vergrößerung der Leiſtungsfähigkeit, worüber an den betreffenden Stellen in §§. 37 und 116 das Nähere bereits angeführt wurde.

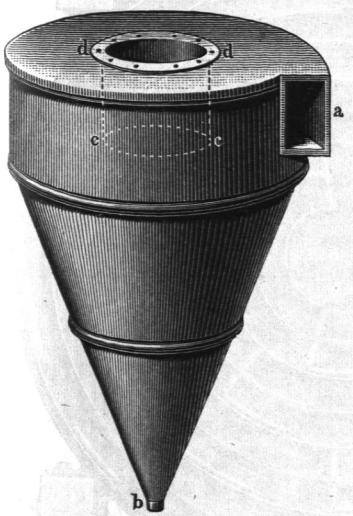
Die zweite Aufgabe, welche in der Abſonderung der Staubtheilchen aus der von den Arbeitsmaſchinen abgeführten Luft beſteht, iſt um ſo ſchwieriger zu löſen, je feiner der mitgeführte Staub iſt. Für die Fortführung der Staubtheilchen durch den Luftſtrom gelten ganz ähnliche Betrachtungen, wie ſie bei den *Setzmaſchinen* in Bezug auf Waſſer und bei den *Grieſsputzmaſchinen* für Luft angeſtellt worden ſind. Danach wird ein Staubtheilchen entgegen ſeinem Gewichte durch einen aufſteigenden Luftſtrom ſchwebend erhalten, ſobald die Geſchwindigkeit des letzteren einen beſtimmten, mit der Größe und Dichte des Korns zunehmenden Werth hat. Da hiernach die feinſten Staubtheilchen ſchon bei einer ſehr geringen Luftgeſchwindigkeit ſchwebend erhalten werden, ſo ergiebt ſich hieraus, daß man zur Abſonderung dieſer

feinſten Theilchen die Geſchwindigkeit der Luft ganz bedeutend ermäßigen muß, was durch Einführung des Luftſtromes in entſprechend weite Kammern bewirkt werden kann. Dieſes Mittel der Anwendung von *Staubkammern* von großem Durchgangsquerſchnitte für die hindurchgeleitete Staubluft wird daher vielfach benutzt. Die Uebelſtände ſolcher Staubkammern beſtehen hauptſächlich in dem großen Raumbedarf für dieſelben, wozu bei Mahlmühlen die vermehrte Exploſionsgefahr hinzukommt. Auch iſt, da die Luft nach der Paſſirung dieſer Kammern durch einen Austrittscanal ins Freie entlaſſen werden muß, eine vollſtändige Entſtaubung hierbei nicht möglich, da ſolche Theile entweichen, welche vermöge der Geſchwindigkeit ſchwebend erhalten werden, die der Luft in dem Austrittscanale zu eigen iſt. Ein möglichſt großer Querſchnitt für dieſen Austrittscanal iſt daher zu empfehlen. Die Reinigung der großen Luftmengen, welche von den Schleifſteinen der Nadelfabriken abgeſaugt werden, pflegt man dadurch zu bewirken, daß man dieſe Luft durch lange, wagerechte Canäle von ſehr großem Querſchnitte hindurchführt, welche durch eingebaute Zwiſchenwände in einzelne Kammern abgetheilt ſind, die durch Oeffnungen in den Zwiſchenwänden mit einander in Verbindung ſtehen. Bei dieſer Anordnung findet hinter jeder dieſer Oeffnungen eine plötzliche bedeutende Geſchwindigkeitsermäßigung der hindurchziehenden Luft ſtatt, in Folge deren die mitgeführten Stein- und Stahltheilchen in der Kammer zu Boden fallen. Dieſe Anordnung hat ſich als eine zweckmäßige bewährt, wenn auch der von dem Ventilator zu bewältigende Widerſtand ein ziemlich erheblicher iſt, da hierbei der Luft jedesmal bei dem Durchgange durch die Oeffnung in einer Zwiſchenwand eine Beſchleunigung mitgetheilt werden muß.

Um die Staubkammern zu vermeiden, kann man ſich beſonderer Maſchinen zur Staubabſonderung, ſogenannter *Staubfänger*, bedienen. Dieſe Maſchinen, welche in ſehr verſchiedener Anordnung vorgeſchlagen und zur Ausführung gebracht worden ſind, laſſen ſich im Allgemeinen in zwei Gruppen theilen, nämlich in ſolche, in denen die Abſcheidung vermöge eines *Filterns* oder *Durchſeihens durch Tücher* geſchieht, und in ſolche, bei welchen eine Abſonderung vermöge der *Centrifugalkraft* angeſtrebt wird. Die letzteren Maſchinen, welche ſich meiſt durch Einfachheit auszeichnen, dürften hinſichtlich der vollſtändigen Abſonderung, namentlich der feinſten Staubtheilchen, in der Regel viel zu wünſchen übrig laſſen, während andererſeits die filternden Maſchinen bei guter Ausführung zwar eine genügende Reinigung der Luft erzielen laſſen, aber an dem ſehr läſtigen Uebelſtande einer ſchnellen Verſtopfung der Filterflächen durch den darauf abgeſetzten Staub leiden, ein Uebelſtand, welchem nur durch ein regelmäßiges Reinigen theilweiſe abgeholfen werden kann. Die zu einer ſolchen Reinigung dienenden Vorkehrungen ſind daher für dieſe Art der Staubfänger von ganz beſonderer Wichtigkeit.

Eine ſehr einfache Einrichtung zeigt der Staubfänger der Knickerbocker Co. in Jackſon[1]), der nach Fig. 426 aus einem kegelförmigen Gehäuſe beſteht, welchem die Staubluft durch den am oberen weiten Ende tangential angeſchloſſenen Canal *a* zugeführt wird, während die in der Kegelſpitze bei *b* befindliche enge Oeffnung das Herausfallen des Staubes ermöglicht. Die Trennung wird hierbei dadurch bewirkt, daß die bei *a* eingeführte Luft im Inneren des Gehäuſes eine kreiſende Bewegung annimmt, vermöge deren die Staubkörper zufolge der Fliehkraft gegen die Wandung getrieben werden, an welcher ſie in ſchraubenförmigen Windungen nach der Mündung *b* hingleiten. Die ſolcherart gereinigte Luft entweicht durch das im Deckel des Gehäuſes befindliche Anſatzrohr *c d* ins Freie. Es wird wohl kaum gelingen, durch dieſen Apparat eine vollſtändige Abſcheidung auch der feinſten und leichteſten Staubtheilchen zu erzielen, während er für die Abſcheidung größerer Theile vermöge ſeiner einfachen Anordnung empfehlenswerth erſcheint.

Fig. 426.



Bei dem Staubſammler von Grundig, Zahn & Löwe[2]) wird ebenfalls die kreiſende Bewegung des Luftſtromes benutzt, um vermöge der Fliehkraft die Staubſcheidung zu erlangen, indem die Staubluft durch einen ſchneckenförmig gewundenen Canal getrieben wird, Fig. 427 (a. f. S.), in welchen ſie bei *a* eintritt, um ihn durch die Mittelöffnung *b* zu verlaſſen. Durch geſchlitzte Röhren *c* an der Außenwand der Canalwindung ſoll der gegen dieſe Wand vermöge der Fliehkraft getriebene Staub aufgefangen und nach außen hin abgeführt werden.

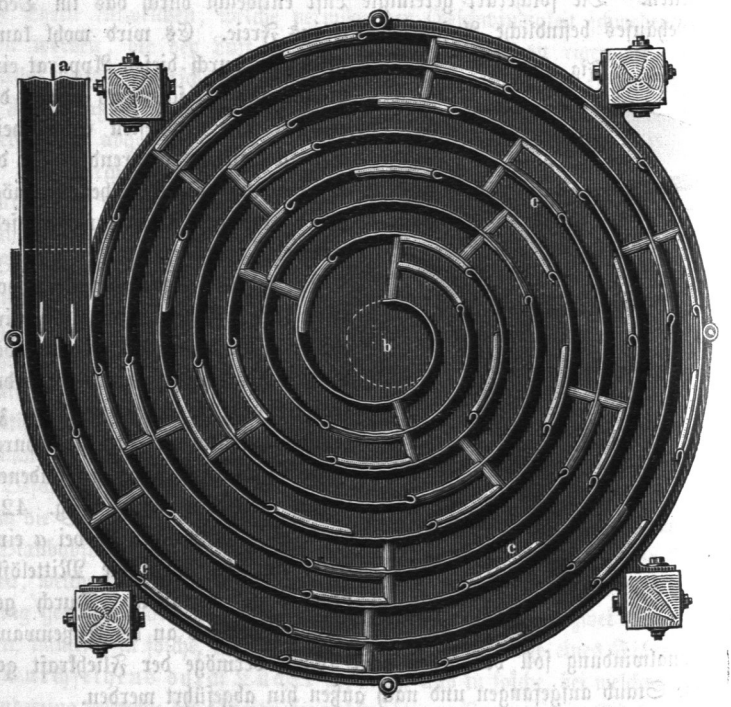
In eigenthümlicher Weiſe ſucht H. Seck[3]) die Abſcheidung der Staubtheilchen durch die Fliehkraft zu bewirken, welche ihnen durch ſchnell umlaufende Ringe ertheilt werden ſoll. Die bei *a* in das Gehäuſe *b*, Fig. 428 (auf S. 657), eintretende Luft wird hier durch das Flügelrad *c* nach oben hin abgeſaugt, welches durch die ſtehende Axe *d* mit einer Geſchwindigkeit von 300 Umdrehungen in der Minute bewegt wird. An dieſer Drehung betheiligen ſich auch die in mehreren Etagen über einander angebrachten

[1]) D. R.-P. Nr. 39219. — [2]) D. R.-P. Nr. 45790. — [3]) D. R.-P. Nr. 44377 u. 47395.

Ringe *e*, welche die Staubtheilchen der ſich durch die Zwiſchenräume aufwärts bewegenden Luft durch Reibung mitnehmen ſollen. Iſt dies der Fall, ſo werden dieſe Theilchen vermöge der Fliehkraft ſich gegen die inneren Flächen dieſer Ringe legen, von wo ſie durch Abſtreicher *f* abgenommen werden können, um in Rinnen *g* zu fallen, welche den Staub nach einer Transportſchnecke *h* führen.

Die Einrichtungen[1]), welche darauf beruhen, die Staubluft durch Flügelräder in ſchnellen Umſchwung zu ſetzen, und die Abſcheidung durch Sieb-

Fig. 427.



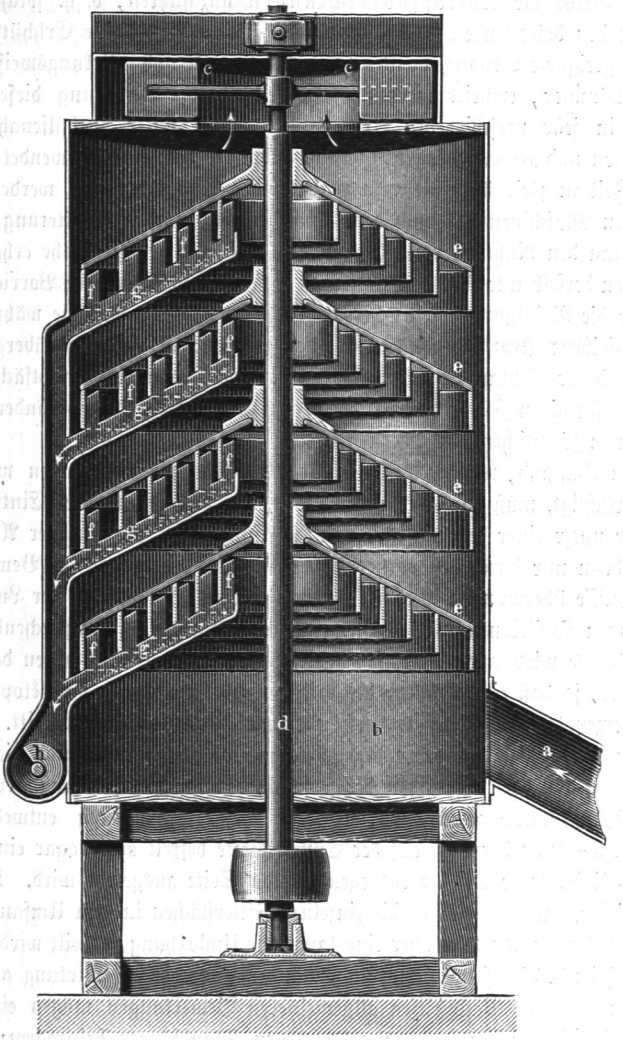
mäntel zu bewirken, gegen welche die ſchwereren Körper vermöge der Fliehkraft geſchleudert werden, dürften wohl nur eine Abſonderung der größeren Verunreinigungen erreichen laſſen.

Die Staubfänger, welche die Abſonderung des Staubes vermöge des Durchſeihens der Luft durch Filtertücher bewirken, unterſcheiden ſich von einander hauptſächlich nur durch die Form, welche den Filtertüchern gegeben wird. Bei vielen Apparaten dieſer Art wird das aus Flanell gebildete

[1]) D. R.-P. Nr. 27986 u. 49231.

Filtertuch zu einer Ebene geſpannt, indem man damit Rahmen von meiſtens rechteckiger Grundrißform überzieht und ſolche Rahmen derartig in den Weg der Staubluft einſchaltet, daß die Luft durch die Poren des wollenen

Fig. 428.



Tuches hindurchtritt, während die Staubtheilchen auf der Eintrittsſeite des Tuches zurückgehalten werden. Von beſonderer Wichtigkeit hierbei iſt die Herſtellung einer möglichſt großen Filterfläche, welche zu erzielen häufig die

Anordnung des Tuches in zickzackförmigen Ebenen gewählt wird. Außerdem hat man, wie ſchon bemerkt wurde, für eine regelmäßige Reinigung des Tuches von dem darauf abgelagerten Staub zu ſorgen, zu welchem Zwecke man ſehr verſchiedene Hülfsmittel angewendet hat. Unter dieſen ſind in erſter Reihe die Abklopfvorrichtungen anzuführen, d. h. ſolche, durch welche den betreffenden Tuchflächen von Zeit zu Zeit kleine Erſchütterungen durch geeignete Organe, meiſtens von der Geſtalt und Wirkungsweiſe kleiner Hebelhämmer, ertheilt werden. Die ſelbſtthätige Bewegung dieſer Theile wird in ſehr verſchiedener Art, in der Regel unter Zuhülfenahme von Daumen und Federn bewirkt. Auch Bürſten hat man verwendet, welche von Zeit zu Zeit über die rein zu haltenden Tücher geführt werden. Bei anderen Maſchinen hat man dem Tuche dadurch eine Erſchütterung ertheilt, daß man den Rahmen von Zeit zu Zeit auf eine gewiſſe Höhe erhebt, um ihn von derſelben wieder herabfallen zu laſſen. Wieder andere Vorrichtungen ſuchen die Reinigung der Tücher dadurch zu erzielen, daß die während des Durchſeihens ſtraff geſpannten Tücher zeitweiſe in einen vorübergehenden Zuſtand der Schlaffheit verſetzt werden, wobei man ſich hauptſächlich der ſchlauchförmigen Filter bedient, bei denen zuweilen die Formveränderung bis zu einem förmlichen Umſtülpen getrieben wird.

Ein Umſtand, welcher die Wirkung aller Abklopfvorrichtungen weſentlich beeinträchtigt, muß daran erkannt werden, daß die Luft auf der Eintrittsſeite immer unter einer erheblich größeren Preſſung ſteht, als auf der Austrittsſeite, denn nur durch den vorherrſchenden Ueberdruck können die Bewegungshinderniſſe überwunden werden, welche ſich dem Durchgange der Luft durch die engen Zwiſchenräume des Gewebes entgegenſetzen. Entſprechend dieſem Ueberdrucke wird aber der auf dem Tuche abgeſetzte Staub gegen das Tuch gedrückt, ſo daß ein Abfallen des erſteren trotz der durch die Klopfvorrichtung erzeugten Erſchütterung nicht oder nur unvollkommen eintritt.

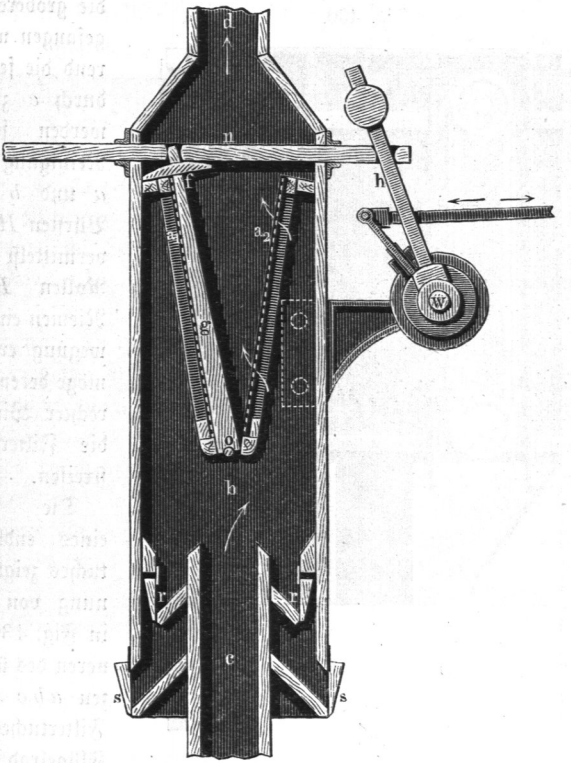
Um dieſem Uebelſtande zu begegnen, hat man die Einrichtung vielfach ſo getroffen, daß derjenige Theil des Tuches, welcher der Wirkung der Klopfvorrichtung unterworfen wird, während dieſer Einwirkung entweder von dem Ueberdrucke der Luft auf der Eintrittsſeite befreit oder ſogar einem zeitweiſen Ueberdrucke auf der entgegengeſetzten Seite ausgeſetzt wird. Um dies zu erzielen, hat man vielfach die einzelnen Filterflächen in dem Umfange einer Trommel angeordnet, welcher eine langſame Umdrehung ertheilt wird, ſo daß alle Theile des Umfanges nach und nach der angegebenen Wirkung ausgeſetzt werden können. Nach dieſen allgemeineren Bemerkungen mögen einige der hauptſächlich zur Anwendung gekommenen Staubfänger beſprochen werden.

Der Staubfänger von Holtzhauſen[1]) enthält zwei ebene Siebrahmen

[1]) D. R.-P. Nr. 44826.

a_1 a_2, Fig. 429, welche in gegen einander geneigter Stellung in dem Gehäuſe b angebracht ſind, und durch welche die bei c eingeführte Staubluft hindurchtritt, um gereinigt bei d zu entweichen. Die Eigenthümlichkeit beſteht in der Abklopfvorrichtung, welche durch die zwiſchen den Rahmen a angebrachte Platte g gebildet wird, die eine um o ſchwingende Bewegung erhält. In Folge dieſer Schwingung fällt dieſe Platte abwechſelnd gegen den einen und den andern Siebrahmen, demſelben hierdurch die zum Ab-

Fig. 429.

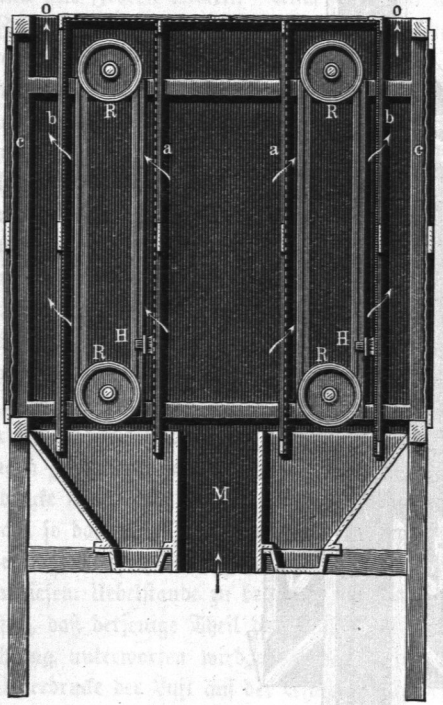


klopfen des Staubes erforderliche Erſchütterung ertheilend. Dadurch, daß die Klappe g mit einer beiderſeits über ihre Fläche hervortretenden Decke f verſehen iſt, wird vor dem jedesmaligen Aufſchlagen zwiſchen dem Tuche und der Klappe eine beſtimmte Luftmenge abgeſchloſſen und verdichtet, ſo daß durch den hierdurch bewirkten Ueberdruck der Luft das Abfallen des Staubes befördert wird, der beiderſeits durch die Klappen r s entfernt wird. Die Bewegung der Klappe vermittelſt des Schiebers n durch den Hebel h iſt aus der Figur erſichtlich, wozu bemerkt werden mag, daß dieſer

Hebel *h* vermittelſt der durch eine Kurbel in Schwingung verſetzten Axe *w* bis zur ſenkrechten Lage angetrieben wird, worauf das auf *h* befindliche Gewicht durch ſein Fallen die beſagte Klopfwirkung veranlaßt.

Verticale Filtertücher *abc*, Fig. 430, verwendet auch Rühlmann[1]), und zwar von verſchiedener Feinheit, derart, daß die Tücher *a* am lockerſten und diejenigen *b* etwas dichter gewebt ſind, während der Bezug *c* aus ganz dicht geſchlagener Segelleinewand beſteht. Die in *M* aufſteigende Staubluft muß, ehe ſie bei *o* entweicht, die Gewebe *a* und *b* durchdringen, wobei die gröberen Theile abgefangen werden, während die feinſten Theile durch *c* zurückgehalten werden ſollen. Die Reinigung der Flächen *a* und *b* wird durch Bürſten *H* bewirkt, die vermittelſt endloſer, über Rollen *R* laufender Riemen eine ſtetige Bewegung erhalten, vermöge deren ſie in regelrechter Wiederkehr über die Filterflächen hinſtreifen.

Fig. 430.



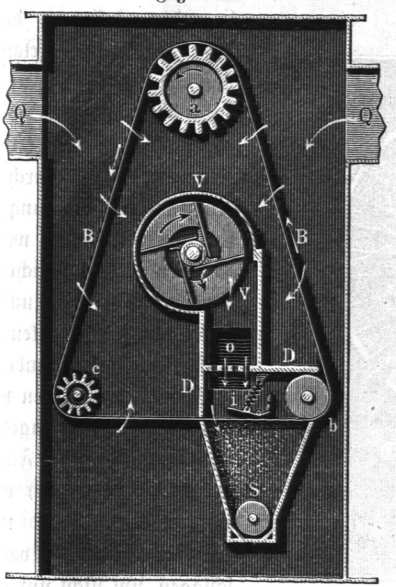
Die Verwendung eines endloſen Filtertuches zeigt die Anordnung von H. Seck[2]) in Fig. 431. Im Inneren des über die Walzen *abc* umlaufenden Filtertuches *B* iſt ein Flügelrad *V* angebracht, welches die bei *Q* eintretende Staubluft durch das Filtertuch hindurch anſaugt, um dieſelbe, vom Staub gereinigt, durch die Oeffnung *o* ſeitlich ins Freie zu blaſen. Ein Abklopfer *i* wirkt gegen den unteren Theil des Tuches an einer Stelle, welche durch die Platten *D* und die Walze *b* von dem Saugraume im Inneren des Tuches abgeſchloſſen iſt und gegen welche gepreßte Luft aus dem Gebläſehals durch Oeffnungen in der Abſchlußwand *D* geführt

[1]) D. R.-P. Nr. 31989. — [2]) D. R.-P. Nr. 32004 und 37813.

wird, um das Abfallen des Staubes zu befördern, welcher durch die Transportſchnecken *S* entfernt wird.

In welcher Weiſe man die Reinigung der Luft durch ein Syſtem von Filterzellen bewirken kann, welche in regelmäßiger Aufeinanderfolge einzeln abgeklopft werden, iſt aus Fig. 432 (a. f. S.) erſichtlich. Das Filtertuch *t* iſt hierbei ſternförmig um die Stäbe *a* und *b* einer horizontalen Trommel in radialen Zügen geſpannt, und die bei *E* in den Behälter *k* eintretende Luft wird durch ein in der Figur nicht weiter angedeutetes Gebläſe angeſaugt, ſo daß die Luft durch das Tuch in der Richtung der Pfeile ſich nach dem Trommelinneren bewegt, während der Staub auf der Außenfläche des Filtertuches ſich ablagert. Die Trommel erhält eine abſetzende Drehung um je eine Zellentheilung, ſo daß durch die Abklopfvorrichtung *d* ſtets der über der Transportſchnecke *s* befindliche Stab einer Erſchütterung ausgeſetzt werden kann, welche eine Reinigung der über dieſen Stab geſpannten Zellenwände bewirken ſoll. Wenn man hierbei die zwiſchen dieſen Flächen enthaltene Zelle *e* durch einen Abſchlußcanal *c* der Saugwirkung entzieht und in dieſen Canal gepreßte Luft leitet, ſo wird dadurch die Reinigung weſentlich befördert, indem der hervorgerufene Gegenſtrom ein Fortblaſen des Staubes bewirkt, welcher ohne dieſe Einrichtung durch die Saugwirkung feſt gegen das Tuch gezogen wird.

Fig. 431.

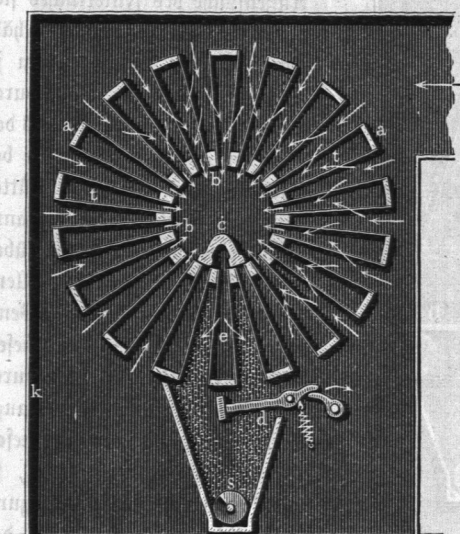


Die Einführung von Preßluft in den Canal *c* kann einfach dadurch geſchehen, daß man den letzteren durch eine Leitung mit dem Blaſehals des zugehörigen Ventilators verbindet[1]). Man hat zu dieſem Zwecke wohl auch einen beſonderen Apparat von der Wirkung eines gewöhnlichen Blaſebalgs[2]) angewendet, welcher nach jedesmaliger Schaltbewegung der Trommel durch eine Kurbel zuſammengedrückt wird. Bei der von Nagel & Kämp[3])

[1]) D. R.-P. Nr. 40117, 40125, 40391. — [2]) D. R.-P. Nr. 44202. — [3]) D. R.-P. Nr. 36030.

angegebenen Einrichtung wird der Gegenluftſtrom in einfacher und ſinnreicher Weiſe wie folgt erzeugt. Die ſtaubführende Luft tritt hierbei als Preßluft in den die Filtertrommel umgebenden Kaſten *a*, Fig. 433, um, nachdem ſie durch das Tuch hindurchgezogen iſt, innen durch *f* abgeführt zu werden. In jeder der Stellungen, welche die Trommel in Folge der Wirkung eines Schaltapparates einnimmt, iſt eine Außenzelle *b*, d. h. eine mit Staub erfüllte, deren Wände mit Staub behaftet ſind, durch die Platte *c* von der Preßluft im Gehäuſe *a* abgeſchloſſen, während gleichzeitig eine Platte *d* im Inneren die beiden benachbarten Innenzellen *e* abſchließt, welche mit reiner Luft erfüllt ſind. In Folge deſſen wird die aus den anliegenden Zellen *g* durch das Tuch nach *e* gelangte Luft, da ihr der Weg nach *f* durch die Platte *d* verſperrt iſt, aus *e* in die Zelle *b* treten, ſo daß hierdurch die beabſichtigte Reinigung erzielt werden kann, welche durch eine Klopfvorrichtung *k* befördert wird; *s* und *S* ſind Transportſchnecken zur Abführung des Staubes.

Fig. 432.



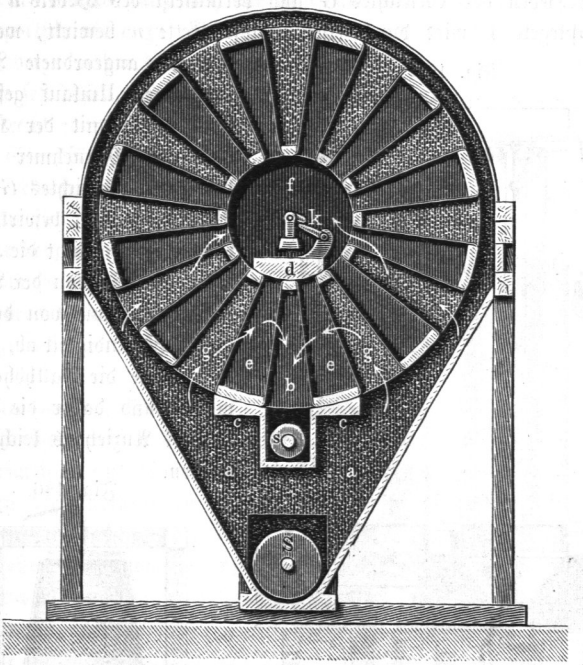
Anſtatt der in den vorſtehenden Figuren angedeuteten Anordnung des Filtertuches hat Kreiß[1]) auch eine Trommelform nach Art der Fig. 434 vorgeſchlagen, um nicht nur eine größere Filterfläche anordnen zu können, ſondern auch ein beſſeres Abfallen des Staubes von den Flächen zu erzielen. Radiale Zwiſchenwände *w* theilen auch hier die einzelnen Ringe *a* in Zellen ab.

Jaacks & Behrns[2]) wenden bei ihren Staubfängern ſchlauchförmige Flanellbeutel *f*, Fig. 435 (auf S. 664) an, welche mit den unteren offenen Enden an den Raum *R* angeſchloſſen ſind, dem die Staubluft unter Druck durch den Canal *K* zugeführt wird. Das obere Ende jedes dieſer Schläuche iſt durch einen kreisförmigen Deckel *b* verſchloſſen, welcher vermittelſt einer über Rollen geführten Kette *c* durch ein Gewicht *G* für gewöhnlich angezogen wird, ſo daß die betreffenden Schläuche geſpannt er-

[1]) D. R.-P. Nr. 41430. — [2]) D. R.-P. Nr. 38396 und 40856.

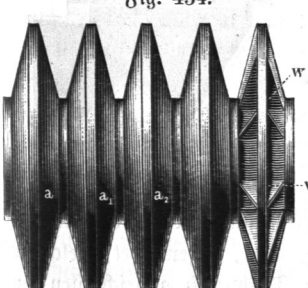
halten werden. Da die in die Schläuche tretende Staubluft größere als atmoſphäriſche Preſſung hat, ſo werden die Schläuche aufgebläht und die

Fig. 433.



gereinigte Luft entweicht nach außen, den Staub im Inneren der Schläuche zurücklaſſend. Behufs der Reinigung wird von Zeit zu Zeit durch Anheben des beſagten Gewichtes G die Spannung der Schläuche aufgehoben und dann durch plötzliches Herabfallen des Gewichtes dem Beutel ein Ruck ertheilt, in Folge deſſen der Staub im Inneren abfällt. Da dieſes Fallen des Gewichtes eine ſchnelle Anſpannung des Schlauches bewirkt, und während des Fallens die Staubluft durch den gehobenen Ventilkegel V von dem Sacke abgeſperrt iſt, ſo entſteht im Inneren des letzteren bei der plötzlichen Anſpannung eine Luftverdünnung, in Folge deren atmoſphäriſche Luft durch das Tuch nach innen tritt, ſo daß durch dieſe Gegenſtrömung die Reinigung befördert wird. Der aus dem Beutel herabgefallene Staub

Fig. 434.



kann, ſobald der Verſchlußkegel aus der gehobenen Stellung V_1 wieder in diejenige V geſenkt iſt, nach unten in den Ablauf A fallen, während von Neuem Staubluft in den nunmehr wieder geſpannten Sack eintritt. Das zeitweiſe Heben des Gewichtes G und vermittelſt des Hebels h auch des Verſchlußkegels V wird durch eine endloſe Kette n bewirkt, welche über geeignet angeordnete Rollen in langſamen Umlauf geſetzt wird, ſo daß ein mit der Kette verbundener Mitnehmer das Anheben des Gewichtes G und des Verſchlußkegels bewirken kann. Selbſtredend hängt die Häufigkeit des Reinigens von der Länge dieſer Kette, ſowie von deren Umlaufsgeſchwindigkeit ab, und kann ebenſo wie die Fallhöhe des Gewichtes und daher die Lebhaftigkeit des Anziehens leicht geregelt werden.

Fig. 435.

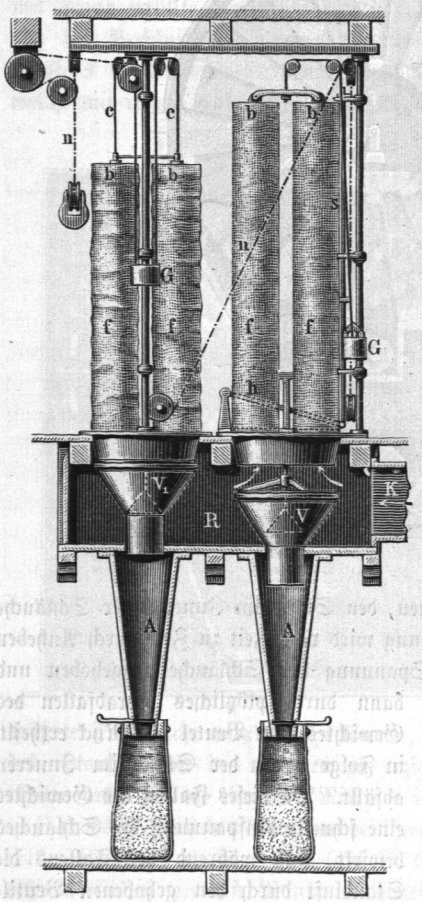
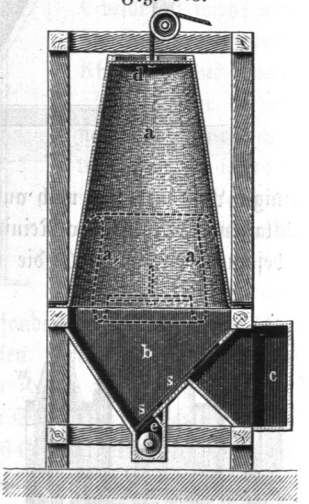


Fig. 436.



Bei dem Staubfänger von H. Morgan[1]) ſind Beutel von kegelförmiger, nach oben verjüngter Geſtalt a, Fig. 436, angewendet, welche mit dem weiteren, unten offenen Ende an den Trichter b angeſchloſſen ſind, der aus dem Canal c die Staubluft erhält. Das obere Ende iſt durch

[1]) D. R.-P. Nr. 36479.

einen Deckel d verſchloſſen, welcher durch ein Gewicht nach oben gezogen, den Sack für gewöhnlich in Spannung erhält. Nach gewiſſen Zeitabſchnitten läßt man dieſen Deckel frei herabfallen, wobei die Reinigung durch das Umſtülpen des Sackes ſtattfindet, wie in a_1 angedeutet iſt. Der Staub fällt der Transportſchnecke e zu, deren Behälter ebenſo wie der Staubcanal c durch Schieber s während des Reinigens von dem Trichter b abgeſchloſſen wird. Die ſelbſtthätige Bewegung dieſer Schieber und des Deckels d wird durch eine recht complicirte Einrichtung veranlaßt.

Dieſer Staubfänger eignet ſich, ebenſo wie der vorhergehende, durch Fig. 434 erläuterte, wegen der Verwendung der ſchlauchförmigen Filter offenbar nur für ſolche Fälle, in denen die ſtaubführende Luft unter einer höheren als der atmoſphäriſchen Preſſung ſteht, und es iſt daher, wie oben angeführt wurde, bei der Verwendung dieſer und ähnlicher Staubfänger auf eine beſonders gute Abdichtung der Zuführungscanäle und der Beutelanſchlüſſe zu achten.

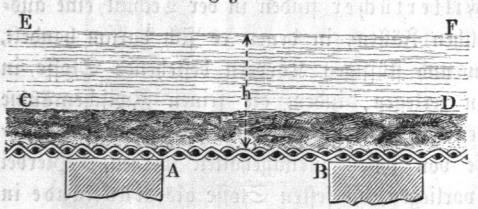
Filterpressen. Die Filtertücher finden in der Technik eine ausgedehnte Verwendung in ſolchen Fällen, in denen es ſich darum handelt, gewiſſe breiartige, aus feſten und flüſſigen Körpern beſtehende Stoffe in dieſe beiden Beſtandtheile zu zerlegen, indem die feinen Zwiſchenräume zwiſchen den Gewebefaſern den Flüſſigkeiten den Durchgang geſtatten, während die feſten Beſtandtheile von ihnen zurückgehalten werden. Hierbei kann ebenſowohl die Abſicht vorliegen, die feſten Stoffe als Rückſtände in einer compacten, möglichſt von Flüſſigkeit freien Beſchaffenheit herzuſtellen, wie auch die entgegengeſetzte, in dem durch die Tücher gegangenen ſogenannten Filtrat eine von beigemengten feſten Stoffen möglichſt gereinigte Flüſſigkeit zu erhalten. Die erſte Abſicht der Gewinnung der feſten Rückſtände liegt beiſpielsweiſe vor, wenn in Porzellanfabriken die geſchlämmte Kaolinmaſſe von dem Waſſer durch Filter befreit wird, während das Filtriren des Rübenſaftes in Zuckerfabriken die Reinigung der zuckerhaltigen Flüſſigkeit von den darin enthaltenen Faſern bezweckt. §. 126.

Um ſich von dem Vorgange der Filtration eine klare Vorſtellung zu machen, hat man ſich das angewendete Filtertuch AB, Fig. 437 (a. f. S.), wie eine durch ſehr viele ſehr feine Canäle oder Röhrchen durchſetzte Platte zu denken, welche in A und B durch feſte Unterlagen geſtützt wird. Befindet ſich über dieſem Tuche eine Flüſſigkeit, deren Oberfläche durch EF dargeſtellt ſein möge, ſo wird dieſelbe durch die gedachten Röhren oder Canälchen zwiſchen den Faſern mit einer Geſchwindigkeit ſich hindurch bewegen, welche um ſo erheblicher ſein muß, je größer die Druckhöhe h der Flüſſigkeit über der Filterfläche iſt. Die Durchflußgeſchwindigkeit wird aber beträchtlich kleiner ſein, als die zu dieſer Höhe gehörige Fallgeſchwindig-

keit $v = \sqrt{2gh}$, und zwar nicht nur, weil die Reibungswiderſtände in den gedachten ſehr engen Canälen verhältnißmäßig groß ſind, ſondern auch, weil in denſelben gerade wegen ihrer geringen Weite die Wirkung der Capillarkräfte von erheblichem Einfluſſe auf die Durchgangsbewegung ſein muß.

Nachdem die Filtration einige Zeit ſtattgefunden hat, während welcher die Oberfläche der Flüſſigkeit beſtändig auf der Höhe EF erhalten wurde, hat ſich auf dem Filter eine beſtimmte Menge feſter Rückſtände etwa bis zur Höhe CD abgelagert, zwiſchen deren einzelnen Theilen ebenfalls mehr oder minder feine Canälchen enthalten ſind. Auch dieſe Canälchen müſſen von der jetzt abzuſondernden Flüſſigkeit durchzogen werden, und da hierdurch der zu überwindende Widerſtand erheblich geſteigert worden iſt, ſo wird nunmehr die Flüſſigkeit mit entſprechend geringerer Geſchwindigkeit hindurchtreten. Hieraus erklärt ſich die bei jeder Filtration zu beobachtende Verlangſamung der Wirkung mit zunehmender Dicke der niedergeſchlagenen Schicht. Bei einer gewiſſen Dicke der letzteren kann unter Umſtänden, d. h. bei beſtimmter Beſchaffenheit der Stoffe, der fernere Durchgang ganz aufhören, und hierin liegt der Beweis von der Wirkung der Capillarkraft, denn ohne dieſelbe müßte ein Durchgang von Flüſſigkeit auch bei größerer Dicke der feſten Schicht, wenn auch mit geringer Geſchwindigkeit ſtattfinden. Ein Beweis für den großen Einfluß der Capillarkraft muß übrigens auch darin erkannt werden, daß durch keinen auch noch ſo großen Druck eine vollſtändige Befreiung der Rückſtände von der in ihnen enthaltenen Flüſſigkeit erreicht werden kann.

Fig. 437.



Aus den vorſtehenden Bemerkungen folgt, daß die Geſchwindigkeit der Filtration um ſo größer ausfällt, je größer der Druck der Flüſſigkeit gegen die Filterfläche und je kleiner die Dicke der auf dieſer abgelagerten Schicht des Rückſtandes iſt. Ferner erkennt man, daß die Menge der durch eine Filterfläche hindurchtretenden Flüſſigkeit im directen Verhältniſſe zu der Größe der freien Filterfläche ſtehen wird, wobei unter der freien Filterfläche diejenige zwiſchen den Auflagerpunkten A und B zu verſtehen iſt, an welcher ein ungehinderter Abfluß der hindurchgetretenen Flüſſigkeit ſtattfinden kann.

Dieſen Bedingungen gemäß ordnet man die hier in Frage kommenden Maſchinen derartig an, daß eine thunlichſt große, freie Filterfläche zur Ver-

wendung kommt, auf welcher die zurückgehaltene Schicht nur in geringer Dicke ſich ablagern kann, und daß die Filtration unter einem größeren Drucke ſtattfindet. Bei den älteſten Einrichtungen wandte man zu dieſem Zwecke beutelförmig geſtaltete Filter an, welche mit der zu ſondernden Maſſe gefüllt und darauf geſchloſſen wurden, um in einer geeigneten Schraubenpreſſe einer größeren, langſam ſteigenden Preſſung ausgeſetzt zu werden. Die hierbei verwendeten Säcke oder Beutel waren dabei durch Zwiſchenlagen von *gelochtem Blech* getrennt, ſo daß ein möglichſt großer Theil ihrer Oberfläche als eigentliche freie Filterfläche in Wirkſamkeit kommen konnte, was offenbar nicht der Fall ſein würde, wenn man die Beutel ohne feſte Zwiſchenplatten unmittelbar gegen einander preſſen wollte. Die Uebelſtände dieſer Art von Preſſen beſtanden vornehmlich in der Schwierigkeit und Unbequemlichkeit des Füllens der Beutel mit Maſſe und des Entleerens derſelben von den Rückſtänden und der dadurch veranlaßten geringen Leiſtungsfähigkeit, ſowie in dem großen Verſchleiß an Filtern.

Dieſen Uebelſtänden abzuhelfen, hat man die ſogenannten *Filterpreſſen* oder *Fachfilter* derart ausgeführt, daß eine größere Anzahl kammerförmiger Räume von geringer Weite neben einander angeordnet werden, in welche die zu ſondernde, unter einem größeren hydroſtatiſchen Drucke ſtehende Maſſe eingeführt wird. In Folge dieſes Druckes wird die Flüſſigkeit durch die aus Filtertuch gebildeten Seitenwände dieſer Kammern nach außen getrieben, während die feſten Rückſtände das Innere der Kammern in Form von zuſammenhängenden *Kuchen* ausfüllen, deren Entfernung nach dem Oeffnen der Kammern verhältnißmäßig leicht bewirkt werden kann.

Eine ſolche Filterpreſſe der *Daneck*'ſchen Conſtruction iſt in den Figuren 438 I und 438 II (a. f. S.) in der Seitenanſicht und in der Anſicht von oben dargeſtellt, welche Figuren ebenſo wie diejenigen Fig. 439 und 440 (a. S. 669) dem unten angegebenen Werke von *Stammer*[1]) entnommen ſind. Zwiſchen dem auf den Füßen G ruhenden feſten Kopfſtücke und dem auf den beiden Stangen d verſchieblichen Querſtücke Q befinden ſich abwechſelnd die eiſernen Platten S und die Rahmen R, welche in Fig. 439 und 440 beſonders dargeſtellt ſind, und zwar iſt in Fig. 439 ein Rahmen R abgebildet, während Fig. 440 eine Platte S darſtellt. Aus den Figuren iſt erſichtlich, daß die Platten ſowohl wie die Rahmen mittelſt angegoſſener Knaggen auf den Stangen d hängend, längs derſelben einer Verſchiebung befähigt ſind und leicht aus der Preſſe herausgehoben werden können. Der viereckige Rahmen R dient dazu, in ſeinem Innenraume eine Kammer zur Aufnahme des Kuchens zu bilden, indem zu dieſem Zwecke ein Filtertuch über den oberen Steg gehängt wird, das, zu beiden

[1]) Lehrbuch der Zuckerfabrikation von Dr. K. *Stammer*, Braunſchweig 1874.

Seiten herabhängend, die Seitenſtege und den unteren Steg überragt. Gegen die abgeſchliffenen ebenen Ränder des Rahmens wird dieſes Tuch allſeitig durch die entſprechenden Ränder der Platten *S*, Fig. 440, gepreßt, zu welchem Zwecke das bewegliche Querſtück *Q* durch die beiden Schrauben-

Fig. 438 I.

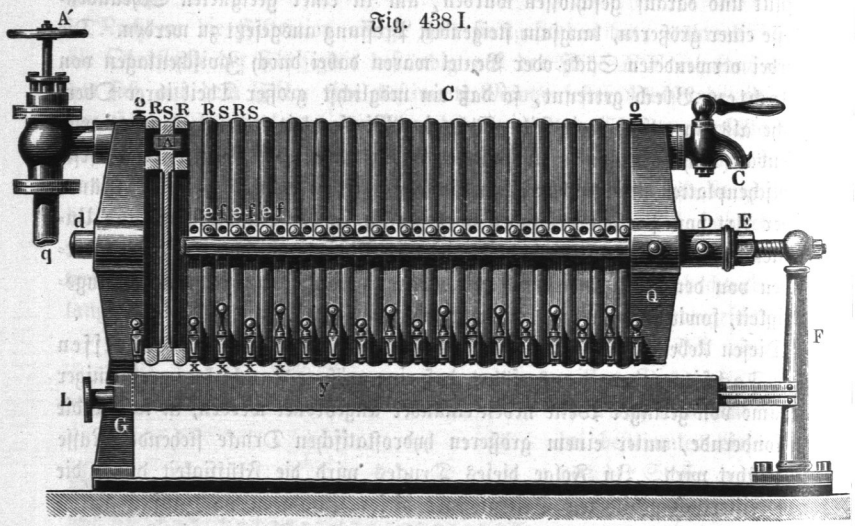
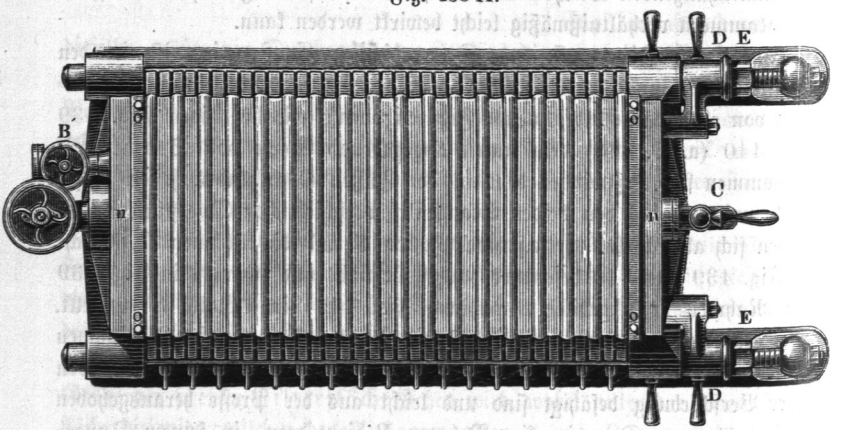


Fig. 438 II.



muttern *E* kräftig nach innen gedrückt wird. Hierdurch wird der dichte Abſchluß ringsum erzielt, wodurch daſelbſt ein Heraustreten der in die ſo gebildeten Kammern geleiteten Maſſe verhindert wird. Die Platten *S* enthalten im Inneren des hervorſpringenden, genau eben geſchliffenen Randes

eine dünnere Mittelwand, die auf beiden Seiten mit ſenkrechten Rillen zum Abfließen der durch die Filter gegangenen Flüſſigkeit verſehen iſt, wie dies aus Fig. 440 erſichtlich iſt. Zur Unterſtützung der Filtertücher pflegt man wohl auf die zwiſchen den gedachten Rillen hervorſtehenden Rippen auf jeder Seite eine durchlochte Blechplatte zu legen, wie dies in der oberen Ecke der Fig. 440 angedeutet iſt, doch hat man dieſe Bleche auch vielfach weggelaſſen und die Rippen der Platten unmittelbar zur Stütze der Filtertücher benutzt, wodurch man eine größere freie Filterfläche erreicht, als bei der Anwendung der gelochten Bleche, bei denen die freie Filterfläche auf den durch die Löcher dargeſtellten geringen Betrag beſchränkt iſt.

Fig. 439.

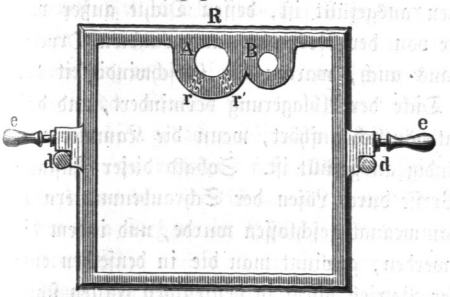
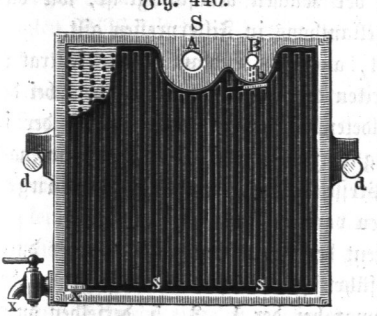


Fig. 440.



Nach dem Zuſammenſtellen der Rahmen und Platten bilden die in denſelben angebrachten Augen *A* und *B* zwei röhrenförmige Canäle, durch welche eine Flüſſigkeit geführt werden kann, wenn auch die Filtertücher an dieſen Stellen mit paſſenden Durchbrechungen verſehen ſind. Von dieſen beiden Röhren dient die weitere *A* zur Einführung der zu ſondernden ſchlammartigen Maſſe, und es iſt, um dieſe Maſſe in die Kuchenkammern zu leiten, in jedem Rahmen *R* mittelſt der Bohrungen *r* eine Verbindung des Schlammcanals *A* mit dem Rahmeninnern hergeſtellt, während bei den Platten *S* eine ſolche Verbindung nicht beſteht.

Hiernach ergiebt ſich, daß der am Ende des Schlammcanals durch das Rohr *q* und das darin befindliche Abſperrventil zugeführte Schlamm alle Rahmen erfüllt, und daß unter dem in dieſem Canale und den Kammern herrſchenden Drucke ein Hindurchtreten der Flüſſigkeit durch die Filtertücher und Siebbleche ſtattfindet, ſo daß die in den Rillen der Siebplatten herablaufende Flüſſigkeit bei jeder Siebplatte durch den unten angebrachten Ablaßhahn *x* ausfließen kann. Daß der aus den einzelnen Ablaßhähnen ausfließende Saft von einer gemeinſamen Saftrinne *y* aufgenommen wird, um durch das Rohr *L* zur weiteren Verwendung fortgeleitet zu werden, iſt aus Fig. 438 I zu erkennen.

Nach dem Auslaſſen einer ſolchen Preſſe pflegt der aus den Abflußhähnen austretende Saft zunächſt meiſtens etwas getrübt zu ſein, was daher rührt, daß anfänglich, ſo lange auf den Filtern noch keine Ablagerung feſter Stoffe ſich gebildet hat, noch feinere Theile der letzteren durch die Filter hindurchgehen, was aber nicht mehr ſtattfindet, ſobald die Ablagerungen eine gewiſſe Dicke erlangt haben. Es iſt aus der ganzen Einrichtung erſichtlich, daß in jeder Kammer die Flüſſigkeit von der Mitte aus nach beiden Seiten hin ſich durch die Filter bewegt, und daß die Kuchen durch allmähliches Anwachſen von den Seiten nach der Mitte hin entſtehen, indem die auf den Filtern ſich bildenden Niederſchläge ſich ſtetig verdicken, bis zuletzt die ganze Kammer von einem feſten Kuchen ausgefüllt iſt, deſſen Dichte außer von der Art der Maſſe, insbeſondere von der Größe des angewandten Druckes abhängt. Es erklärt ſich hieraus auch, warum die Geſchwindigkeit der Filtration ſich mit zunehmender Dicke der Ablagerung vermindert, und daß ſchließlich der Abfluß von Filtrat gänzlich aufhört, wenn die Kammer von dem entſtandenen Kuchen vollſtändig ausgefüllt iſt. Sobald dieſer Zuſtand eingetreten iſt, kann man die Preſſe durch Löſen der Schraubenmuttern *E* öffnen, nachdem zuvor der Schlammcanal geſchloſſen wurde, und indem die Rahmen einzeln herausgehoben werden, gewinnt man die in denſelben enthaltenen Schlammkuchen. Dieſer Betrieb pflegt in denjenigen Fällen ſtattzufinden, in welchen die Gewinnung der Kuchen beabſichtigt iſt, wie dies z. B. für die Entwäſſerung des Porzellanthons in Filterpreſſen gilt.

Wenn es dagegen darauf ankommt, aus dem Schlamme das Filtrat zu gewinnen, wie es z. B. in Zuckerfabriken der Fall iſt, wo man dem bei der Scheidung und Saturirung gebildeten Schlamme möglichſt viel der in ihm enthaltenen zuckerhaltigen Löſung entziehen will, ſo pflegt man nach beendigter Schlammzufuhr in der Preſſe meiſtens noch ein Auslaugen oder Ausſüßen der gebildeten Kuchen vorzunehmen.

Dieſes Auslaugen zu bewirken, dient der zweite Canal *B*, welcher durch alle Rahmen und Platten hindurchgeführt iſt. Dieſer Canal ſteht bei der halben Anzahl der Platten *S*, und zwar bei der 1., 3., 5. derſelben durch je zwei ſchräge Bohrungen, wie *b* in Fig. 440, in Verbindung mit den zwiſchen den Filtertüchern und den geriffelten Flächen befindlichen Räumen, ſo daß der behufs des Auslaugens in den Canal *B* eingeleitete Waſſerdampf dieſe Räume erfüllen kann. Wenn man nun zuvor die Abflußhähne *x* dieſer mit dem Dampfe in Verbindung ſtehenden Platten geſchloſſen hat, während die Hähne der zwiſchenliegenden 2., 4., 6. Platte geöffnet bleiben, ſo findet die beabſichtigte Auslaugung und zwar in folgender Weiſe ſtatt. Der in eine Platte, etwa Nr. 3, gelangende Dampf tritt durch das Filtertuch zu jeder Seite der Platte in den Kuchen des benachbarten Rahmens ein und durchdringt denſelben, wobei das ſich bildende Condenſations-

waſſer Gelegenheit findet, die im Kuchen noch enthaltenen Zuckertheilchen aufzulöſen. Da nun der Löſung ein anderer Ausweg nicht geboten iſt, ſo muß dieſelbe durch das auf der entgegengeſetzten Seite des Kuchens befindliche Filtertuch hindurchziehen, um in den Rillen der folgenden Platte Nr. 4 nach deren Abflußhahne zu gelangen. In gleicher Weiſe wird dieſer Platte Nr. 4 auf ihrer entgegengeſetzten Seite diejenige Löſung zugehen, welche aus dem dort befindlichen Kuchen durch den der Platte Nr. 5 zugeführten Dampf gebildet wird. Dieſe Auslaugung führt man ſo lange durch, als ein in den abfließenden Saft eingehängtes Aräometer noch eine hinreichende Wirkung erkennen läßt. Damit die Abflußhähne der Platten in der angegebenen Art ſchnell abwechſelnd geöffnet und geſchloſſen werden können, ſind die Hahngriffe, wie aus Fig. 438 I erſichtlich iſt, in zwei Reihen übereinander angeordnet, ſo daß durch Umlegen der höher ſtehenden Griffe die Hähne in den Platten Nr. 1, 3, 5 ... bequem geſchloſſen werden können.

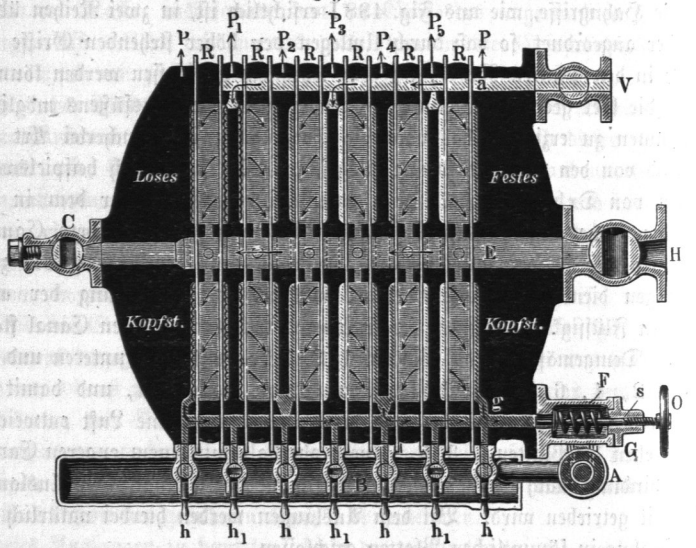
Um die hier gedachte Wirkung des Auslaugens oder Ausſüßens möglichſt vollkommen zu erzielen, hat man die Preßplatten in mancherlei Art abweichend von den vorbeſchriebenen ausgeführt. So finden ſich beiſpielsweiſe bei den von Dehne in Halle[1]) gebauten Filterpreſſen außer dem in der mittleren Höhe angebrachten Schlammcanale noch zwei beſondere Canäle, von denen der in der unteren Ecke angebrachte zur Einführung des zum Auslaugen dienenden Waſſers dient, während die Abführung der ausgelaugten Flüſſigkeit durch den in der oberen Ecke vorgeſehenen Canal ſtattfindet. Demgemäß ſind die Platten 1, 3, 5 ... mit dem unteren und die Platten 2, 4, 6 ... mit dem oberen Canale verbunden, und damit die zwiſchen den gerippten Platten und den Filtern enthaltene Luft entweichen kann, ſtehen die Platten 1, 3, 5 ... noch oberhalb mit einem engeren Canale in Verbindung, nach welchem die Luft durch die unten eingeführte Auslaugeflüſſigkeit getrieben wird. Bei dem Auslaugen werden hierbei natürlich die Abflußhähne in ſämmtlichen Platten geſchloſſen.

Wenn die in den Kammern befindlichen Kuchen nicht ganz gleichmäßig dicht ſind, vielmehr einzelne weiche oder poröſe Stellen enthalten, ſo erzielt man nur unvollkommene Reſultate des Auslaugens, indem die Auslaugeflüſſigkeit alsdann hauptſächlich an dieſen Stellen den Kuchen durchzieht und den letzteren daſelbſt auswäſcht. Dieſer Uebelſtand wird um ſo ſtärker hervortreten, je größer der Druck iſt, unter welchem die Auslaugeflüſſigkeit eintritt. Da nun aber mit einer Verringerung dieſes Druckes andererſeits eine Verkleinerung des Beſtrebens der Flüſſigkeit, in den Kuchen einzudringen, verbunden iſt, und man aus dieſem Grunde bei dichten und wenig durchläſſigen Maſſen größerer Drucke bedarf, ſo hat man dem erwähnten

[1]) D. R.-P. Nr. 8905.

Uebelſtande in ſinnreicher Weiſe dadurch zu begegnen geſucht, daß man auch die Rückfläche der Kuchen einem beſtimmten Gegendrucke ausſetzt. In der einfachſten Art kann dies durch eine gewiſſe Droſſelung der offen gelaſſenen Abflußhähne in den Platten 2, 4, 6 ... geſchehen, ſo daß die aus denſelben tretende Lauge oder Zuckerlöſung eines beſtimmten Druckes bedarf, um durch die verengten Oeffnungen auszufließen, welcher Druck unmittelbar als Gegendruck auf den Kuchen wirkt. Vollkommener wird dieſer Zweck bei den Preſſen mit einem beſonderen Austrittscanale dadurch erreicht, daß man in dieſen Austrittscanal ein Durchgangsventil einſchaltet, das erſt bei einem beſtimmten, nach Belieben zu regelnden Drucke ſich öffnet, um der Lauge

Fig. 441.



den Austritt zu geſtatten. In ſolcher Art ſind die Filterpreſſen von Schütz & Hertel in Wurzen ausgeführt, von denen die Fig. 441 einen Durchſchnitt zeigt. Die aus ſechs Schlammkammern beſtehende Preſſe empfängt hierbei den Schlamm aus dem Canale E durch den Hahn H, und entläßt während des Preſſens das Filtrat durch die ſieben Ablaßhähne h, von denen jede der fünf Platten, P_1 bis P_5, einen enthält, und einer in jedem Kopfſtück der Preſſe angebracht iſt. Der Hahn C iſt für gewöhnlich verſchloſſen und ſoll nur eine Reinigung des etwa verſetzten Schlammcanals mittelſt Durchſtoßens deſſelben ermöglichen.

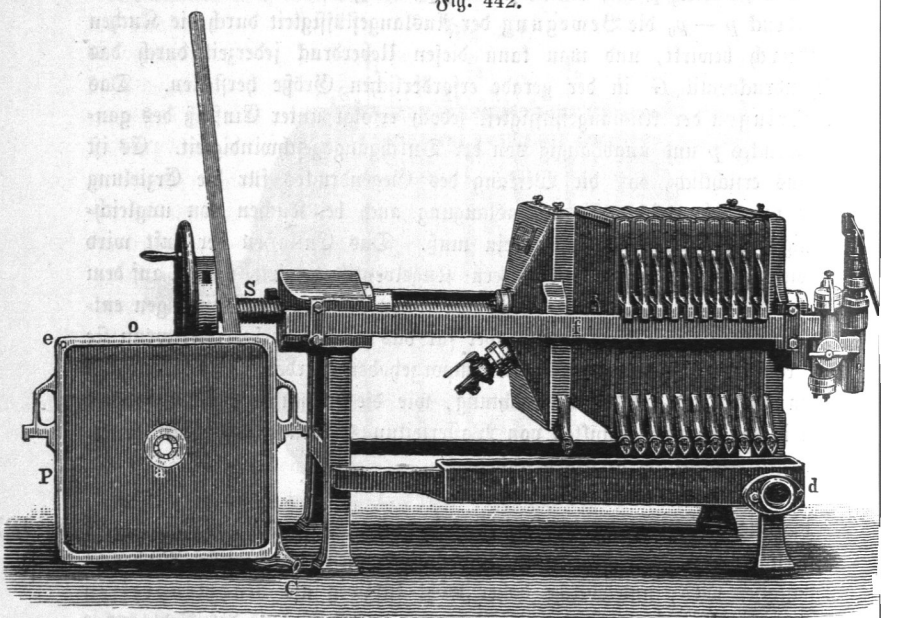
Behufs des Auslaugens der fertig gebildeten Kuchen wird nach Verſchluß aller Hähne h und des Schlammhahns H die Auslaugeflüſſigkeit durch Oeffnen des Ventils V in den oberen Canal a eingeführt, von wo aus die-

ſelbe den Platten P_1, P_3 und P_5 zufließt, um nach Durchdringung der benachbarten Kuchen durch die in den Platten P_2 und P_4 und den Kopfſtücken P angebrachten Verbindungen nach dem Austrittscanale g für die Lauge zu gelangen. Ein Austreten aus dieſem Canale in die Saftrinne R_1 kann aber erſt geſchehen, ſobald der Druck in g groß genug iſt, um das durch eine Schraubenfeder F belaſtete Gegendruckventil zu öffnen, und da man die Spannung dieſer Feder mittelſt der Schraubenſpindel s leicht reguliren kann, ſo hat man die Größe des Gegendruckes in der Gewalt. Man erreicht hierdurch folgende Wirkung. Geſetzt, der Druck der Auslaugeflüſſigkeit in a ſei durch p und der in g durch p_0 ausgedrückt, ſo wird durch den Ueberdruck $p - p_0$ die Bewegung der Auslaugeflüſſigkeit durch die Kuchen hindurch bewirkt, und man kann dieſen Ueberdruck jederzeit durch das Gegendruckventil G in der gerade erforderlichen Größe herſtellen. Das Eindringen der Auslaugeflüſſigkeit jedoch erfolgt unter Einfluß des ganzen Druckes p und unabhängig von der Durchgangsgeſchwindigkeit. Es iſt hieraus erſichtlich, daß die Wirkung des Gegendruckes für die Erzielung einer möglichſt gleichmäßigen Auslaugung auch bei Kuchen von ungleichförmiger Beſchaffenheit günſtig ſein muß. Das Entlaſſen der Luft wird bei dieſen Preſſen durch kleine hölzerne Kugelventile bewirkt, welche, auf dem Waſſer ſchwimmend, die Luft durch über ihnen angebrachte Oeffnungen entweichen laſſen, dieſe Oeffnungen aber für das Waſſer verſperren, wenn ſie von demſelben bei deſſen Steigen emporgehoben werden. Dieſe Ventile zeigen daher eine ähnliche Einrichtung, wie die bekannten Luftſpunde, die man in den höchſten Punkten von Waſſerleitungsröhren behufs einer ſelbſtſtändigen Entlüftung derſelben anbringt.

Fortsetzung. Abweichend von den bisher beſprochenen Preſſen, bei welchen der Raum zur Aufnahme des feſten Kuchens durch einen Rahmen umſchloſſen wird, und welche daher wohl kurzweg als Rahmenpreſſen bezeichnet werden, bildet man die einzelnen, zur Aufnahme des Schlammes dienenden Kammern bei einer anderen Ausführungsart durch die Siebplatten ſelbſt, indem dieſelben mit ringsum angebrachten Leiſten verſehen ſind, welche auf jeder Seite um die halbe Kuchendicke über die mittlere Platte vorſtehen. Aus der Fig. 442 (a. f. S.), welche eine ſolche Preſſe aus der Fabrik von Hertel & Schütz in Wurzen vorſtellt, erkennt man die Zuſammenſtellung der Platten P, von denen jede mit einer in der Mitte angebrachten Oeffnung a zur Einführung des Schlammes verſehen iſt. Wenn man über den oberen Rand o jeder Platte ein Filtertuch hängt, deſſen beiderſeits herabhängende Theile die vorſtehenden Plattenränder überragen, ſo erreicht man bei dem Zuſammenpreſſen aller Platten mittelſt der Schraube S in allen Kammern den dichten Abſchluß durch je zwei auf §. 127.

einander liegende Tücher, zwiſchen welche der Schlamm eingeführt wird, indem hierzu jedes Tuch mit den dem Canale *a* entſprechenden Löchern verſehen iſt. Der in den beiderſeitigen Rinnen jeder Platte herabfließende Saft tritt durch das Mundſtück *c* aus und fällt in die Sammelrinne *d*, wie bei den im Vorſtehenden beſchriebenen Rahmenpreſſen. Man kann auch bei dieſen Preſſen ein Auslaugen oder Abſüßen der Kuchen vornehmen, wenn man zu dem Zwecke noch einen, ſämmtliche Platten durchſetzenden Canal *e* anbringt, welcher in der Hälfte der Platten mit den geriffelten Räumen in Verbindung ſteht, und wenn man die Abflußöffnungen *c* dieſer Platten durch

Fig. 442.



Hähne verſchließt. Die durch dieſen Canal eingeführte Auslaugeflüſſigkeit iſt in Folge dieſer Anordnung gezwungen, durch den zwiſchen zwei Filtertüchern eingeſchloſſenen Schlammkuchen hindurchzutreten, um durch das offene Mundſtück *c* der benachbarten Platte auszufließen.

Dieſe ſogenannten Kammerpreſſen gewähren jenen erſt angeführten Rahmenpreſſen gegenüber den Vortheil einer einfacheren und ſchnelleren Entleerung nach geſchehener Preſſung, indem zu dem Ende nach Oeffnung der Preſſe nur eine ſeitliche Verſchiebung der Platten auf den Führungsſtangen *f* erforderlich iſt, wobei die Kuchen nach unten herausfallen, wogegen bei den Rahmenpreſſen ein Herausheben der einzelnen Rahmen behufs deren

Entleerung ſtattfinden muß. In ſolchen Fällen dagegen, in denen die Preßkuchen noch einer folgenden ſtärkeren Preſſung in hydrauliſchen Preſſen unterworfen werden ſollen, verdienen die Rahmenpreſſen deswegen den Vorzug, weil ſie die Möglichkeit gewähren, die Kuchen unzerbrochen in ganzen Platten zu erhalten, in welcher Form ſie ohne Weiteres der hydrauliſchen Preſſe übergeben werden können. Andererſeits geſtattet die Anordnung der Preſſe als Kammerpreſſe, Kuchen von geringerer Dicke herzuſtellen, als dies bei der Anwendung von Rahmen der Fall iſt, ein Vortheil, welcher beſonders für ſolche Maſſen beachtenswerth iſt, die nur ſchwierig zu filtriren ſind.

In Betreff der Kuchendicke, welche im Durchſchnitt zu etwa 25 bis 30 mm angenommen werden kann, iſt zu bemerken, daß die Entſäftung um ſo vollkommener ſtattfindet, je dünner die Kuchen ſind. Insbeſondere iſt eine geringe Kuchendicke bis zu 12 mm und weniger für Auslaugepreſſen anzuwenden. Die Größe der meiſt quadratiſchen Preßplatten ſchwankt zwiſchen etwa 200 mm bei den kleinſten und 1,6 m bei den größten Preſſen. Ebenſo iſt die Zahl der Kammern in einer Preſſe ſehr verſchieden; während die in Laboratorien gebräuchlichen Verſuchsfilterpreſſen nur eine einzige Kammer erhalten, hat man den größten Preſſen bis zu 60 Kammern gegeben. Durch eine größere Anzahl der Kammern wird die Leiſtungsfähigkeit der Preſſen beträchtlich geſteigert, da die zum Füllen der Preſſe erforderliche Zeit ſich mit der Vergrößerung der Kammerzahl nur unweſentlich erhöht.

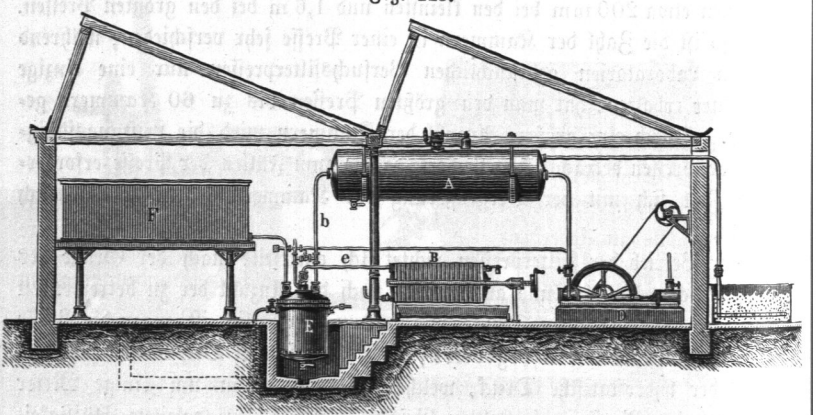
Der Betrieb der Filterpreſſen richtet ſich einerſeits nach der Größe des erforderlichen Druckes und andererſeits nach der Anzahl der zu betreibenden Preſſen. Bei geringem Drucke, wie er nur erforderlich iſt, wenn die Preſſe zum *Klären von Flüſſigkeiten*, beiſpielsweiſe von Oel, dienen ſoll, genügt der hydroſtatiſche Druck, welchen die aus einem um einige Meter oberhalb der Preſſe aufgeſtellten Gefäße in die letztere geleitete Flüſſigkeit ausübt, und man bedient ſich hierbei zur Beſchleunigung der Filtration zuweilen auch wohl einer Luftverdünnung in dem die abfließende Flüſſigkeit aufnehmenden Gefäße.

Einen größeren Preßdruck, bis zu etwa 8 Atmoſphären, ſtellt man her, indem man den Schlamm aus einem geſchloſſenen Gefäße, dem ſogenannten *Montejus*, dadurch in die Preſſe befördert, daß man auf die Oberfläche des in dieſem Gefäße enthaltenen Schlammes Dampf aus einem Dampfkeſſel oder auch wohl Luft aus einem Windkeſſel leitet, in welchem letzteren die gewünſchte Preſſung durch einen Compreſſor erzeugt und erhalten wird. Eine dem entſprechende Anlage wird durch die Skizze, Fig. 443 (a. f. S.), verſinnlicht. Das durch *E* dargeſtellte Montejus wird aus dem Behälter *F* mit Schlamm gefüllt, welcher durch das bis zum Boden von *E* reichende Rohr *e* in die Preſſe *B* gedrückt wird, ſobald man aus dem Windkeſſel *A*

durch das Rohr *b* die gepreßte Luft auf die Oberfläche des Schlammes in *E* drücken läßt. Die durch einen Riemen betriebene Luftpumpe *D* ſorgt für die beſtändige Erhaltung der Luftverdichtung in *A* auf der durch ein Sicherheitsventil beſtimmten Höhe.

Wenn der erforderliche Druck größer iſt, ſo pflegt man wohl die Preſſe unmittelbar durch Pumpen zu füllen, welche den Schlamm aus einem Behälter entnehmen und in die Preſſe hineindrücken. Hierbei kann die Preſſung beliebig hoch gehalten werden, jedenfalls iſt an jeder Preſſe ein dem zuläſſigen größten Drucke entſprechend belaſtetes Sicherheitsventil anzubringen. Für kleine Preſſen und geringe zu filtrirende Mengen bedient man ſich der Handpumpen, welche man, wie in Fig. 442, unmittelbar an dem Geſtell der Preſſe anbringen kann, während man für größere Betriebe die Pumpen von einer Dampfmaſchine aus durch Riemen betreibt, oder als beſondere

Fig. 443.



Dampfpumpen ausführt. Dieſe letzteren werden dabei häufig ſo eingerichtet, daß ſie bei Erreichung eines beſtimmten Druckes ſich von ſelbſt abſtellen und auch ſelbſtthätig wieder in Betrieb kommen, ſobald der Druck bis auf eine beſtimmte niedrigſte Grenze herabgeſunken iſt. Dies wird in der Regel mittelſt eines kleinen, durch Federn belaſteten Kolbens erreicht, durch deſſen Spiel das Dampfeintrittsventil der Pumpe entſprechend verſtellt wird. Damit das Ingangſetzen dieſer Maſchinen in jeder Stellung und ohne Rückſicht auf die Todtlagen der Kurbel geſchehen könne, werden dieſe wohl mit dem Namen der Automatpumpen bezeichneten Maſchinen mit zwei Dampfcylindern nach dem Zwillingsſyſtem ausgeführt.

Um den für die Wirkſamkeit der Filterpreſſen unerläßlichen dichten Anſchluß der Platten und Rahmen an ihren äußeren Rändern zu erzielen, iſt jede Preſſe mit einer geeigneten Verſchlußvorrichtung verſehen, welche das

gleichzeitige Zusammenpressen aller in der Presse befindlichen Rahmen und Platten mit einem hinreichend großen Drucke ermöglicht. Als dichtendes Material dienen hierbei die Filtertücher, welche bei den Rahmenpressen in einfacher und bei den Kammerpressen in doppelter Lage die eben gehobelten Dichtungsränder der Platten und Rahmen bedecken. Die Größe des Druckes, mit welchem die Presse vermittelst dieser Vorrichtung vor dem Inbetriebsetzen geschlossen werden muß, läßt sich wie folgt beurtheilen.

Der während des Betriebes im Inneren jeder Kammer herrschende Druck der Füllmasse sucht die beiden diese Kammer begrenzenden Platten auseinander zu treiben mit einer Kraft, welche durch $P = a^2\,p$ ausgedrückt wird, wenn a die Seite des quadratischen Innenraumes der Kammer und p die Größe des Druckes für jede Flächeneinheit bedeutet. Wenn die beiden besagten Platten vorher nur mit einem Drucke von dieser Größe zusammengepreßt worden wären, so würde ein Dichthalten an den Rändern nicht erzielt werden, da unter dieser Voraussetzung ein Druck, mit dem diese Ränder erfahrungsmäßig aneinander gepreßt werden müssen, nicht vorhanden sein würde, sobald die Presse in Betrieb gesetzt wird. Es muß daher von vornherein bei dem Schließen der Presse ein Druck Q zwischen den einzelnen Platten hervorgerufen werden, welcher jene Kraft P an Größe übertrifft. Setzt man voraus, daß zum guten Abdichten für jede Einheit der Auflagerfläche etwa ein Ueberdruck p_0 erforderlich sei, so ist für die ganze Auflagerfläche ein Ueberdruck $(A^2 - a^2)\,p_0$ erforderlich, wenn A die äußere Seite einer Platte, also $\frac{A-a}{2}$ die Breite des Dichtungsrandes ringsum bedeutet. Demnach muß durch den Verschlußapparat beim Schließen der Presse ein Druck

$$Q = a^2 p + (A^2 - a^2)\,p_0$$

erzeugt werden.

Dieser Druck ist bei großen Platten und einem erheblichen Preßdrucke p ein sehr beträchtlicher. Setzt man beispielsweise eine lichte Abmessung der Kammern von 1 m und im Inneren 5 Atmosphären Ueberdruck voraus, so hat man

$$P = 100 \,.\, 100 \,.\, 5 = 50\,000\,\text{kg}.$$

Wenn man ferner eine Breite des Dichtungsrandes von 20 mm, also eine Größe der Platten außen von 104 cm annimmt, und voraussetzt, daß der zum Dichthalten erforderliche Ueberdruck für ein Quadratcentimeter der Dichtungsfläche mindestens gleich 0,2 kg sein müsse, so folgt der ganze Ueberdruck zu $(104^2 - 100^2)\,0{,}2 = 163\,\text{kg}$, so daß man durch den Verschlußapparat einen Druck $Q = 50\,163\,\text{kg}$ hervorbringen muß. Ein so geringer Ueberdruck, wie hier angenommen ist, wird natürlich nur bei einer ausgezeichneten Beschaffenheit der möglichst genau ebengehobelten Platten-

ränder und bei einer gleichmäßigen Dicke der Filtertücher für die genügende Dichtung ausreichen, in den meiſten Fällen wird ein erheblich größerer Ueberdruck ſich als nöthig herausſtellen.

Zur Erzeugung dieſes Druckes bedient man ſich meiſtens ſtarker Schraubenſpindeln, und zwar entweder wie in Fig. 438 ſo, daß die beiden Unterſtützungs- und Führungsſtangen der Platten mit Schraubengewinden verſehen ſind, deren Muttern gegen die bewegliche Stirnplatte der Preſſe drücken, oder ſo, daß, wie in Fig. 442, der Druck durch eine mittlere Schraubenſpindel ausgeübt wird, welche ihre Mutter in einem feſten Querſtege des Geſtelles findet. Zur Erzielung der genügenden Preſſung wird die Spindel oder jede Mutter entweder mittelſt langer Hebel umgedreht oder unter Einſchaltung geeigneter Rädervorgelege eine bedeutende Kraftüberſetzung erzielt. Hierbei pflegt man wohl, um ein ſchnelleres Oeffnen und Schließen der Preſſe zu ermöglichen, die Bewegungsvorrichtung derart zum Auslöſen [1]) einzurichten, daß die gedachte, nur langſam wirkende Druckvorrichtung lediglich zur Herſtellung und Aufhebung des erforderlichen Druckes beim Schließen und Oeffnen der Preſſe dient, während die Verſchiebung des beweglichen Endſtückes ſchneller aus freier Hand bewirkt werden kann.

In Betreff der Anwendung von einer mittleren Schraubenſpindel oder von zwei ſolchen zu den Seiten iſt zu bemerken, daß die Anordnung von zwei Spindeln zwar die Herſtellung eines dichteren Verſchluſſes, aber einen weniger bequemen Betrieb geſtattet, als die Anwendung nur einer Spindel in der Mitte. Auch hat man bei zwei Schraubenſpindeln für ein möglichſt gleichmäßiges Anziehen der beiderſeitigen Muttern Sorge zu tragen, wenn man nicht Verbiegungen und Brüchen einzelner Theile ausgeſetzt ſein will, wie ſie ſich als eine Folge einſeitiger Beanſpruchungen leicht einſtellen.

In möglichſt einfacher und vollkommener Art läßt ſich die Preſſe mittelſt eines hydrauliſchen Preßcylinders ſchließen und öffnen, deſſen Kolben K, Fig. 444, gegen das bewegliche Endſtück A drückt. Der auf dem feſten Cylinder D angebrachte Dreiweghahn v ſtellt in ſeinen beiden Stellungen eine Verbindung des Cylinders durch das Rohr o entweder mit dem Abflußrohr p, oder mit dem Druckrohr u her, das von einem Accumulator oder einer Handpumpe kommt. In der letztgedachten Stellung bewirkt das Druckwaſſer des Accumulators den Schluß der Preſſe mit einer Kraft

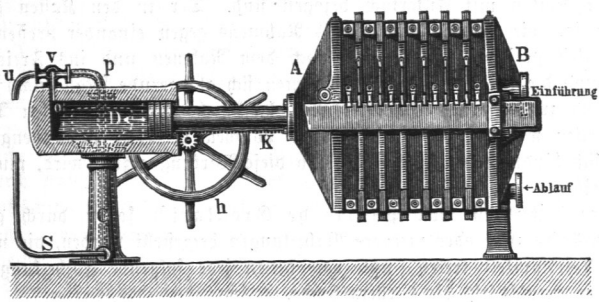
$$\frac{\pi d^2}{4} k = Q,$$

wenn d den Durchmeſſer des Kolbens und k den Druck des Waſſers im Accumulator bezeichnet. Verbindet man jedoch durch die entgegengeſetzte, in der Figur angegebene Stellung des Hahns den Cylinder mit dem Ab-

[1]) D. R.-P. Nr. 24436.

flußrohre p, so kann mittelst der angedeuteten Zahnstange und ihres Getriebes durch das Handrad h der Kolben sammt dem Endstück A leicht zurückgeführt werden, wobei das im Cylinder enthaltene Wasser in die hohle Säule C sich ergießt, aus welcher es bei dem darauf folgenden Schließen der Presse wieder in deren Cylinder zurücktritt. In Folge dieser Anordnung ist für jedesmaligen Schluß der Presse nur sehr wenig Kraftwasser aus dem

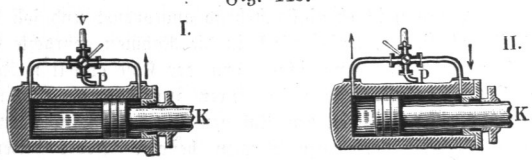
Fig. 444.



Accumulator zu entnehmen, so viel, nämlich nur, als derjenigen geringen Verschiebung des Preßkolbens zugehört, welche der letztere in Folge der Zusammendrückung der Filtertücher zwischen den Plattenrändern noch erfährt, nachdem das Endstück A bereits gegen die Platten geschoben ist.

Man kann übrigens die Handarbeit beim Oeffnen und Schließen der Presse gänzlich umgehen, wenn man den Druckcylinder doppeltwirkend nach Fig. 445 macht, aus welcher man erkennt, daß in der Stellung I das aus

Fig. 445.



dem Accumulator durch v einströmende Wasser hinter die volle Fläche des Preßkolbens D drückt, wodurch der Schluß der Presse bewirkt wird, während ein Oeffnen derselben durch die Stellung des Vierweghahns in II stattfindet, insofern das Druckwasser hinter dem Kolben nach dem Abflußrohr p entweichen kann, so daß der Druck des Kraftwassers auf die schmale Ringfläche zwischen der Kolbenstange und dem Cylinder zur Rückführung der ersteren genügt. Diese Anordnung empfiehlt sich ganz besonders in solchen Fällen, wo eine größere Anzahl von Filterpressen betrieben wird, da hierbei ein gemeinschaftlicher, durch eine kleine Pumpe gespeister Accumulator mit allen Pressen in Verbindung gebracht werden kann, so daß jede Presse schnell und

bequem durch Bewegung des betreffenden Hahns oder Ventils zu öffnen oder zu ſchließen iſt.

Von den verſchiedenen Anordnungen, welche für Filterpreſſen in Anwendung gekommen oder in Vorſchlag gebracht worden ſind, mögen im Folgenden nur einige angeführt werden.

Danchell[1]) will nur eine kaſtenförmige Kammer anwenden, in welcher eine Anzahl von aus Röhren gebildeten viereckigen Rahmen neben einander ſtehen, die auf beiden Seiten mit Filtertuch bezogen ſind. Der in den Kaſten gedrückte Schlamm ſoll die beiden Tücher jedes Rahmens gegen einander preſſen, wobei die Flüſſigkeit zwiſchen den Tüchern nach dem Rahmen und ins Freie fließen ſoll, während die feſte, zwiſchen den Rahmen ſich ablagernde Maſſe nach Oeffnen des Kaſtens zu entfernen iſt. Es ſollen hierdurch auch die feinſten Theilchen zurückgehalten werden, da die Flüſſigkeit zwiſchen den feſt zuſammengepreßten Tüchern ſich hindurch bewegen muß. Ob dieſe Wirkung erzielt wird, muß dahin geſtellt bleiben.

Bei der Filterpreſſe von Puvrez de Groulart[2]) ſollen durch geeignete Scheidewände zwei oder mehrere Abtheilungen hergeſtellt werden, die nach einander in Wirkſamkeit treten, und von denen jede folgende Abtheilung feinere Filtertücher enthält als die vorhergehende.

C. Röttger[3]) will den Druck in der mit Saft gefüllten Preſſe dadurch hervorbringen, daß er in jeden Rahmen der gewöhnlichen Rahmenpreſſen eine größere Anzahl cylindriſcher Stäbe durch entſprechende Dichtungen hindurch einpreßt, ſo daß dieſe Stangen durch Verdrängung der Maſſe den gewünſchten Druck erzeugen.

J. Quenneſſon[4]) ſchlägt vor, anſtatt der Filtertücher cylindriſche, ſiebförmig durchbrochene Röhren zu verwenden, durch deren Löcher die Flüſſigkeit hindurchtritt, ſobald der Schlamm in dem prismatiſchen ſenkrechten Preßkaſten durch einen aufſteigenden Kolben mittelſt einer darunter befindlichen hydrauliſchen Preſſe unter Druck geſetzt wird.

Die Preſſe von Buſch[5]) iſt ebenfalls ſtehend angeordnet und ſoll zum Preſſen von Käſe aus Quark dienen, wobei durch in die Rahmen gebrachte Einſätze aus Blech oder Holz zugleich eine gewünſchte Form der Käſe erzielt werden ſoll.

Wegelin & Hübner[6]) wenden bei ihren zur Klärung von Flüſſigkeiten dienenden Preſſen zwiſchen den Rahmen Platten an, von denen jede aus zwei mit langen Löchern verſehenen Blechen beſteht. Jedes dieſer Bleche iſt auf beiden Seiten mit Filtertüchern überzogen, und da die Löcher der beiden zuſammengehörigen Bleche in der Längenrichtung etwas gegen einander verſchoben ſind, ſo findet innerhalb der beiden Blechplatten durch die zwiſchenliegenden Tücher hindurch die gewünſchte Filtration ſtatt.

W. Freakley[7]) ſchlägt als Filter ein horizontal gelagertes, mit vielen Löchern durchbrochenes und auf dem Umfange mit Filtertuch bezogenes Rohr vor, welches in Ständern feſt gelagert iſt, und über welchem ſich ein weiterer, beiderſeits gedichteter, cylindriſcher Mantel von der halben Länge des Rohres durch eine Zahnſtange verſchieben läßt. Das Filtriren ſoll abwechſelnd auf der einen und

[1]) D. R.-P. Nr. 2513. — [2]) D. R.-P. Nr. 35235. — [3]) D. R.-P. Nr. 3977. — [4]) D. R.-P. Nr. 4191. — [5]) D. R.-P. Nr. 37898. — [6]) D. R.-P. Nr. 8960. — [7]) D. R.-P. Nr. 6893.

der anderen Hälfte des Rohres stattfinden, und zu dem Ende der Schlamm durch einen Ansatz in den Mantel geleitet werden, so daß die Flüssigkeit durch das feste Rohr abfließt, während der Kuchen den ringförmigen Zwischenraum zwischen Filter und Mantel ausfüllt.

Einen ununterbrochenen Betrieb will Wagner[1]) dadurch erreichen, daß er durch zwei in einander geschachtelte, senkrechte, eiserne Cylinder, von denen der innere außen und der äußere innen mit Filtertuch bekleidet ist, einen ringförmigen Raum herstellt, welchem oben der Schlamm unter Druck zugeführt wird. Die Flüssigkeit soll in Rinnen unter den Tüchern herablaufen und durch seitliche Löcher am unteren Ende heraustreten, während die festen Rückstände durch ein Ventil an der unteren Stirn herausgepreßt werden sollen.

In der Presse von Fischer[2]), welche ebenfalls für einen ununterbrochenen Betrieb bestimmt ist, befinden sich in einem geschlossenen Behälter horizontal neben einander eine Anzahl scheibenförmiger Siebrahmen von kreisförmiger Gestalt, welche auf beiden Flächen mit Filtertuch bezogen sind, und deren Innenräume durch Ansatzstutzen mit dem Saftabflußrohre in Verbindung stehen. Um die Außenflächen der Filtertücher stetig von den festen Rückständen zu befreien, ist zwischen je zwei Filterscheiben eine kreisrunde, beiderseits mit Borsten besetzte Bürstenscheibe gelagert, welche vermöge ihrer stetigen Umdrehung die festen Rückstände abstreift, so daß dieselben durch eine im unteren Theile des Gehäuses angeordnete Schnecke beständig nach außen befördert werden können.

Die für ununterbrochenen Betrieb bestimmte Filterpresse von Götjes[3]) enthält im Inneren eines geschlossenen Gehäuses, in welches der Schlamm eingedrückt wird, eine hohle, ringsum mit Filtertuch bekleidete, wagerecht gelagerte Walze, durch deren hohle Zapfen die gefilterte Flüssigkeit abgeführt wird. Zur Entfernung der auf dem Umfange dieser Trommel sich ablagernden festen Stoffe dient eine zweite Walze, welche die Rückstände abstreicht und einer Schnecke übermittelt, die sie durch ein belastetes Ventil hindurch ins Freie befördert.

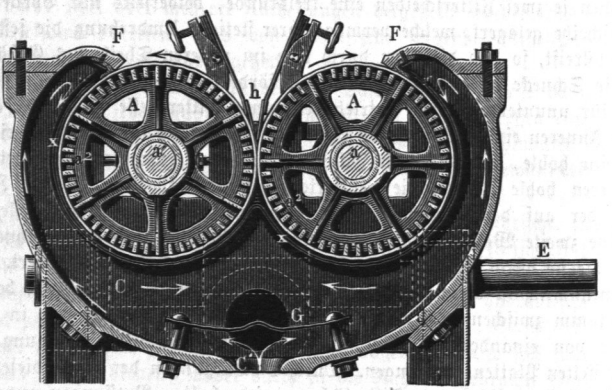
Eigenthümlich ist die von Hövelmann[4]) angegebene Filterpresse, bei welcher der Schlamm zwischen zwei endlosen Filtertüchern eintritt, die, in geringem Abstande von einander befindlich, eine langsame, ruckweise Bewegung zwischen zwei geriffelten Platten empfangen. Durch Schwingungen der einen dieser Platten wird die Masse zwischen den Filtertüchern wiederholten Pressungen ausgesetzt, so daß die Flüssigkeit durch die Filtertücher hindurchtreten und der Rückstand in Form eines dünnen Tuches zwischen den Filtertüchern auf der dem Eintritte entgegengesetzten Seite austreten soll.

Walzenpressen. Das kennzeichnende Merkmal der Filterpressen besteht nicht sowohl darin, daß ihnen die auszupressende Masse in Form eines mehr oder minder flüssigen Breies zugeführt wird, indem dies auch bei anderen Pressen, z. B. den Walzen- und Schneckenpressen, der Fall ist, sondern in der eigenthümlichen Art, wie bei ihnen der Preßdruck erzeugt wird. Bei den Filterpressen ist nämlich ein bestimmt abgemessener Raum von unveränderlicher Größe gegeben, wie er durch den Inhalt einer Kammer dargestellt ist, und der Druck in diesem unveränderlichen Raume wird durch §. 128.

[1]) D. R.-P. Nr. 34760. — [2]) D. R.-P. Nr. 38397. — [3]) D. R.-P. Nr. 28148. — [4]) D. R.-P. Nr. 17288.

den Eintritt der zu preſſenden Maſſe ſelbſt erzeugt, derartig, daß der Druck mit dem allmählichen Anfüllen der Kammer bis zu demjenigen Höchſtbetrage ſteigt, welcher durch die hydroſtatiſche Druckhöhe in der Einführungsröhre gegeben iſt. Hierin unterſcheiden ſich die Filterpreſſen von allen anderen Preſſen, welche man zu dem gleichen Zwecke der Abſonderung flüſſiger Stoffe von feſten in der verſchiedenſten Art ausgeführt hat. Bei allen dieſen letztgedachten Preſſen wird nämlich der zum Abſondern erforderliche Druck dadurch hervorgerufen, daß eine in einem beſtimmten Raume enthaltene Maſſe in einen kleineren Raum zuſammengepreßt wird. Je nach der Art, wie dieſe Verkleinerung des betreffenden Raumes vorgenommen wird, ſind die zur Anwendung kommenden Preſſen ſehr verſchieden. Um über dieſelben leichter eine gewiſſe Ueberſicht zu gewinnen, kann man die Preſſen mit ununterbrochener und mit abſetzender Arbeit unterſcheiden.

Fig. 446.



Zu den ununterbrochen arbeitenden Preſſen der hier in Betracht kommenden Art gehören die Walzenpreſſen, wie man ſie namentlich in Rübenzuckerfabriken zur Gewinnung des Saftes aus dem Rübenbrei anwendet. Man hat hier einen Unterſchied zu machen, je nachdem die Walzen mit oder ohne Preßtücher arbeiten. Walzenpreſſen ohne Preßtücher ſind die von Champonnois und von Lebee angegebenen, von denen die erſtere durch Fig. 446 veranſchaulicht wird, die dem Werke von Stammer[1]) entnommen iſt.

In Fig. 446, welche von der Preſſe von Champonnois einen Querſchnitt darſtellt, erkennt man die beiden hohlen Walzen A, von denen jede über vielen axialen Längsrippen wie a_2 einen Mantel trägt, der durch einen in engen Schraubenwindungen umgelegten Meſſingdraht gebildet iſt, zwiſchen

[1]) Lehrbuch der Zuckerfabrikation von Dr. K. Stammer.

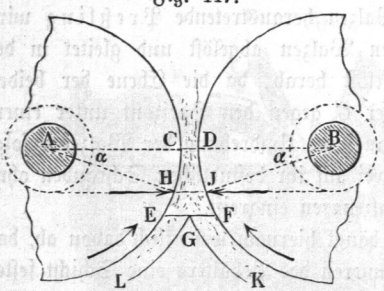
deſſen Windungen ein Spalt von nur 0,1 bis 0,2 mm Weite verbleibt. Da die Walzen an ihren Stirnflächen, ſowie an den Oberkanten F des Behälters C gegen den letzteren durch Gummiſtreifen abgedichtet ſind, ſo kann die Flüſſigkeit des durch C_1 in den Behälter eingedrückten Rübenbreies nur durch den beſagten Spalt in das Innere der Walzen entweichen, von wo die Abführung durch ein angeſetztes Rohr erfolgt. Für dieſe Wirkung iſt natürlich wie bei den Filterpreſſen vornehmlich der Druck des durch eine Breipumpe in den Behälter C eingepreßten Breies maßgebend, ein Druck, welcher wegen der ſchwierigen Abdichtung der Walzen immer nur mäßig groß ſein kann. In Folge des Eindringens der Flüſſigkeit in das Innere der Walzen ſetzt ſich auf den Umfängen der letzteren eine Schicht feſter Beſtandtheile ab, welche bei der langſamen Umdrehung der Walzen einer kräftigen Preſſung und einer damit verbundenen weiteren Entſäftung unterworfen wird. Der zwiſchen den Walzen heraustretende Preßling wird durch die Abſtreichmeſſer h von den Walzen abgelöſt und gleitet in der Rinne zwiſchen den Walzen von ſelbſt herab, da die Ebene der beiden Walzenaxen ebenſo wie der Behälter C gegen den Horizont unter einem Winkel von 45^0 geneigt iſt. Die langſame Umdrehung der Walzen erfolgt von der Welle E aus, welche mit zwei auf ihr befindlichen Schrauben ohne Ende in Schneckenräder auf den Walzenaxen eingreift.

Die ganze Wirkung dieſer Preſſe hängt hiernach weſentlich davon ab, daß ſich auf den Walzenumfängen im Inneren des Behälters eine Schicht feſten Stoffes von hinreichender Dicke ablagert, um in dem Zwiſchenraume zwiſchen den beiden Walzen in der beabſichtigten Weiſe zuſammengepreßt zu werden. Um dies zu erzielen, iſt nicht nur eine genügend hohe Preſſung des Breies anzuwenden, ſondern man hat auch dafür zu ſorgen, daß der eingeführte Brei möglichſt lange mit den Oberflächen der Walzen in Berührung kommt. Hierzu dient die in der Figur angedeutete Platte G über der Eintrittsöffnung C_1, durch welche der Brei nach beiden Seiten hin ſo vertheilt wird, wie die eingezeichneten Pfeile andeuten. Man kann hier den Vorgang im Inneren des Breibehälters gewiſſermaßen wie eine Vorpreſſung anſehen, welche in ähnlicher Art wie in den Filterpreſſen unter dem von der Breipumpe ausgeübten Drucke ſtattfindet, und auf welche eine kräftige Nachpreſſung zwiſchen den Walzen folgt.

In Betreff des von den Walzen ausgeübten Druckes mag auf das in §. 25 über die Zerkleinerung feſter Körper durch Walzen Angeführte verwieſen werden. Nach den an jener Stelle gemachten Bemerkungen wird nämlich ein von den Walzenumfängen CE und DF, Fig. 447 (a. f. S.), in H und J erfaßter feſter Körper unter allen Umſtänden zwiſchen die Walzen eingezogen und zermalmt werden, ſobald die nach den Angriffspunkten H und J gezogenen Halbmeſſer mit der Geraden AB Winkel α

einſchließen, welche nicht größer ſind, als der Reibungswinkel, welcher dem Reibungswiderſtande zwiſchen den Walzenumfängen und dem zu zerkleinernden Material zukommt. Der zwiſchen den Walzenumfängen auftretende Druck ſteigt in dieſem Falle bis zu dem der rückwirkenden Feſtigkeit des zu zerdrückenden Körpers entſprechenden Betrage. Eine darüber hinausgehende Druckſteigerung kann deswegen nicht ſtattfinden, weil bei dieſem Drucke der in kleine Bruchſtücke zermalmte Körper nachgiebt. Dieſelbe Betrachtung gilt auch hier, und es geht daraus hervor, daß der zwiſchen den Walzen auf die Maſſe ausgeübte Druck für jedes Quadratcentimeter nicht größer geweſen ſein kann, als diejenige Kraft, welche ein Stück des aus der Maſchine kommenden Preßlings von 1 qcm Fläche gerade zu zermalmen im Stande iſt. Man könnte daher aus der Beſchaffenheit des Preßlings durch einen einfachen Zerdrückungsverſuch rückwärts auf die zwiſchen den Walzen wirkſam geweſene Preſſung ſchließen.

Fig. 447.



Man erkennt übrigens aus der Figur, daß jedes Maſſentheilchen der Einwirkung der Walzenpreſſen von dem Augenblicke des Eintritts in die Gerade EF unterworfen iſt, welche durch den Vereinigungspunkt G der auf den beiden Walzenumfängen abgelagerten Schichten GL und GK beſtimmt wird. Die Preſſung findet daher während derjenigen Zeit ſtatt, welche während der Drehung der Walzen durch den Winkel $EAC = FBD$ verſtreicht, eine Zeit, die um ſo größer ausfällt, je größer die Dicke δ der abgelagerten Schichten iſt.

Es iſt auch leicht einzuſehen, daß die Preſſung, welche ein Theilchen zwiſchen den Walzen erfährt, zwiſchen EF und CD einer fortwährenden Steigerung unterworfen ſein muß, denn in dem Maße, wie die Maſſe auf dem Wege zwiſchen EF und CD an Flüſſigkeit verliert, welche in das Innere der Walzen hineintritt, wird der Widerſtand größer, welcher ſich einer Verſchiebung der Theilchen entgegenſetzt und welcher Widerſtand ſtets die obere Grenze für den von den Walzen ausgeübten Druck darſtellt. Man erkennt übrigens auch aus der Figur, daß bei einer Dicke δ der abgelagerten Schichten, welche nicht größer als der halbe Abſtand CD der Walzen iſt, eine Preſſung zwiſchen den Walzen überhaupt nicht ſtattfindet. Man wird daher zur Erzielung einer möglichſt ausgiebigen Preſſung zwiſchen den Walzen vor allen Dingen für die Ablagerung einer hinreichend dicken Schicht auf den Walzen zu ſorgen haben, alſo den Druck der Brei-

pumpe thunlichſt groß wählen und den Walzenumfängen möglichſt viel und lange Gelegenheit geben, ſich mit abgelagertem Stoffe zu bedecken. Die Leiſtung einer ſolchen Preſſe mit Walzen von 0,4 m Durchmeſſer und 0,6 m Länge wird zu nahezu 1000 Ctr. Rüben in 24 Stunden angegeben. Der Druck des Breies im Inneren des Gefäßes beträgt 1 bis $1^1/_2$ Atmoſphären.

Die Preſſen von Lebee[1]) und diejenigen von Colette[2]) unterſcheiden ſich nur in Einzelheiten, namentlich in Bezug der Ausführung der durchläſſigen Trommeln von der vorſtehend beſchriebenen Preſſe, ſo daß eine nähere Beſprechung derſelben unterbleiben kann. Eine beſondere Schwierigkeit bietet bei allen dieſen Preſſen die Herſtellung der mit feinen Durchbrechungen verſehenen Trommeln, ſowie die ſtete Offenhaltung dieſer Durchbrechungen dar, welche bei der großen Feinheit, die ſie haben müſſen, ſehr leicht einem Verſtopfen ausgeſetzt ſind. Bei der Anwendung der Walzen mit einem ſchraubenförmig gewundenen Spalt wendet man zum Reinigen deſſelben wohl eine feine, in ihn eintretende Stahlklinge an, welche bei der Umdrehung der Walze langſam nach der Längenrichtung fortſchreitet; ſonſt hat man auch durch Waſſer unter einem Drucke von fünf bis ſechs Atmoſphären die zeitweilige Reinigung der Walzen von Faſern vorgenommen. Eine Hauptbedingung für alle derartige Walzenpreſſen iſt die, daß der zu verarbeitende Brei vollſtändig frei von härteren Verunreinigungen, wie Steinchen, iſt, weil andernfalls die Walzen unfehlbar verdorben werden.

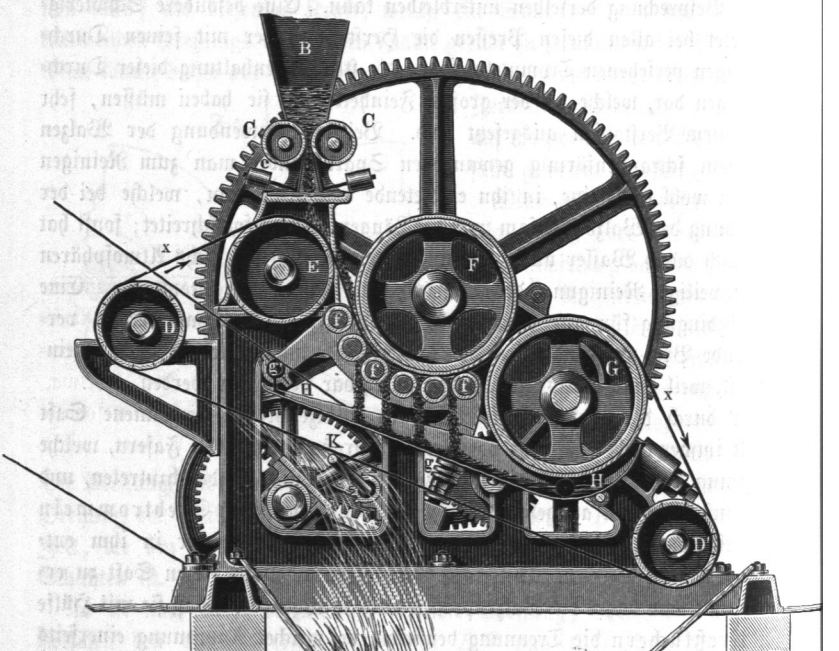
Der durch die vorſtehend beſchriebenen Walzenpreſſen gewonnene Saft enthält immer noch eine mehr oder weniger große Menge von Faſern, welche fein genug ſind, um durch die Schlitze der Trommeln hindurchzutreten, und man muß daher den ausgepreßten Saft in der Regel durch Siebtrommeln mit entſprechend feinen Bezügen von dem größten Theile der in ihm enthaltenen Faſern befreien. Um einen von Faſern möglichſt freien Saft zu erhalten, hat man daher die Walzenpreſſen auch ſo eingerichtet, daß ſie mit Hülfe von Preßtüchern die Trennung bewirken, bei welcher Anordnung einerſeits zwar die Koſten für die Unterhaltung der Tücher aufgewendet werden müſſen, dagegen andererſeits die Ausführung der nun nicht mehr durchläſſigen Walzen einfacher iſt und der gewonnene Saft einer weiteren Reinigung von den Faſern durch Siebe nicht mehr bedarf. Während dieſe Maſchinen urſprünglich mit zwei endloſen wollenen Tüchern arbeiteten, die, über ein Syſtem von Walzen geführt, den Brei zwiſchen ſich aufnahmen, um ihn, wie in einem Preßbeutel, durch den Druck der Walzen auszupreſſen, ſind die neueren Maſchinen dahin vereinfacht, daß ſie nur mit einem endloſen Tuche arbeiten.

---

[1]) Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation. — [2]) Ebendaſelbſt.

In Fig. 448 iſt die Preſſe dieſer Art von Poizot[1]) dargeſtellt. Das zur Verwendung kommende endloſe Preßtuch iſt um die Hauptpreßwalzen *F* und *G* und die Leitwalze *E* geſchlungen und durch die Spannwalzen *D* und *D'* hinlänglich geſpannt. Der aus dem Rumpfe *B* zwiſchen den ſtellbaren Walzen *C* hindurchfallende Rübenbrei wird zunächſt einer Vorpreſſung durch die kleinen Druckwalzen *f* ausgeſetzt, welche das Tuch mit dem darauf befindlichen Brei gegen den Umfang der großen Preßwalze *F* preſſen. Zum Anpreſſen der Walzen *f* ſind dieſelben ſämmtlich in dem

Fig. 448.



um *g'* drehbaren Bügel gelagert, welcher durch die Schraube *g* an die Walze *F* angepreßt werden kann. Dadurch, daß man den Abſtand der Walzen *f* von *F* ſtufenweiſe kleiner wählt, erhält man eine entſprechende Steigerung des Druckes, in Folge deren der Brei die letzte Druckwalze *f* in Form eines zuſammenhängenden Kuchens verläßt, welcher durch die Walzen *f* ſchon größtentheils entſäftet wurde. Hierauf wird die Maſſe zwiſchen den Walzen *F* und *G* der Hauptpreſſung ausgeſetzt. Während der nach unten ablaufende Saft von dem Troge *H* aufgenommen und abgeführt wird,

[1]) Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation, Fig. 64.

haftet der Preßling an dem Tuche und fällt von demſelben auf dem Wege zwiſchen D' und D nach unten ab, um in einen Trichter zu gelangen, wo er mit Waſſer gemengt wird, damit er hiernach einer nochmaligen Preſſung in einer darunter ſtehenden eben ſolchen Preſſe ausgeſetzt werde. Die Erfahrung hat nämlich ergeben, daß durch eine derartige zweimalige Preſſung mit zwiſchen beiden Preſſungen vorgenommener Waſſerzuführung eine höhere Saftausbeute erreichbar iſt, als durch ein nur einmaliges Preſſen. Durch einen Schläger K werden die an dem Tuche etwa haftenden Rückſtände gehörig abgelöſt. Es muß bemerkt werden, daß die Hauptpreßwalzen F und G ſowohl wie die Druckwalzen f mit Gummiüberzügen von etwa 10 mm Dicke bekleidet ſind, wodurch der ſtattfindende Druck auf eine größere Fläche und während einer längeren Zeit ausgeübt werden ſoll, als es bei ſtarren Walzen der Fall ſein würde.

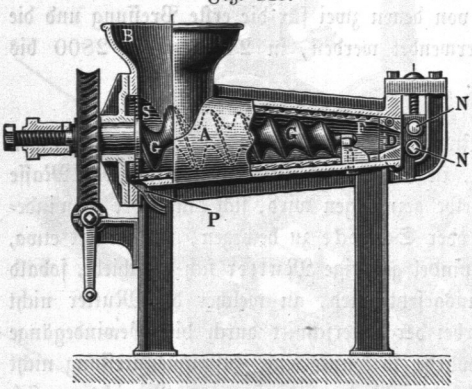
In Betreff der Leiſtungsfähigkeit der vorſtehenden Preſſen giebt unſere Quelle an, daß drei Preſſen, von denen zwei für die erſte Preſſung und die dritte für die Nachpreſſung verwendet werden, in 24 Stunden 2800 bis 3200 Ctr. Rüben verarbeiten.

Schraubenpreſſen. Unter Schraubenpreſſen ſollen hier diejenigen Maſchinen verſtanden werden, in denen das Zuſammenpreſſen der Maſſe dadurch bewirkt wird, daß dieſelbe gezwungen wird, ſich längs der Gewindegänge einer Schraubenſpindel oder Schnecke zu bewegen, in der Art etwa, wie eine zu dieſer Schraubenſpindel gehörige Mutter ſich verſchiebt, ſobald die Spindel einer Drehung ausgeſetzt wird, an welcher die Mutter nicht theilnehmen kann. Wenn hierbei der Querſchnitt durch die Gewindegänge überall dieſelbe Größe haben würde, ſo könnte eine Zuſammenpreſſung nicht erzielt werden, vielmehr würde die Wirkung der ganzen Vorrichtung ſich lediglich auf eine Fortbewegung der eingebrachten Maſſe beſchränken, in der Art, wie ſie von den bekannten Transportſchnecken für Mehl und Getreidekörner in den Mahlmühlen hervorgebracht wird. Zur Erzeugung einer Zuſammenpreſſung der Maſſe iſt daher eine entſprechende Verkleinerung des Querſchnitts der Gewindegänge anzuwenden und die Bedingung zu erfüllen, daß die Gewindegänge überall vollſtändig von der auszupreſſenden Maſſe erfüllt werden. Die Abführung der aus der Maſſe gepreßten Flüſſigkeit kann man entweder durch den die Schnecke umgebenden, zu dem Zwecke ſiebartig durchbrochenen Mantel bewirken oder auch nach dem Inneren der hohl ausgeführten Schraubenaxe vornehmen. §. 129.

Von beſonderer Bedeutung für die Wirkſamkeit derartiger Preſſen iſt es, daß die in das Gehäuſe eingebrachte Maſſe nicht an der Umdrehung der Schraube theilnimmt, weil in ſolchem Falle jede Fortbewegung der Maſſe in der Axenrichtung und damit auch jede preſſende Wirkung ausgeſchloſſen

ſein würde. Ein ſolches Umdrehen der Maſſe mit der Schraube, welchem ſich im Allgemeinen nur die Reibung der Maſſe am Umfange des Mantels entgegenſetzt, wird um ſo leichter zu befürchten ſein, je ſchneller die Querſchnittsverminderung der Schraubengänge ſtattfindet, und je größer daher der von der Maſſe ihrer Zuſammendrückung entgegengeſetzte Widerſtand iſt. Im Allgemeinen wird nämlich ein Zuſammendrücken der Maſſe durch die Drehung der Schraube nur ſo lange ſtattfinden, als der durch die Maſſe gegen die Schraubengänge ausgeübte Widerſtand in Bezug auf die Axe ein kleineres Moment hat, als der Reibungswiderſtand, welcher ſich am Gehäuſeumfange einem Rotiren der Maſſe entgegenſetzt. Hieraus geht die Regel hervor, die Druckflächen der Schraubengewinde möglichſt glatt, den Umfang des Gehäuſes dagegen thunlichſt rauh auszuführen. Wie man in einzelnen Fällen durch beſondere Kunſtgriffe einer Umdrehung der Füllmaſſe im Gehäuſe vorzubeugen geſucht hat, wird ſich aus dem Folgenden ergeben.

Fig. 449.



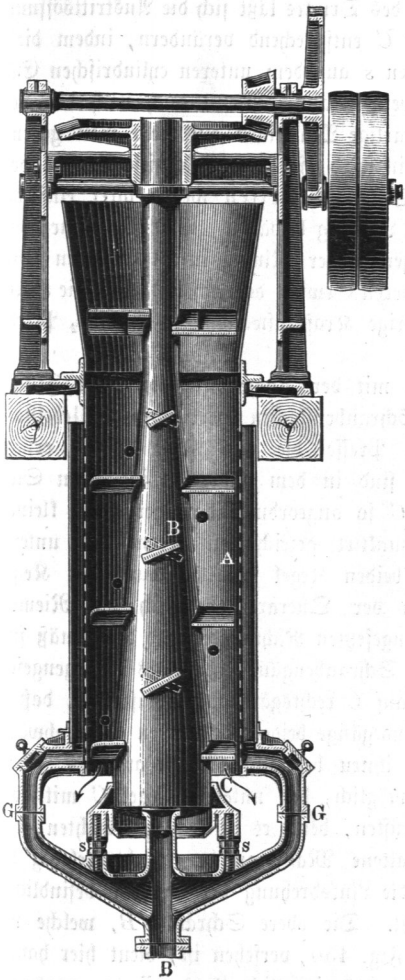
Eine einfache Preſſe dieſer Art zum Auspreſſen von Obſt und anderen ſafthaltigen Früchten ſtellt Fig. 449[1]) dar. Die durch den Trichter *B* eingefüllten Früchte werden von der in dem kegelförmigen Behälter *A* gelagerten coniſchen Schnecke *G* nach dem verjüngten Ende hingeſchraubt, wo ſie durch ein Mundſtück *D* heraustreten. In Folge des ſich allmählich verkleinernden Querſchnittes der Schneckengänge wird ein zunehmender Druck auf die Maſſe ausgeübt, durch welchen der Saft aus den Längsſpalten nach außen tritt, welche zwiſchen den einzelnen Latten vorhanden ſind, aus denen die hölzerne Einlage *F* beſteht. Ebenſo geſtattet das Sieb *S* dem Safte am weiten Ende des Behälters den Austritt. Der durch *S* und durch die Schlitze der Einlage *F* gepreßte Saft findet durch das Rohr *P* ſeinen Abfluß.

Das aus dem Mundſtücke *D* heraustretende Preßgut ſoll, indem es zwiſchen die beiden Walzen *N* tritt, eine Umdrehung derſelben bewirken und dadurch noch von einem Theile der darin enthaltenen Flüſſigkeit befreit werden, eine Wirkung, die wohl nur in geringem Maße eintreten wird.

[1]) D. R.-P. Nr. 43543.

Anſtatt die Verkleinerung des Querſchnittes der Schraubengänge durch eine kegelförmige Geſtalt des Gehäuſes zu erreichen, kann man letzteres auch cylindriſch und den Kern für die Schraube coniſch ausführen, wie dies bei der Preſſe von Kluſemann[1], Fig. 450, geſchehen iſt, die zum Auspreſſen der ausgelaugten Schnitzel in Rübenzuckerfabriken dient, wobei nicht ſowohl die Gewinnung von Saft als vielmehr die Gewichtsverminderung der zum Viehfutter verwendeten Rückſtände bezweckt wird. Die in dem feſtſtehenden Siebcylinder *A* drehbar aufgehängte kegelförmige Axe *B* trägt hier nicht ein fortlaufendes Schraubengewinde, ſondern einzelne ſchaufelförmige Bleche, welche als Theile eines zweigängigen Schraubengewindes zu betrachten ſind. Vermöge dieſer Anordnung drücken die einzelnen Blechſchaufeln, ähnlich wie bei den bekannten Thonſchneidern, die Maſſe, während ſie dieſelbe durchſchneiden, gleichzeitig nach unten. Wegen der verhältnißmäßig kleinen Verticalprojection dieſer Schaufeln iſt hierbei nicht zu fürchten, daß die ganze Füllmaſſe an der Umdrehung der Spindel theilnehmen könnte, wie es kaum zu vermeiden iſt, wenn die Spindel mit ununterbrochenen vollſtändigen Schraubenflächen verſehen wird. Allerdings iſt die Wirkung dieſer iſolirten Flügel deswegen eine unvollkommene, weil jede Partie des Preßgutes von einem ſolchen darüber hinſtreichenden Flügel nur während ſehr kurzer Zeit einen Druck empfängt, nach deſſen Aufhören ein theilweiſes Zurücktreten des be-

Fig. 450.



[1] Dr. Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation.

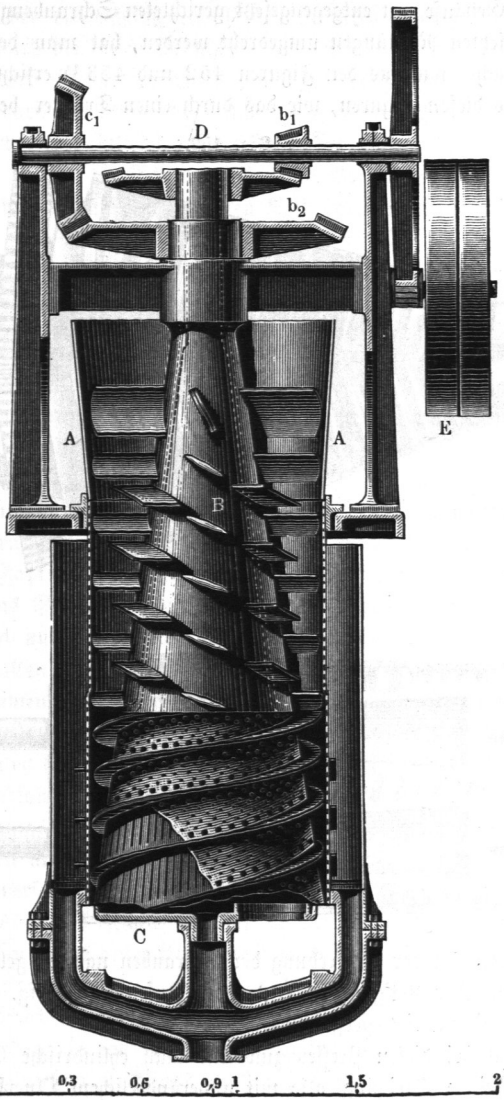
reits ausgepreßten Waſſers ſtattzufinden pflegt. Wie die Verengung des Durchgangsquerſchnittes durch die nach unten hin ſich verdickende Spindel B erreicht wird, zeigt die Figur, und man erſieht daraus auch, wie das durch den Siebmantel A herausgepreßte Waſſer vermittelſt der beiden Röhren G abgeführt wird. Zur Regulirung des Druckes läßt ſich die Austrittsöffnung des Gehäuſes durch den Trichter C entſprechend verändern, indem dieſer Trichter mittelſt der Stellſchrauben s auf dem unteren cylindriſchen Ende der Schraubenſpindel verſchoben werden kann. Wenn auch nach den vorſtehenden Bemerkungen durch derartige Maſchinen eine ſehr weit gehende Entwäſſerung nicht zu erreichen ſein wird, ſo haben ſich dieſe Preſſen doch für den angeführten Zweck als Schnitzelpreſſen wegen ihrer einfachen Einrichtung und quantitativ guten Leiſtung bewährt. Eine Maſchine dieſer Art verarbeitet bei 55 Umdrehungen in der Minute in 24 Stunden 1000 bis 1200 Ctr. Rübenrückſtände, deren Gewicht dadurch auf etwa die Hälfte herabgeſetzt wird. Der dazu gehörige Kraftaufwand wird zu $1^1/_2$ Pferdekraft angegeben.

Um den vorſtehend gedachten, mit der Anwendung einzelner Flügelſchaufeln anſtatt vollſtändiger Schraubenflächen verbundenen Uebelſtand zu vermeiden, hat man dieſer Preſſe die aus Fig. 451[1]) erſichtliche Anordnung gegeben. Hier ſind in dem nahezu cylindriſchen Siebgehäuſe A zwei Kegel B und C ſo angeordnet, daß der obere kleinere Kegel B ſich loſe auf dem punktirt gezeichneten Kerne des unteren Kegels C drehen kann. Dieſe beiden Kegel erhalten durch die Kegelräderpaare $b_1 b_2$ und $c_1 c_2$ von der Queraxe D durch die Riemenſcheibe E Drehungen nach entgegengeſetzten Richtungen und demgemäß ſind die auf den Kegeln angebrachten Schraubengänge ebenfalls entgegengeſetzt gerichtet, auf B linksgängig und auf C rechtsgängig. Es iſt klar, daß in Folge dieſer Anordnung die Gewindegänge beider Schrauben einen abwärts gerichteten Druck auf die zwiſchen ihnen befindliche Maſſe ausüben. Vermöge dieſer Einrichtung war es möglich, den unteren Kegel C mit vollſtändigen Schraubenflächen auszurüſten, denn es iſt nicht zu fürchten, daß die zwiſchen dieſen Flächen enthaltene Maſſe an der Rechtsdrehung der Flügel theilnehmen werde, weil die Linksdrehung der darüber befindlichen Flügel von B ſich dem widerſetzt. Die obere Schraube B, welche mit iſolirt ſtehenden Flügeln, wie in Fig. 450, verſehen iſt, dient hier hauptſächlich als Speiſeapparat, während das eigentliche Auspreſſen vorzugsweiſe zwiſchen den Gängen der unteren Schraube bewirkt wird. Demgemäß erhält die obere Schraube, wie aus den Räderverhältniſſen hervorgeht, eine größere Umdrehungsgeſchwindigkeit als die untere, damit der letzteren ſtets

[1]) Stammer, Ergänzungsband, Fig. 26.

die genügende Menge Material zugeführt werde. Der Abfluß des Waſſers erfolgt bei dieſer Maſchine nicht nur durch die Löcher des Siebmantels *A*,

Fig. 451.



ſondern auch in das Innere des unteren Kegels *C*, welcher zu dem Ende einen aus gelochtem Blech gebildeten Ueberzug erhalten hat, der die kegel-

förmige, hohle Spindel bedeckt, in welcher nach der Spitze gerichtete Schlitze angebracht ſind.

Auch durch Anordnung von zwei Schrauben neben einander in demſelben Gehäuſe mit entgegengeſetzt gerichteten Schraubengängen, die nach entgegengeſetzten Richtungen umgedreht werden, hat man den Zweck zu erreichen geſucht, wie aus den Figuren 452 und 453[1]) erſichtlich iſt. Man erkennt aus dieſen Figuren, wie das durch einen Trichter bei A zugeführte

Fig. 452.

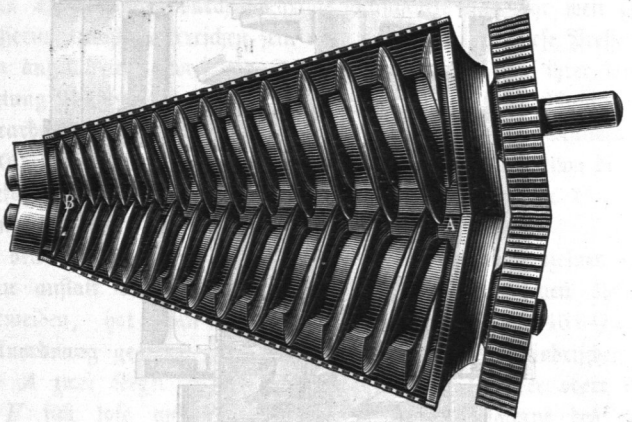
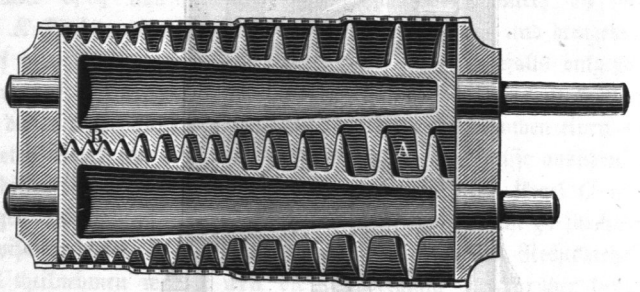


Fig. 453.



Material vermöge der Umdrehung der Schrauben nach B gelangt und dabei in einen entweder ſtetig, Fig. 452, oder ſtufenweiſe, Fig. 453, ſich verkleinernden Raum eingepreßt wird.

Man hat bei dieſen Preſſen zuweilen auch cylindriſche Schrauben von durchweg gleicher Steigung, alſo mit unveränderlichem Querſchnitt, zwiſchen den Gängen angewendet. Es iſt klar, daß vermöge einer ſolchen Anord-

[1]) D. R.-P. Nr. 24930.

nung, wie ſie beiſpielsweiſe der Pieron'ſchen Preſſe[1]) zu Grunde liegt, eine eigentliche Preſſung zwiſchen den Gewindegängen nicht erzielt werden kann, die letzteren vielmehr, wie bei allen Transportſchnecken, lediglich eine Vorwärtsbewegung der eingeſchloſſenen Maſſen bewirken können. Die eigentliche Preſſung wird bei dieſen Maſchinen dadurch erzielt, daß die durch die Schraube beförderte Maſſe am Ende des Gehäuſes durch einen verengten Querſchnitt hindurchgedrückt wird, welcher in geeigneter Weiſe, etwa durch ein mittelſt einer Feder belaſtetes Ventil, regulirt werden kann. Offenbar dient bei dieſen Preſſen die Schraube nur zum Vorſchieben des Materials, wie es bei den weiter unten angeführten Kolbenpreſſen durch einen Kolben bewirkt wird.

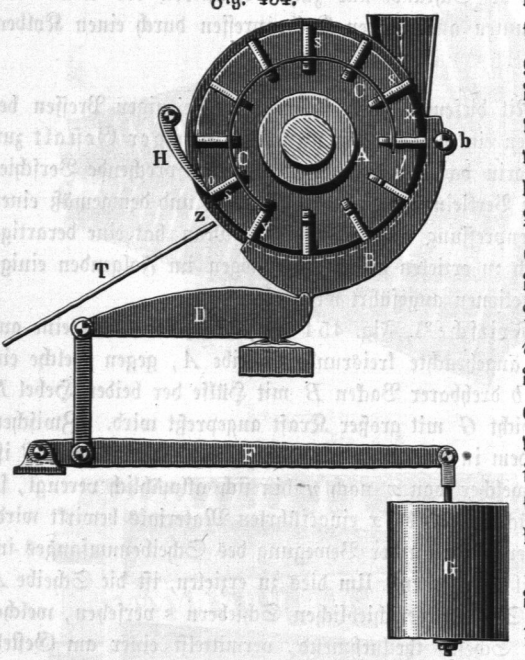
Keilpressen. Mit dieſem Namen ſollen hier diejenigen Preſſen bezeichnet werden, in denen ein Preßraum von keilförmiger Geſtalt zur Anwendung kommt, worin das Preßgut durch eine entſprechende Verſchiebung einer allmählichen Verkleinerung ſeines Volumens und demgemäß einer zunehmenden Zuſammenpreſſung ausgeſetzt wird. Man hat eine derartige Wirkung verſchiedentlich zu erzielen geſucht; es mögen im Folgenden einige dahin gehörige Conſtructionen angeführt werden. §. 130.

Die Maſchine von Fritſche[2]), Fig. 454 (a. f. S.), verwendet eine auf einer wagerechten Axe angebrachte kreisrunde Scheibe A, gegen welche ein um den feſten Zapfen b drehbarer Backen B mit Hülfe der beiden Hebel D und F durch das Gewicht G mit großer Kraft angepreßt wird. Zwiſchen dieſer Scheibe A und dem in eine Nuth derſelben eintretenden Backen B iſt ein Canal enthalten, welcher von x nach y hin ſich allmählich verengt, ſo daß eine Zuſammendrückung des bei x eingeführten Materials bewirkt wird, wenn daſſelbe gezwungen wird, an der Bewegung des Scheibenumfanges im Sinne des Pfeiles theil zu nehmen. Um dies zu erzielen, iſt die Scheibe A mit zwölf in radialen Schlitzen verſchieblichen Schiebern s verſehen, welche, an der Umdrehung der Scheibe theilnehmend, vermittelſt einer am Geſtell der Maſchine feſt angebrachten Führungsſchiene C, die in Nuthen der Schieber eintritt, ſo verſchoben werden, daß ſie bei o in die Scheibe zurückgezogen ſind und bei x aus derſelben um die Weite des erwähnten Preßcanals herausragen. In Folge dieſer Anordnung wird das aus dem Rumpfe J in den Zwiſchenraum zwiſchen A und B fallende Preßgut von den dort heraustretenden Schiebern wie von Kolben erfaßt und in dem beſagten Preßcanale fortgeſchoben, ſo daß die zuſammengedrückte und ausgepreßte Maſſe bei z in Form einzelner Preßlinge den Canal verläßt, um auf der geneigten Ebene T herabzugleiten. Der Abſtreicher H reinigt die Scheibe von etwa anhaftender Maſſe.

[1]) Stammer, Ergänzungsband, Fig. 11. — [2]) D. R.-P. Nr. 16549.

Ohne die Anwendung der Schieber oder Kolben würde die beabſichtigte Wirkung deswegen nicht möglich ſein, weil dann die Scheibe auf die in dem Canale enthaltene Maſſe höchſtens mit einer Kraft im Betrage der gleitenden Reibung zwiſchen Scheibe und Maſſe wirken könnte, eine Kraft, die wohl kaum die Reibung zwiſchen der Maſſe und dem Backen B zu überwinden geſtatten würde. In Folge der angeordneten Kolben s wird dagegen mit Sicherheit eine Verſchiebung der Maſſe in dem Canal eintreten, und weil dies der Fall iſt, mußte der Backen B in gewiſſer Weiſe nachgiebig gemacht werden, wie man ſich leicht durch die folgende Betrachtung verdeutlicht. Geſetzt, es wäre der Backen B ein vollkommen unbewegliches Stück, und die Weite des Canales ſei an der Eintrittsſtelle x durch w_1 und an der Austrittsſtelle y durch w_2 bezeichnet, ſo müßte das Volumen des bei x eingeführten Preßgutes während des Preſſens in dem Verhältniſſe dieſer Weiten $w_1 : w_2$ verkleinert werden.

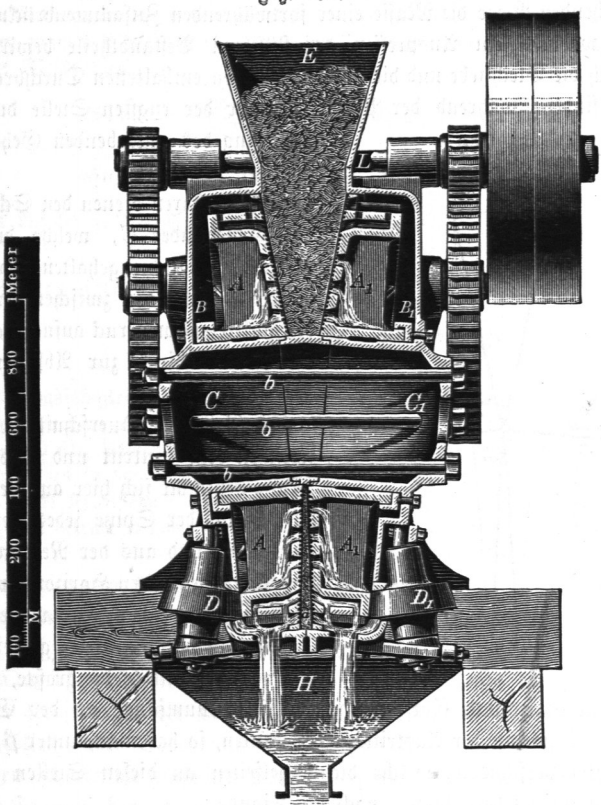
Fig. 454.



Angenommen, eine derartige Volumenverminderung ſei für eine ganz beſtimmte Maſſe, d. h. bei einem ganz beſtimmten Gehalte derſelben an Flüſſigkeit möglich und auch zweckmäßig, indem bei dem gewählten Verhältniſſe von w_1 und w_2 dieſe Maſſe gerade ſo weit entſäftet werde, wie es praktiſch noch angängig iſt. Dann ergiebt ſich ſogleich, daß die Maſchine nicht mehr vortheilhaft arbeiten könnte bei Verwendung einer Maſſe mit einem größeren Flüſſigkeitsgehalte, weil dieſe offenbar eine ſtärkere Zuſammenpreſſung zulaſſen würde. Ebenſo folgt andererſeits, daß bei einem geringeren Flüſſigkeitsgehalte der Maſſe eine Verarbeitung derſelben überhaupt nicht thunlich wäre, denn da dieſelbe einer ſo ſtarken Zuſammenpreſſung wahrſcheinlich überhaupt nicht befähigt iſt, ſo würde die zum Umdrehen der Scheibe erforderliche Kraft ſo bedeutend anwachſen, daß ein Stehenbleiben der Maſchine oder der

Bruch eines Theiles in Ausſicht ſtände. Da nun aber ſelbſtverſtändlich die zu verarbeitenden Maſſen niemals ſtets vollkommen gleich in Hinſicht ihres Flüſſigkeitsgehaltes und in Folge davon in Betreff ihrer Zuſammendrückbarkeit ſind, ſo hat man den Backen B vermittelſt der Hebelconſtruction in geringem Grade nachgiebig gemacht. Daß man hierbei ſtets mit einem

Fig. 455.



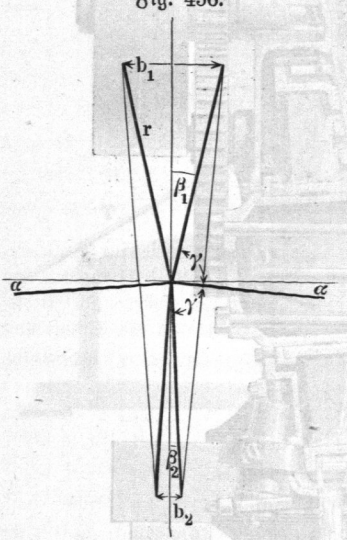
nahezu gleichen, durch das Belaſtungsgewicht G und das Hebelüberſetzungsverhältniß feſtgeſtellten Drucke arbeitet, iſt ohne Weiteres deutlich.

In anderer Weiſe iſt derſelbe Zweck einer Bewegung der Maſſe durch einen keilförmig ſich verengenden Canal bei der Maſchine von Selwig & Lange[1]), Fig. 455, erreicht worden. Hier ſind zwei mit gelochten Sieblechen bekleidete Scheiben A und A_1 von der Geſtalt ſtumpfer Kegel auf zwei unter einem ſtumpfen Winkel gegen einander geneigten Axen angebracht,

[1]) Stammer, Ergänzungsband, Fig. 30 und 31.

denen durch Zahngetriebe eine langſame Drehung ertheilt wird. Wenn die zu preſſende Maſſe aus einem Rumpfe E an derjenigen Stelle zwiſchen die beiden Scheiben geführt wird, wo dieſelben den größten Abſtand haben, ſo wird bei der Umdrehung der Scheiben dieſe Maſſe um ſo mehr zuſammengedrückt, je weiter ſie ſich dem der Einführungsſtelle diametral gegenüber liegenden Radius nähert. Hierdurch wird auf dem einer halben Umdrehung entſprechenden Wege die Maſſe einer fortwährenden Zuſammendrückung ausgeſetzt, wodurch ein Auspreſſen der flüſſigen Beſtandtheile bewirkt wird, die durch die Blechſiebe und die in den Scheiben enthaltenen Durchbrechungen Abfluß finden, während der Preßling hinter der engſten Stelle durch eine Oeffnung des umgebenden Gehäuſes B austritt.

Fig. 456.



Als Drehaxen dienen den Scheiben A die Hohlcylinder C, welche durch die Bolzen b zuſammengehalten werden, die Rollen D ſollen den zwiſchen den Scheiben auftretenden Druck aufnehmen. Der Trichter H dient zur Abführung des Saftes.

Die Größe der Querſchnittsverengung zwiſchen dem Eintritt und Austritt der Maſſe beſtimmt ſich hier aus dem Winkel 2γ an der Spitze jedes der Kegel, Fig. 456, und aus der Neigung α der Kegelaxen gegen den Horizont wie folgt. Wenn mit r der Halbmeſſer einer Scheibe, in der Kegelſeite gemeſſen, bezeichnet wird und b_1 die größte, ſowie b_2 die kleinſte horizontale Entfernung der Scheibenumfänge an der Eintrittsſtelle und bezw. an der Austrittsſtelle bedeuten, ſo hat man, unter β_1 und β_2 die Winkel verſtanden, welche die Kegelſeiten an dieſen Stellen mit der verticalen Mittelebene bilden, nach der Figur

$$b_1 = 2r \sin \beta_1$$

und

$$b_2 = 2r \sin \beta_2.$$

Nun iſt aber ebenfalls nach der Figur

$$\beta_1 + \gamma = 90^0 + \alpha$$

und

$$\beta_2 + \gamma = 90^0 - \alpha,$$

folglich auch

$$\alpha = \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}$$

und

$$\gamma = 90 - \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

Beiſpiel. Geſetzt, es ſei für eine ſolche Preſſe $r = 0{,}75$ m gewählt und es ſoll die Entfernung der Scheibenränder an der weiteſten Stelle $b_1 = 0{,}20$ m und an der engſten Stelle $b_2 = 0{,}05$ m ſein, ſo hat man für die Winkel β_1 und β_2 die Gleichungen:

$$\sin \beta_1 = \frac{0{,}20}{2 \,.\, 0{,}75} = 0{,}1333; \; \beta_1 = 7^0\,40'$$

$$\sin \beta_2 = \frac{0{,}05}{2 \,.\, 0{,}75} = 0{,}0333; \; \beta_2 = 1^0\,54',$$

ſo daß der Winkel an der Spitze für den Kegel zu

$$\gamma = 90^0 - 4^0\,47' = 85^0\,13'$$

und die Neigung einer Axe gegen den Horizont zu

$$\alpha = \frac{7^0\,40' - 1^0\,54'}{2} = 2^0\,53'$$

folgt.

Die Leiſtungsfähigkeit dieſer Maſchinen iſt nach unſerer Quelle für Scheiben von 1,45 m Durchmeſſer, welche 0,9 bis 1 Umdrehung in der Minute machen, zu 3000 bis 4000 Ctr. Rüben und für Scheiben von 1,8 m Durchmeſſer und 0,6 bis 0,7 Umdrehungen in der Minute zu 5000 bis 6000 Ctr. täglich (24 Stdn.) anzunehmen. Als Kraftbedarf ſoll man für je 1000 Ctr. täglicher Verarbeitung $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ Pferdekraft rechnen dürfen.

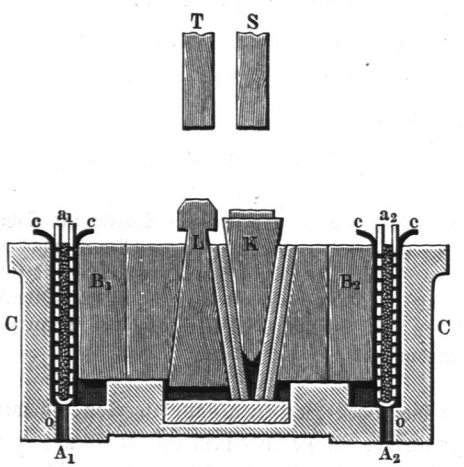
§. 131.

Kolbenpreſſen ſollen diejenigen Preſſen genannt werden, in welchen die von der Flüſſigkeit zu trennende Maſſe in einem cylindriſchen oder prismatiſchen Gefäße befindlich iſt und den Preßdruck dadurch empfängt, daß eine den Querſchnitt dieſes Gefäßes kolbenartig ausfüllende Platte mit entſprechender Kraft gegen die Maſſe gedrückt wird, die ſich andererſeits gegen die feſte Stirn- oder Bodenwand des Preßgefäßes ſtützt. Zu dieſer Art von Preſſen gehören die einfachen Vorrichtungen, welche zum Auspreſſen von Obſt und Trauben benutzt werden und in der Hauptſache aus einer cylindriſchen Bütte beſtehen, in welcher ein kreisrunder Deckel mittelſt einer Schraubenſpindel auf das in der Bütte befindliche Obſt gepreßt wird, wobei der Saft durch Löcher im Boden oder in der Wand nach außen tritt. Hierbei iſt es für die Wirkung der Preſſe unerheblich, ob die zu preſſenden Maſſen unmittelbar oder in Preßſäcke geſchlagen in die Bütte gebracht werden.

Zu dieſen Preſſen ſind ferner auch die zur Gewinnung des Oels aus den zu Mehl zerkleinerten Oelfrüchten (Rübſamen, Raps, Leinſamen) dienenden Vorrichtungen zu rechnen, welche zunächſt näher beſprochen werden mögen.

Das Auspreſſen des Oels aus den betreffenden Früchten erfordert immer die Anwendung von Tüchern oder Beuteln aus Haartuch oder Wollengewebe, da die Samen vorher zu ſo feinem Mehl gemahlen werden müſſen daß metallene Siebe von hinreichender Feinheit nicht zu beſchaffen ſein würden. Der Druck, welchem die Oelſamen ausgeſetzt werden müſſen, iſt immer ein ſehr ſtarker, und zwar nicht nur, weil der hohe Preis des Oels eine möglichſt vollſtändige Gewinnung deſſelben erſtrebenswerth macht, ſondern auch, weil bei der im Verhältniß zu dem Gewichte der Trockenſubſtanz geringen Menge des in den Samen enthaltenen Oels das letztere mit entſprechend großer Kraft von den feſten Zellenwandungen zurückgehalten wird.

Fig. 457.



Um den beweglichen Kolben mit großer Kraft gegen den Oelſamen zu preſſen, hat man ſich verſchiedener Getriebe bedient, durch welche eine erhebliche Kraftſteigerung erzielt werden kann; insbeſondere wandte man hierzu bei den älteren Oelpreſſen Keile an, welche durch die Stöße von Stampfern angetrieben wurden. Eine ſolche Keilpreſſe, oder, wie ſie auch genannt wurde, holländiſche Rammpreſſe, wird durch Fig. 457 veranſchaulicht. Dieſe Preſſe iſt mit zwei Preßörtern A_1 und A_2 verſehen, von denen jeder zur Aufnahme eines mit Oelſamen gefüllten Preßbeutels a_1 und a_2 dient, welche beide gleichzeitig dadurch ausgepreßt werden, daß die beiden Klötze B_1 und B_2 nach außen gedrängt werden, ſobald der Keil K durch auf ſeinen Rücken ausgeübte Stöße eingetrieben wird. Als Gegenlager zur Aufnahme des Druckes dient hierbei auf jeder Seite die Stirnwand C des gußeiſernen Preßtroges, welcher letztere kräftig genug ausgeführt ſein muß, um den ſtarken Stoßwirkungen zu widerſtehen. Zur möglichſten Schonung der Preßtücher wird jeder Beutel zwiſchen zwei ſiebartig durchlöcherte Preßbleche geſetzt, welche ſich gegen die Druckplatten c, die ſogenannten Jager, lehnen, die behufs des Oelabfluſſes auf den von den Preßblechen bedeckten Flächen mit feinen, von der Mitte nach beiden Seiten hin geneigten Rillen verſehen ſind. Das in

dieſen Rillen herablaufende Oel wird durch die im Boden jedes Preßkorbes angebrachte Oeffnung *o* nach dem betreffenden Sammelbehälter abgeführt. Zum Antreiben des Keiles *K* dient ein über demſelben befindlicher Stampfer *S*, welcher durch eine Daumenwelle in der aus §. 5 bekannten Weiſe auf eine gewiſſe Höhe erhoben wird, um darauf niederzufallen und auf den Keil eine Arbeit gleich *G h* mkg zu übertragen, wenn *G* das Gewicht des Stampfers in Kilogrammen und *h* ſeine Fallhöhe in Metern bedeutet. Iſt durch eine gewiſſe Anzahl von Schlägen der Keil *K* ſo weit eingetrieben, daß die weiteren Schläge eine merkliche Wirkung nicht mehr ausüben, ſo läßt man die Preſſe meiſt einige Minuten unter Druck ſtehen, um, nachdem hierauf der Keil *K* noch einige Schläge erhalten hat, ein Oeffnen der Preſſe zu bewirken. Zu dieſem Zwecke genügt es, auf den zweiten ſogenannten Löſekeil *L* einige Schläge durch den Stampfer *T* auszuüben, in Folge deren dieſer Keil herabfällt, ſo daß die einzelnen Theile in der Preſſe zurückgeſchoben und die Preßbeutel mit den darin enthaltenen Kuchen durch andere mit friſchem Samen gefüllte erſetzt werden können. Zur Einleitung der darauf folgenden Preſſung genügt es, den Löſekeil mittelſt einer Schnur wieder emporzuziehen, worauf man den Stampfer *S* wieder fallen läßt.

Es iſt allgemein üblich, den Oelſamen vor dem Preſſen in beſonderen Samenwärmern auf eine höhere Temperatur von etwa 100° C. zu erwärmen, weil hierdurch das Oel dünnflüſſiger wird, und ſich daher leichter auspreſſen läßt. Auch hat die Erfahrung gezeigt, daß es bezüglich einer möglichſt großen Ausbeute an Oel vortheilhaft iſt, ein zweimaliges Preſſen vorzunehmen, ein erſtes oder Vorpreſſen des erwärmten Samens und darauf das zweite oder Nachpreſſen des Mehles, das aus den Kuchen der Vorpreſſe durch ein vorheriges Mahlen gewonnen und gleichfalls angewärmt wurde. In der Regel pflegt man bei dem Nachpreſſen einen ſtärkeren Druck auszuüben, als beim Vorpreſſen.

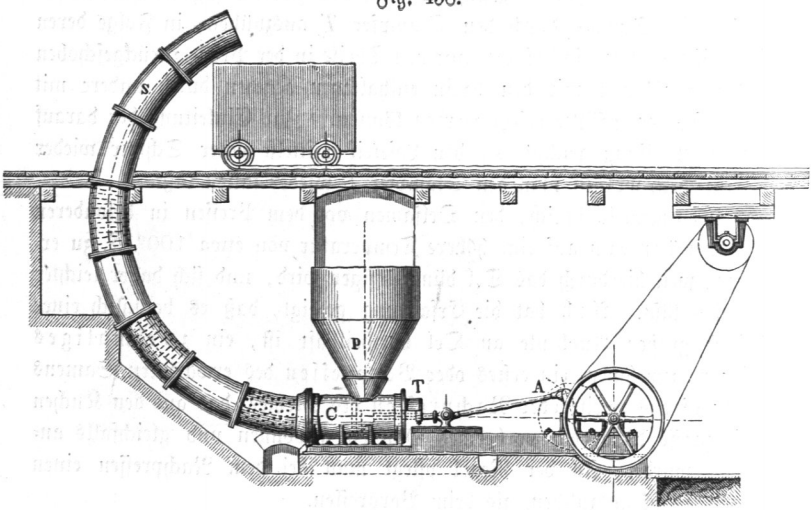
Derartige Rammpreſſen werden heutzutage kaum noch in kleineren und älteren Oelmühlen angewendet, in allen größeren Betrieben ſind ſie durch die hydrauliſchen Preſſen verdrängt worden. Anſtatt des Keilgetriebes hat man wohl auch Schrauben oder Kniegelenke [1]), excentriſche Scheiben [2]) und ſonſtige Getriebe zur Bewegung der Preßplatten in Oelpreſſen vorgeſchlagen, ohne daß jedoch dieſe Anordnungen eine größere Verbreitung gefunden hätten.

Kolbenpreſſen mit einem cylindriſchen Preßgefäße und einem durch eine Kurbel bewegten Preßkolben hat man ebenfalls in ſolchen Fällen zur Verwendung gebracht, wo ein nur mäßiger Druck erforderlich iſt, z. B. als

[1]) Le Blanc et Pouillet, Portefeuille industr., T. I, Pl. 23.
[2]) Bulletin d'encouragement 1827, p. 33.

Schnitzelpreſſen in Zuckerfabriken. In Fig. 458 iſt die in dieſer Art ausgeführte Schnitzelpreſſe von Rudolph[1]) dargeſtellt. Man erkennt hier ohne Weiteres, wie in dem liegenden Cylinder *C* ein Kolben durch die Kurbelwelle *A* hin und her bewegt wird, und es iſt erſichtlich, daß die bei dem Rückgange dieſes Kolbens aus dem Behälter *P* durch eine Oeffnung in den Cylinder gefallenen Schnitzel bei dem darauf folgenden Vorwärtsgange des Kolbens aus dem Cylinder herausgeſchoben werden. Damit nun hierbei der zum Auspreſſen des Saftes erforderliche Druck ausgeübt werde, iſt hier die Einrichtung getroffen, daß die aus dem Cylinder geſchobenen Rübenſchnitzel ein längeres, gekrümmtes Rohr paſſiren müſſen, wodurch gleichzeitig eine Beförderung der ausgepreßten Maſſe in das darüber

Fig. 458.



befindliche Stockwerk bewirkt wird. Als Widerſtand, welcher ſich der Bewegung der Maſſe hierbei entgegenſetzt, und daher den Preßdruck beſtimmt, hat man außer dem Gewichte der in dem Rohre enthaltenen, einer Hebung unterliegenden Maſſe auch die Reibung derſelben an den Rohrwandungen anzuſehen, und es iſt leicht erſichtlich, daß man dieſen Druck durch eine entſprechende Verengung des Querſchnittes bei dem Uebergange zwiſchen dem Cylinder *C* und dem Rohre *S* beliebig vergrößern kann. Um bei dieſer Preſſe dem Waſſer den Austritt aus den Schnitzeln zu ermöglichen, ſind, wie aus der Figur zu erſehen iſt, einzelne Theile des Rohres *S* mit den entſprechenden Sieböffnungen verſehen, auch hat man den Kolben

[1]) Stammer, Ergänzungsband, Fig. 27.

selbst in dieser Weise durchlässig gemacht. Um übrigens bei dem Vorgange des Kolbens während der Pressung ein Herabfallen von Schnitzeln aus dem Rumpfe P zu verhüten, ist mit der Kolbenstange ein Schieber T verbunden, welcher, der Cylinderwandung sich anschmiegend, einen Verschluß der Einfallöffnung bewirkt, wenn der Kolben vorwärts geht.

Hydraulische Pressen. In fast allen den Fällen, in denen es sich §. 132. um die Ausübung sehr bedeutender Druckkräfte handelt, werden die hydraulischen Pressen wegen der vergleichsweisen Einfachheit angewendet, mit welcher bei ihnen eine große Kraftsteigerung sich erreichen läßt. So haben insbesondere in den Oelmühlen diese Pressen zur Gewinnung des Oels aus dem Samen sich allgemeine Anwendung verschafft, während in Zuckerfabriken die früher ziemlich allgemein angewandten hydraulischen Pressen vielfach durch die leistungsfähigeren Walzenpressen ersetzt worden sind, weil die saftreicheren Rüben nicht so große Pressungen erfordern.

Die allgemeine Einrichtung einer hydraulischen Presse ist schon aus Th. III, 2, §. 15 bekannt, woselbst die Verwendung derselben als Maschine zum Heben von Lasten besprochen wurde. Es kann daher hier als bekannt vorausgesetzt werden, daß jede hydraulische Presse der Hauptsache nach aus einem cylindrischen Plungerkolben besteht, der in einem gußeisernen Hohlcylinder sich dichtschließend verschiebt, indem derselbe durch den Druck des in dem Cylinder eingeschlossenen Wassers gegen die Endfläche des Kolbens bewegt wird. Ebenso darf als bekannt vorausgesetzt werden, daß die Pressung des in dem Cylinder befindlichen Wassers für gewöhnlich durch eine Pumpe erzeugt wird, welche das Wasser in den Cylinder hineinbefördert. Es wurde ferner an der angezeigten Stelle auch angegeben, daß die auf den Pumpenkolben vom Querschnitt f wirkende Kraft P einen von dem Preßkolben ausgeübten Druck hervorruft, der, abgesehen von der Kolbenreibung, zu

$$\frac{F}{f}\,P = Q$$

sich bestimmt, wenn F den Querschnitt des Preßkolbens bedeutet. Das Verhältniß $F:f$ der Querschnitte des Preßkolbens zum Pumpenkolben bedingt hiernach die Größe der Kraftsteigerung, woraus man ersieht, daß mittelst der hydraulischen Pressen in einfacher Art eine bedeutende Vergrößerung der ausgeübten Druckkraft erzielt werden kann. Beispielsweise nimmt bei einem Durchmesser des Preßkolbens $D = 0{,}30$ m und einem solchen des Pumpenkolbens $d = 0{,}020$ m jenes Verhältniß $\frac{F}{f} = \frac{D^2}{d^2}$ den beträchtlichen Werth $\frac{30}{2^2} = 225$ an, so daß, abgesehen von schädlichen Neben-

hinderniſſen, wie Kolbenreibungen, mit je einem Kilogramm der auf den Pumpenkolben wirkenden Kraft durch den Preßkolben eine Preſſung von 225 kg ausgeübt werden kann. Natürlich wird entſprechend dem allgemeinen Princip der virtuellen Bewegungen die bei einer beſtimmten Bewegung des Pumpenkolbens um s eintretende Verſchiebung des Preßkolbens in demſelben Verhältniſſe geringer ausfallen. Eine ſo bedeutende Geſchwindigkeitsverringerung bezw. Kraftſteigerung iſt mit den gewöhnlichen Maſchinengetrieben, wie Rädern und Hebeln, nicht in ſo einfacher Weiſe zu erlangen. Wollte man beiſpielsweiſe durch Anwendung von Zahnrädern dieſelbe Verlangſamung erzielen, ſo würde man dazu drei auf einander folgende Rädervorgelege im Verhältniß von etwa 1 : 6 anwenden müſſen, in welchem Falle die Geſchwindigkeit der Axe des letzten großen Rades zu derjenigen des erſten kleinen Getriebes ſich wie 1 : 216 verhalten würde. Eine derartige Einrichtung würde viel weniger einfach und in Folge davon mit größeren, durch ſchädliche Widerſtände verurſachten Kraftverluſten verbunden ſein. Nur etwa bei der Verwendung von Schrauben könnte man in einfacher Art eine große Verlangſamung der Bewegung erzeugen, insbeſondere bei der Anwendung eines Schneckenrades mit entſprechend großer Zähnezahl, in welches eine Schraube ohne Ende eingreift. Es iſt aber in Th. III, 1 gezeigt worden, daß Schrauben, insbeſondere ſolche mit geringer Neigung, nur einen ſehr kleinen Wirkungsgrad ergeben, der bei den hier in Betracht kommenden Verhältniſſen meiſt nicht größer als etwa 0,30 ſein wird. Es geht hieraus hervor, daß die Anwendung von Schrauben für Preſſen, die regelmäßig zu betreiben ſind, nicht zu empfehlen iſt, wenn auch in ſolchen Fällen, wo eine Preſſe nur hin und wieder gebraucht wird, die Anwendung von Schrauben geſchehen mag, da der Arbeitsverluſt bei dem ſeltenen Gebrauche weniger ins Gewicht fällt. Aus den vorſtehenden Gründen ergiebt ſich, warum für große Druckkräfte und regelmäßigen Betrieb die hydrauliſchen Preſſen eine ſo verbreitete Anwendung gefunden haben.

In Betreff des *Einſatzes* für hydrauliſche Preſſen, d. h. was die Anordnung des einer ſolchen Preſſe zu übergebenden Preßgutes anbetrifft, gelten ganz ähnliche Betrachtungen, wie ſie in §. 126 für die Filterpreſſen angeſtellt worden ſind. Auch hier preßt man immer die Maſſe in dünnen Schichten, welche durch metallene Preßbleche von einander getrennt, in einer Anzahl von 6 bis 10 den Einſatz bilden und nach geſchehener Preſſung ebenſo viele Preßkuchen ergeben. Natürlich müſſen hier die Preßbeutel oder Preßtücher einzeln durch Handarbeit gefüllt werden, während bei den Filterpreſſen die bloße Zuführung der zur Verwendung kommenden ſchlammartigen Maſſe genügt, um eine ſelbſtthätige Entſtehung der Kuchen zu ermöglichen, was bei den hydrauliſchen Preſſen niemals der Fall iſt.

Daß die Preſſung in den Filterpreſſen immer weit ſchwächer als die in hydrauliſchen Preſſen iſt, trotzdem der Geſammtdruck auf eine Filter-

platte, wie in §. 127 gezeigt wurde, ſehr bedeutend ausfallen kann, iſt leicht erſichtlich, denn die ganze Anordnung der ebenen Rahmen in den Filterpreſſen geſtattet nicht, mit ſo großen Flüſſigkeitsdrucken zu arbeiten, wie man ſie unbedenklich in den viel widerſtandsfähigeren Cylindern der hydrauliſchen Preſſen in Anwendung bringen darf. Während die Flüſſigkeit in den Filterpreſſen ſelten einem über 10 Atmoſphären ſteigenden Drucke ausgeſetzt ſein wird, arbeitet man in den Cylindern der hydrauliſchen Preſſen mit Preſſungen von 100 bis 150 Atmoſphären und darüber. Hierzu tritt der Umſtand, daß durch den Flüſſigkeitsdruck in den Filterpreſſen auch unmittelbar der auf das Preßgut wirkende Druck dargeſtellt iſt, während man bei hydrauliſchen Preſſen dadurch noch eine weſentliche Steigerung des auf die Flächeneinheit entfallenden Druckes erzeugen kann, daß man die dem Druck ausgeſetzte Fläche der Preßplatten entſprechend kleiner annimmt, als den Querſchnitt des Preßkolbens.

Die erſten hydrauliſchen Preſſen waren als ſtehende, d. h. mit vertical aufgeſtelltem Preßcylinder und darüber angeordneter Preßkammer ausgeführt. Dieſe Anordnung gewährt den Vortheil, daß nach beendigter Preſſung die Rückbewegung des Preßkolbens ohne Weiteres durch deſſen Eigengewicht erfolgt, ſobald man nur dem unter dem Kolben befindlichen Druckwaſſer durch Oeffnung eines Ventils den Ausgang aus dem Cylinder geſtattet. Später hat man vielfach die hydrauliſchen Preſſen in Oelfabriken in liegender Ausführung, d. h. mit horizontal aufgeſtelltem Cylinder, in Anwendung gebracht, und zwar hauptſächlich aus dem Grunde, weil dieſe Anordnung ein leichteres Füllen und Entleeren der Preſſe geſtattet und weil auch die Abführung des ausgepreßten Oels in einfacherer Art zu ermöglichen iſt, als bei den ſtehenden Preſſen. Dagegen hat man bei den liegenden Preſſen ſtets ein beſonderes Mittel zur Rückführung des Preßkolbens beim Löſen der Preſſe anzuwenden, wozu man ſich in der Regel einer beſonderen kleinen Gegenpreſſe bedient, deren Preßkolben durch den auf ihn wirkenden Waſſerdruck die Rückbewegung bewirkt. Von der urſprünglich beliebten Anwendung eines Gegengewichtes behufs der Rückführung des Preßkolbens iſt man jetzt zurückgekommen. Daß die horizontalen Preſſen einen größeren Raum erfordern als die verticalen, iſt leicht erſichtlich.

Das zur Bewegung einer hydrauliſchen Preſſe dienende Pumpwerk verſieht man in der Regel mit zwei Pumpen, deren Kolben verſchiedene Durchmeſſer und meiſt auch verſchiedenen Hub haben, ſo daß die größere Pumpe durch jeden Hub drei- bis viermal ſo viel Waſſer fördert, wie die kleinere. Der Zweck dieſer Einrichtung iſt folgender. Im Beginn einer jeden Preſſung iſt nur ein verhältnißmäßig geringer Druck erforderlich, um das Oel zum Ausfließen aus den Samen zu veranlaſſen, und erſt nach Maßgabe der Zuſammendrückung des Samens wird eine ſtärkere Preſſung

erforderlich. Um die letztere zu erzeugen, dient die kleinere Pumpe, welche gegen Ende einer jeden Preſſung allein in Wirkſamkeit tritt. Wollte man dagegen auch während des erſten Theiles der Preſſung dieſe kleinere Pumpe allein in Anwendung bringen, ſo würde hierfür zwar eine ſehr geringe Betriebskraft ausreichen, jedoch auch eine unverhältnißmäßig große Zeit für jede Preſſung erforderlich ſein. Um dieſe Zeit thunlichſt abzukürzen, arbeitet man daher zu Anfang der Preſſung mit beiden Pumpen, und rückt, wenn mit ſteigendem Drucke der Widerſtand des Pumpwerkes zu groß wird, die größere Pumpe gänzlich aus, um mit der kleinen Pumpe allein die Preſſung zu beenden. Die Ausrückung der betreffenden Pumpe pflegt man vielfach durch ein geringes Anheben des Saugventils zu bewirken, wodurch dem beim Aufwärtsgange des Kolbens angeſaugten Waſſer der Rückgang durch das Saugrohr beim Niedergange des Kolbens ermöglicht wird. Um dieſe Abſtellung ſelbſtthätig zu machen, benutzt man häufig die Bewegung eines kleinen Plungerkolbens, welcher dem Drucke des von der Pumpe nach dem Preßcylinder fließenden Waſſers ausgeſetzt und durch einen Gewichtshebel ſo belaſtet iſt, daß er bei einer beſtimmten Preſſung des Waſſers ſich nach außen verſchiebt. Daß man bei allen hydrauliſchen Preſſen durch geeignete Sicherheitsventile einer übermäßigen Preſſung, durch welche der Preßcylinder zerſprengt werden könnte, vorbeugen wird, bedarf nur der Erwähnung.

Wie ſchon im vorigen Paragraphen bemerkt wurde, führt man in Oelmühlen eine zweimalige Preſſung aus und verwendet zu dem Ende *Vorpreſſen* und *Nachpreſſen*, derart, daß in den letzteren ein größerer Druck auf den Samen ausgeübt wird, als in den Vorpreſſen, was man entweder durch einen größeren Durchmeſſer des Preßcylinders oder durch einen kleineren Querſchnitt der Preßkammer erreichen kann.

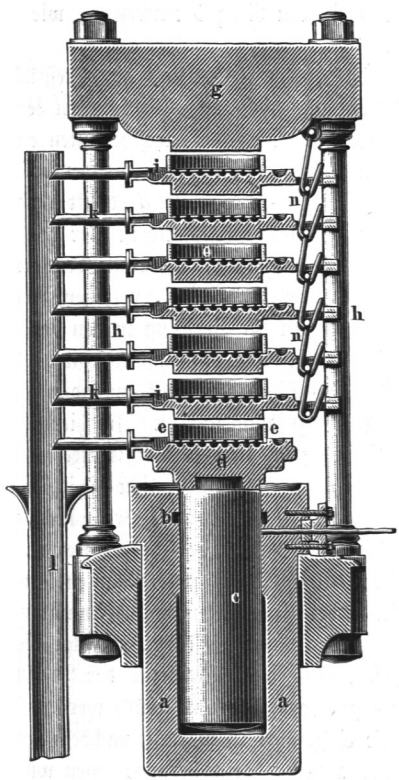
§. 133. **Fortſetzung.** Eine ſtehende hydrauliſche Preſſe zum Auspreſſen von Oelſamen iſt durch die Fig. 459[1]) dargeſtellt und nach dem Vorangegangenen leicht verſtändlich. Der in dem gußeiſernen Cylinder *a* durch eine Ledermanſchette *b* gedichtete Preßkolben *c* von 0,32 m Durchmeſſer endigt oberhalb in die Preßplatte *d*, auf welche ein mit erwärmtem Oelſamen gefüllter Preßbeutel zu liegen kommt, nachdem zunächſt die mit Rillen verſehene Preßfläche mit einem ſiebartig durchlöcherten Preßbleche bedeckt iſt. Ein dieſes Blech umgebender, gleichfalls durchlöcherter Ring *e* hält den Samen zuſammen. Darüber ſind noch ſechs ſolcher Preßplatten zur Aufnahme von ebenſo vielen Preßtüchern befindlich, und man erkennt aus der Figur, wie jede dieſer Preßplatten unterhalb zu einer cylindriſchen Scheibe

---

[1]) Sammlung von Zeichnungen für die Hütte, Jahrg. 1857. Rühlmann, Allgemeine Maſchinenlehre, Bd. 2, Oelmühlen.

ausgebildet iſt, welche in den Blechring der darunter befindlichen Preßplatte eintritt, ſo daß ſie wie ein Kolben die unter ihr befindliche Maſſe zuſammendrückt, wenn der Preßkolben *c* emporſteigt. Die für die oberſte Preßplatte zur Wirkung kommende Scheibe befindet ſich an dem Querhaupte *g* der Preſſe, das mit dem Preßcylinder durch vier ſtarke ſchmiedeiſerne Säulen *h* verbunden iſt, die den Preßplatten gleichzeitig zur Führung dienen. Das

Fig. 459.



in den Rillen jeder Preßplatte abfließende Oel ſammelt ſich in einer ringsum angebrachten Rinne *i*, von wo es durch eine Anſatzröhre *k* in das Abführungsrohr *l* gelangt. Das letztere iſt an der der Preſſe zugewendeten Seite mit einem Schlitze zur Aufnahme der Anſatzröhren *k* verſehen, wodurch den letzteren das Auf- und Niederſteigen ermöglicht wird, ohne die Ableitung des Oels zu unterbrechen.

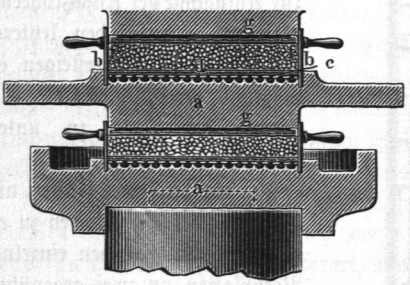
Um ein bequemes Füllen und Entleeren der Preßplatten zu ermöglichen, ſind an den einzelnen Preßplatten an zwei gegenüberliegenden Punkten Kettenglieder *n* von ſolcher Form angebracht, daß jede Preßplatte in den hakenförmigen Kettengliedern der darüber befindlichen Platte und die oberſte an dem Querhaupte *g* hängt, wenn der Preßkolben ſeine tiefſte Lage einnimmt. Vermöge dieſer Anordnung kann über jeder Preßplatte das Ein- und Ausbringen des Preßbleches mit dem Ringe *e* und dem darin enthaltenen Samen bewirkt werden, ohne ein Entfernen der Preßplatten vornehmen zu müſſen. Die hakenartige Geſtalt der Kettenglieder geſtattet das Aufſteigen der Preßplatten, ohne die gedachte Verbindung derſelben aufzuheben.

Um die Preßtücher gänzlich zu umgehen und dadurch die nicht unerheblichen Koſten für die Unterhaltung derſelben zu erſparen, hat man mancherlei Ausführungen vorgeſchlagen und in Anwendung gebracht. Hierhin

gehört die Anordnung von Fesca[1]), Fig. 460, bei welcher auf jede Preßplatte *a* ein kreisförmiger Blechring *b* geſtellt wird, in den das Preßgut ohne Preßbeutel eingebracht wird, nachdem man zuvor auf die mit Rillen verſehene Preßplatte ein ſiebförmig durchlöchertes Blech *c* und hierauf eine kreisförmige Filzplatte *d* gelegt hat. Eine ebenſolche Filzplatte bildet auch die obere Begrenzung des Samens, und ein federnder Ring *f* ſoll den dichten Abſchluß bewirken. Auch hier iſt die darüber befindliche Preßplatte mit einer Scheibe *g* verſehen, welche, in den Ring *b* eintretend, wie ein Kolben den Samen zuſammenpreßt.

Auch bei der Preſſe von Ehrhardt[2]), Fig. 461, ſind die Preßtücher vermieden, indem hierbei die zur Aufnahme des Samens beſtimmten Kammern *a* durch trapezförmige Rahmen *b* gebildet werden, welche unten einen loſe eingelegten Siebboden *c* enthalten und oben durch die darüber befindliche Preßplatte *d* bedeckt werden. Jede Preßplatte iſt hier mit der nach oben vorſpringenden geriffelten Scheibe *e* verſehen, welche bei der Preſſung in den darüber befindlichen Rahmen eintritt, den Siebboden hebt und die Saat zuſammenpreßt. Um hierbei die zum Füllen und Entleeren der Preſſe erforderliche Zeit, während welcher die Preſſe nicht zur Wirkung kommt, auf einen möglichſt geringen Betrag herabzuziehen, iſt die Einrichtung getroffen, daß zu jeder Preßplatte *d* zwei Rahmen *b* vorhanden ſind, welche in Führungsſchienen der Preßplatten ſich horizontal nach der einen oder anderen Seite der Preſſe verſchieben laſſen. In Folge dieſer Einrichtung kann, während der Inhalt des einen Rahmens der Preſſung ausgeſetzt iſt, der andere ſeitlich herausgezogene Rahmen gefüllt werden, um nach beendigter Preſſung in die Preſſe eingeführt zu werden, nachdem zuvor der darin befindliche Rahmen nach der anderen Seite herausgezogen wurde. Während der nun folgenden Preſſung kann dieſer Rahmen nach Entfernung des Kuchens nun ebenfalls gefüllt werden u. ſ. f. Aus der Figur iſt erſichtlich, wie hier die Preßplatten *d* am Herabfallen dadurch verhindert werden, daß ſie auf Anſätzen der ſeitlichen Führungen *h* ruhen, deren Abſtände zu dem Ende nach oben hin ſich ſtaffelförmig vergrößern.

Fig. 460.

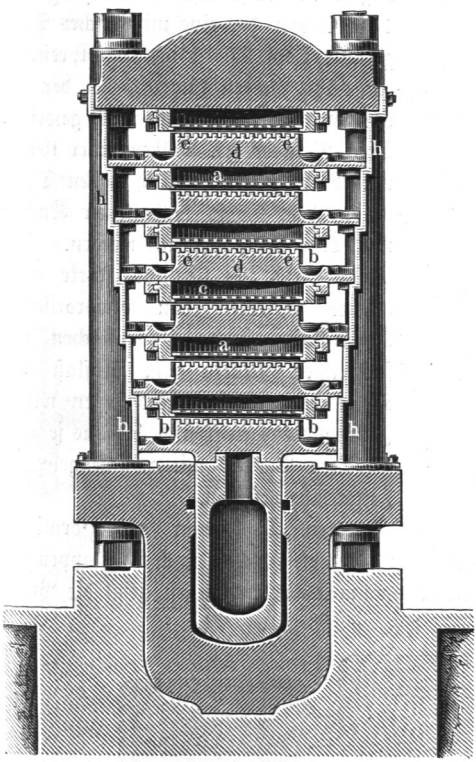


Anſtatt, wie bei den vorſtehend beſprochenen Preſſen, durch die Form der Preßplatten einzelne Kammern zur Aufnahme der Kuchen zu bilden, hat

[1]) Rühlmann, Allgemeine Maſchinenlehre, Bd. II, Oelmühlen.
[2]) D. R.-P. Nr. 16539.

man auch wohl bei den ſogenannten Topfpreſſen einen für alle Kuchen gemeinſchaftlichen Preßraum durch einen auf den Kopf des Preßkolbens geſtellten Siebcylinder *a*, Fig. 462[1]) (a. f. S.), gebildet, in welchen die einzelnen Preßbeutel, durch Blechſcheiben (ohne Löcher) von einander getrennt, eingelegt werden. In dieſen Topf tritt von oben ein an dem Preßhaupt *b* befeſtigter Stempel *c* ein, ſobald durch das Emporſteigen des Preßkolbens *d* der Topf mit ſeinem Inhalte gehoben wird. Um dem Siebtopfe die genügende Widerſtandsfähigkeit gegen den in ihm auftretenden Druck zu gewähren, pflegt man ihn durch eiſerne Ringe zu verſtärken, zwiſchen welchen die Sieblöcher für das austretende Oel angebracht ſind, deſſen Verſpritzen durch einen übergeſchobenen Blechmantel verhütet wird. Behufs der Füllung und Entleerung wird der Topf in ſeiner tiefſten, in der Figur gezeichneten Stellung auf Führungsſchienen der Preßplatte nach der Seite gezogen.

Fig. 461.



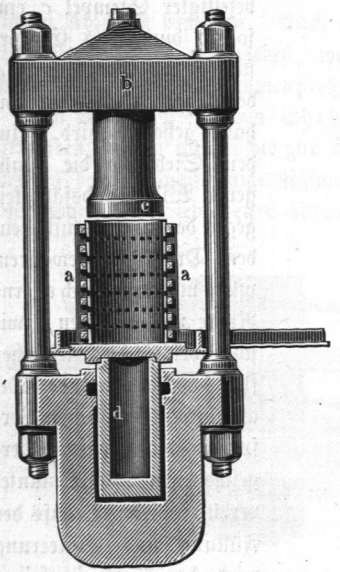
Auch bei dieſen Preſſen hat man wohl zwei Siebtöpfe angeordnet, welche auf zwei verſchiedenen Bahnen aus der Preſſe herausgezogen werden können, um das Füllen eines Topfes vornehmen zu können, während der andere der Preſſung unterworfen wird.

Denſelben Zweck ſucht Jantzen[2]) durch die Verwendung von zwei Töpfen zu erreichen, die auf Armen angebracht ſind, welche um die beiden Säulen der Preſſe drehbar und auf denſelben der Höhe nach verſchiebbar ſind; auch

[1]) Rühlmann, Allgemeine Maſchinenlehre, Bd. II, Oelmühlen.
[2]) D. R.-P. Nr. 47538.

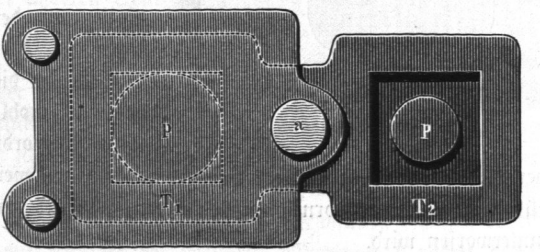
iſt hierbei die Anordnung ſo getroffen, daß die Töpfe während der Preſſung einer Erhitzung durch Dampf unterworfen werden. Hiervon unterſcheidet ſich die Preſſe von Jourdan[1]), welche ebenfalls zwei Töpfe zum Auswechſeln enthält, dadurch, daß die beiden Töpfe von quadratiſchem Querſchnitt ein einziges, um die Säule *a* der Preſſe, Fig. 463, drehbares Stück bilden, ſo daß durch entſprechende Drehung um 180^0 immer der eine mit friſcher Saat gefüllte Topf T_1 in die Hauptpreſſe P eingeführt werden kann, wobei der zuvor der Preſſung ausgeſetzt geweſene Topf T_2 über den Kolben einer kleineren Preſſe p tritt, durch deſſen Druck die in dem Topfe enthaltenen Kuchen nach oben herausgedrückt werden. Die Töpfe dieſer Preſſe ſind ſtarke gußeiſerne Prismen von quadratiſchem Querſchnitt, deren Innenflächen mit ſenkrechten Rillen zum Abfluß des Oeles verſehen ſind und gegen welche Filterplatten gelegt ſind, die aus je zwei gelochten Platten mit zwiſchengelegtem Filtertuche beſtehen.

Fig. 462.



Einen Topf von trapezförmigem Querſchnitte und ſolcher Einrichtung, daß die Kuchen nach Aufklappen der vorderen Seite des Topfes herausgenommen werden können, zeigt die Preſſe

Fig. 463.



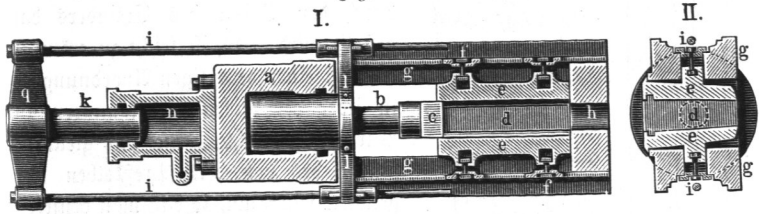
von Dubard Brenot[2]), während bei derjenigen von Buſhel u. Haydon[3]) ein cylindriſcher, aus eiſernen Stäben mit feinen Zwiſchenräumen roſtartig gebildeter Topf verwendet wird, deſſen Füllung mit lauter gleichen Samen-

[1]) D. R.-P. Nr. 38381. — [2]) D. R.-P. Nr. 20692. — [3]) D. R.-P. Nr. 25927.

packeten mittelst eines automatisch arbeitenden Meßapparates bewirkt werden soll.

Während die vorbesprochenen verticalen Topfpressen meistens als Vorpressen zum erstmaligen Auspressen des Samens verwendet werden, bedient man sich zum Nachpressen, d. h. zum wiederholten Auspressen der aus den Vorpressen genommenen und zerkleinerten Kuchen vielfach der horizontalen Pressen. Eine solche ist durch Fig. 464[1]) veranschaulicht. Der aus dem Preßcylinder *a* heraustretende Preßkolben *b* trägt an seinem freien Ende die trapezförmige Preßplatte *c*, welche in die im Querschnitt ebenso gestaltete Kuchenkammer *d* eintritt. Die letztere ist aus den beiden Seitenbacken *e* gebildet, die durch Schrauben *f* fest mit dem Längsrahmen *g* verbunden sind, welche auch das zur Aufnahme des Preßdruckes dienende Endstück *h* tragen. Die Rückführung des Preßkolbens nach beendigter Pressung geschieht hier durch den Kolben *k* einer kleineren Gegenpresse, deren Cylinder *n* sich gegen den Boden des Preßcylinders *a* legt, und man

Fig. 464.



erkennt aus der Figur, wie ein Ausschub des Gegenkolbens *k* mittelst des Querstückes *q*, der beiden Zugstangen *i* und des den Hauptkolben *b* umfangenden Halsbandes *l* den Rückgang des letzteren und damit die Oeffnung der Presse bewirkt. Durch die entsprechende Stellung von vier Wechselventilen wird nach Erfordern der Eintritt des von den Preßpumpen kommenden Wassers in den einen und der Austritt aus dem anderen der beiden Cylinder *a* und *n* bewirkt. Bei einer größeren Anzahl von Pressen, die hinter einander in derselben Axe aufgestellt werden, kann eine gemeinschaftliche Gegenpresse zum Zurückführen der Preßkolben sämmtlicher Pressen verwendet werden, zu welchem Zwecke die Zugstangen *i* sich über die ganze Reihe der Pressen fortsetzen und für jede Presse mit einem den Preßkolben umfangenden Halsband *l* versehen sind. Selbstredend muß dann der Betrieb so geregelt werden, daß alle mit derselben Gegenpresse verbundenen Pressen gleichzeitig unter Druck gesetzt werden.

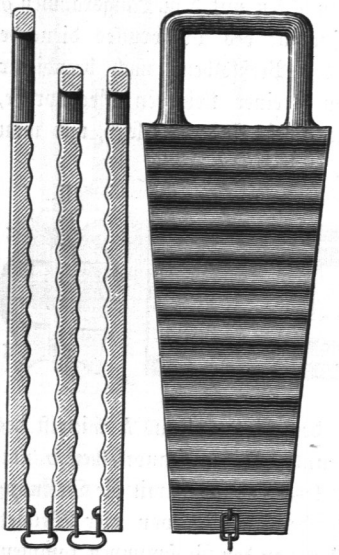
Die Art, wie bei der beschriebenen Presse die Bildung des Einsatzes geschieht, geht aus Fig. 465 (a. f. S.) unmittelbar hervor, worin die Preß-

[1]) Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. II.

platten dargeſtellt ſind, zwiſchen denen die mit Samen gefüllten Preßbeutel Aufnahme finden. Solcher für je zwei Beutel beſtimmte Einlagen oder Fierſen werden in der Regel vier gleichzeitig in eine Preßkammer geſtellt, ſo daß in derſelben acht Kuchen entſtehen. Die Riffelung der die Preſſung auf die Beutel übertragenden Flächen dient zur beſſeren Abführung des Oels, welches nach den unterhalb der unten ganz offenen Preßkammer aufgeſtellten Behältern fließt.

Um die Leiſtungsfähigkeit dieſer Preſſen zu erhöhen, hat man vorgeſchlagen[1]), den Preßcylinder zwiſchen zwei Preßräumen anzubringen, in denen gleichzeitig die Preſſung ſtattfindet, und zwar derart, daß man von der an dem Preßkolben befindlichen Preßplatte kräftige Zugſtangen nach rückwärts über den Cylinder hinausführt und ſie an den freien Enden mit einer zweiten Preßplatte verbindet, deren Gegenplatte durch den Boden des Cylinders dargeſtellt wird. Es iſt leicht zu erkennen, daß bei einer derartigen Anordnung der in jeder der beiden Preßkammern zur Wirkung gebrachte Druck nur gleich der Hälfte des von dem Preßkolben ausgeübten ſein kann, ſo daß man denſelben Druck mit einer Preſſe erlangen würde, deren Kolben nur einen halb ſo großen Querſchnitt hätte. Dagegen iſt der zum gehörigen Zuſammenpreſſen eines Einſatzes von beſtimmter Kuchenzahl erforderliche Ausſchub des Preßkolbens bei der gedachten Anordnung von zwei Preßräumen nur halb ſo groß, wie derjenige einer gewöhnlichen Preſſe mit nur einem Preßraume bei derſelben Zahl und Dicke der Kuchen. Hiernach iſt auch die für eine Preſſung erforderliche Zeit und die dazu nöthige Waſſermenge zu beurtheilen.

Fig. 465.



Iſt der Durchmeſſer eines Preßkolbens durch d und die Preſſung für jede Flächeneinheit durch p gegeben, ſo wird der von dem Kolben ausgeübte Druck $P = \frac{\pi d^2}{4} p$ bei einer gewöhnlichen Preſſe mit einem Preßort, Fig. 466 I, im vollen Betrage durch das Querhaupt A aufgenommen, während bei zwei Preßkammern, Fig. 466 II, der von dem Kolben aus-

[1]) D. R.-P. Nr. 33259.

geübte Druck P von den beiden Preßplatten B_1 und B_2 übertragen wird, so daß bei gleicher Vertheilung jeder Einsatz nur mit einer Kraft gleich $^1/_2 P$ gepreßt wird. Bedeutet z in beiden Fällen die Anzahl der Preßkuchen, von denen jeder einer Zusammendrückung um die Größe b ausgesetzt sein möge, so ergiebt sich der Ausschub des Preßkolbens während einer Pressung in I zu: $s = zb$ und in II zu: $s = \frac{1}{2} zb$.

Fig. 466.

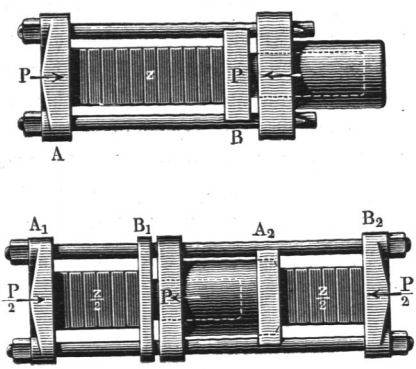
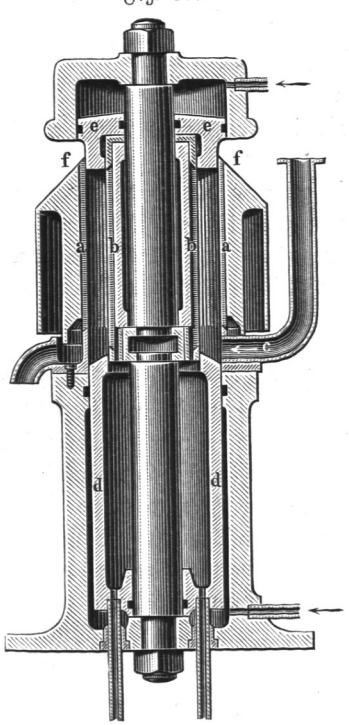


Fig. 467.



Unter der Voraussetzung gleicher Kolbendurchmesser in beiden Fällen ist daher auch die für eine Pressung erforderliche Wassermenge in I doppelt so groß wie in II, entsprechend der doppelt so starken Pressung in I.

Eigenthümlich ist die Presse von Brüggemann, insofern hierbei eine ringförmige, aus zwei coaxialen Cylindern a und b, Fig. 467[1]), gebildete Preßkammer vorhanden ist, in welcher die durch eine Röhre c eingeführte Masse dadurch zusammengedrückt wird, daß der Preßkolben d mit seinem oberen Rande gerade den ringförmigen Querschnitt zwischen a und b ausfüllt, während ein anderer kurzer Preßkolben e die obere Oeffnung der Preßkammer verschließt. Die ausgepreßte Flüssigkeit soll durch Schlitze in den Wandungen der Cylinder a und b aus-

[1]) D. R.-P. Nr. 36564.

treten, während nach beendigter Preſſung die Rückſtände dadurch bei f nach oben herausgepreßt werden ſollen, daß man dem in dem oberen Preßcylinder oberhalb e befindlichen Waſſer den Austritt geſtattet.

Der Durchmeſſer des Preßkolbens kann bei gewöhnlichen hydrauliſchen Preſſen für Oelfabriken zu etwa 0,30 bis 0,35 m angenommen werden, und der in den Preßcylindern zur Wirkung kommende Druck beträgt meiſtens zwiſchen 100 und 150 Atmoſphären, nur ausnahmsweiſe wählt man höhere, bis zu 300 Atmoſphären betragende Preſſungen. Der Druck, welchem das Preßgut für jede Flächeneinheit der Preßplatten ausgeſetzt iſt, hängt natürlich von der Größe der letzteren ab. Wenn z. B. bei den durch Fig. 465 dargeſtellten Preßplatten der liegenden Nachpreſſe die Höhe der Trapezfläche 0,42 m, die obere Breite 0,17 m und die untere Breite 0,12 m beträgt, die gedrückte Fläche ſich daher zu

$$42 \cdot \frac{17 + 12}{2} = 609 \text{ qcm}$$

berechnet, ſo beſtimmt ſich der auf jedes Quadratcentimeter dieſer Fläche entfallende Druck bei einem Durchmeſſer des Preßkolbens von 0,35 m und einem Preßdrucke von 150 Atmoſphären zu

$$\frac{35^2 \cdot 3{,}14}{4} \cdot \frac{150}{609} = 237 \text{ kg},$$

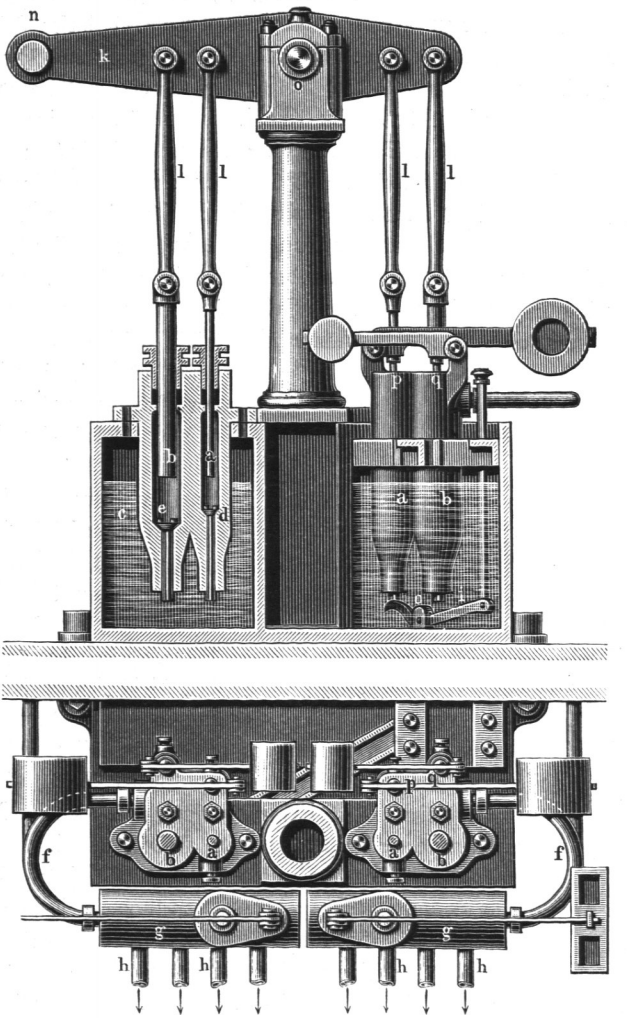
wenn von der Reibung des Preßkolbens in der Ledermanſchette abgeſehen wird.

Die Dauer einer Preſſung kann man zu etwa 12 bis 15 Minuten annehmen, wovon ungefähr eine Zeit von zwei bis drei Minuten für die Entleerung und Füllung der Preſſe zu rechnen iſt. Das Gewicht eines Kuchens beträgt zwiſchen $1\frac{1}{2}$ bis 2 Pfd. Der Gehalt an Oel iſt natürlich bei den verſchiedenen Früchten ſehr verſchieden.

§. 134. **Presspumpen.** Ein Pumpwerk, wie es zum Einpreſſen des Waſſers in die hydrauliſchen Preßcylinder Anwendung findet, iſt in Fig. 468 dargeſtellt. Die Pumpen, welche für dieſen Zweck immer als einfache Saug- und Druckpumpen mit Plungerkolben ausgeführt werden, ſind hierbei ſo angeordnet, daß je zwei, eine kleinere a und eine größere b, welche einen zuſammenhängenden Satz bilden, in einen gemeinſchaftlichen Waſſerkaſten c gehängt ſind, aus welchem ſie durch die Saugventile d und e das Waſſer empfangen, um daſſelbe mittelſt des Rohres f in den Behälter g zu preſſen. Von dieſem Behälter führen die Leitungsröhren h das Druckwaſſer nach den von dieſem Pumpenſatze bedienten Preſſen. Wie die Pumpenkolben mittelſt der Lenkerſtangen l von dem um o ſchwingenden Balancier k bewegt werden, iſt aus der Figur erſichtlich, und es muß nur bemerkt werden, daß

der Balancier ſeine ſchwingende Bewegung von einem Kurbelgetriebe empfängt, deſſen Lenkerſtange bei *n* angreift.

Fig. 468.

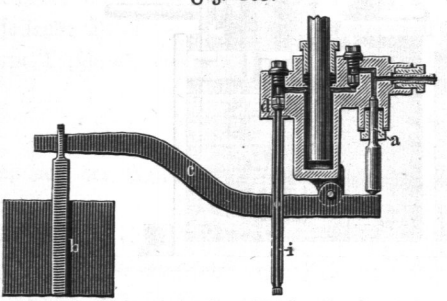


Wie ſich aus der Figur ergiebt, iſt ſowohl der Kolbendurchmeſſer wie der Hub für die Pumpe *a* kleiner gemacht als für die Pumpe *b*, ſo daß die von den beiden Pumpen bei einem Hube geförderten Waſſermengen entſprechend verſchieden ausfallen; man pflegt das Verhältniß dieſer Waſſermengen oder

der von den Kolben durchlaufenen Volumina etwa wie 1 : 4 oder 1 : 5 zu wählen.

In Folge dieſer Einrichtung hat man es in der Hand, bei jeder Preſſung anfänglich, ſo lange der Druck nur gering iſt, eine größere Waſſermenge nach dem Preßcylinder zu befördern, indem man während dieſer Zeit beide Pumpen in Thätigkeit ſetzt, wogegen man die größere Pumpe *b* ausrückt und nur mit der kleineren *a* allein arbeitet, ſobald der Widerſtand einen beſtimmten Werth erreicht hat. Um eine ſolche Ausrückung einer Pumpe zu bewirken, pflegt man das Saugventil derſelben durch ein in dem darunter befindlichen Saugrohre angebrachtes Stängelchen etwas von ſeinem Sitze abzuheben, ſo daß dieſes Ventil nicht mehr ſpielt und bei der weiteren Bewegung des Kolbens das durch das Saugrohr angeſaugte Waſſer durch das Saugventil wieder zurücktritt. Aus der Figur iſt erſichtlich, wie dieſes Anheben des Saugventils mittelſt des Hebels *i* bewirkt werden kann, ſobald man die damit verbundene Schubſtange niederdrückt. Dieſes Niederdrücken kann auch ſelbſtändig von der Pumpe aus veranlaßt werden, ſobald der in derſelben auftretende Druck einen gewiſſen Betrag überſchreitet. Durch die auf den Pumpen angebrachten Sicherheitsventile *p* und *q* läßt ſich die Größe des Druckes in bekannter Weiſe begrenzen, indem dieſe Ventile ſich öffnen und das von dem Pumpkolben beförderte Waſſer in den Pumpkaſten zurücktreten laſſen, ſobald der Druck des Waſſers die der Ventilbelaſtung entſprechende Größe überſteigt.

Fig. 469.

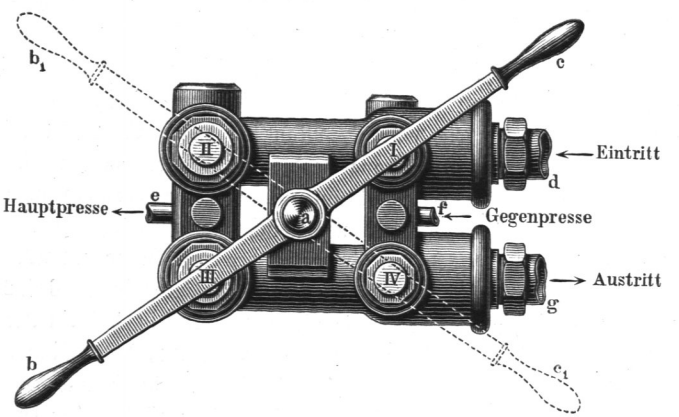


In Fig. 469 iſt angegeben, wie bei einem beſtimmten Drucke im Inneren der Pumpe deren Abſtellung ſelbſtändig erfolgt. Sobald nämlich der Druck auf den kleinen, durch das Gewicht *b* mittelſt des Hebels *c* belaſteten Plungerkolben *a* groß genug iſt, um ein Herausſchieben deſſelben aus dem Pumpencylinder zu veranlaſſen, erfolgt durch die Bewegung des Hebels *c* das Abheben des Saugventils *d* von ſeinem Sitze mittelſt des Stängelchens *i*, auf welches der Hebel *c* durch ein gabelförmiges Gehänge wirkt. Die Belaſtung des Kölbchens *a* hat man für jede Pumpe natürlich ſo zu bemeſſen, wie ſie demjenigen Waſſerdrucke entſpricht, bei deſſen Erreichung die Pumpe ausgerückt werden ſoll.

Um bei den durch Fig. 464 dargeſtellten liegenden Preſſen mit Gegenpreſſe die Zu- und Abführung des Waſſers nach und von den beiden Preß-

cylindern jederzeit leicht und ſchnell zu bewirken, hat man verſchiedene Steuerapparate ausgeführt, die ſich allgemein als Wechſelventile kennzeichnen laſſen, und deren Wirkungsart in der Hauptſache mit derjenigen der bekannten Vierwegehähne übereinſtimmt. Zum Abſchluß der Wege des Waſſers ſind indeſſen Hähne wegen des bei dem hohen Drucke nicht genügenden Dichthaltens derſelben nicht anwendbar, ſondern man hat ſich dabei der Ventile zu bedienen, welche durch Schrauben mit großem Drucke auf ihre Sitze gepreßt werden. Ein ſolcher Wechſelventilapparat iſt in Fig. 470[1]) dargeſtellt. Hierin ſind vier Ventile, I bis IV, ſo angebracht, daß jedes derſelben mittelſt ſeiner durch eine Stopfbüchſe aus dem Gehäuſe heraustretenden Verlängerung von außen gehoben und geſenkt werden kann,

Fig. 470.



womit ein Oeffnen oder Verſchließen der betreffenden Oeffnung verbunden iſt. Von dieſen vier Ventilen werden ſtets zwei diagonal gegenüber ſtehende gleichzeitig geſchloſſen, während die beiden anderen dann gleichzeitig geöffnet ſind. Man erreicht dies durch einen um den Zapfen a drehbaren Hebel, welcher entweder in die Lage bc oder $b_1 c_1$ geſtellt wird, indem derſelbe die unter ihm befindlichen Ventile niederdrückt, ſo daß alſo bei der in der Figur gezeichneten Stellung dieſes Hebels in bc die Ventile I und III geſchloſſen und diejenigen II und IV geöffnet ſind. In dieſer Stellung iſt daher dem in dem Rohre d von den Preßpumpen kommenden Waſſer der Weg durch das Ventil II und das Rohr e nach der Hauptpreſſe geöffnet, während der Cylinder der Gegenpreſſe durch das Rohr f und das Ventil IV mit dem Ablaufrohr g in Verbindung ſteht. Es findet daher in der gezeichneten Stellung des Hebels die eigentliche Preſſung ſtatt, während durch eine Ver-

[1]) Rühlmann, Allgemeine Maſchinenlehre, Bd. II.

legung des Hebels in die Lage $b_1 c_1$ der Rückgang der Preſſe eingeleitet wird. Behufs eines genügend dichten Abſchluſſes der verſperrten Ventile kann man durch eine auf dem Zapfen a angebrachte Schraubenmutter jedesmal ein feſtes Anziehen des Stellhebels in der ihm gegebenen Lage vornehmen.

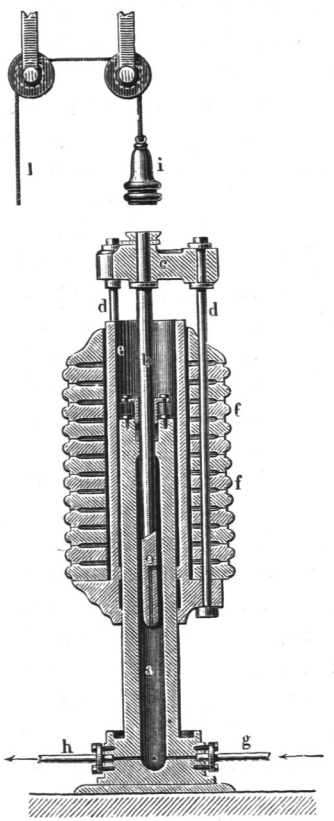
Bei der unmittelbaren Verbindung der Preßpumpen mit den Preßcylindern durch das Leitungsrohr für das Druckwaſſer muß natürlich in der Bewegung des Preßkolbens ſich die abwechſelnd erfolgende Waſſerförderung der einfach wirkenden Pumpen fühlbar machen, derartig, daß der Preßkolben eine abſetzende Bewegung annimmt, welche für jeden Hub der Pumpe einen beſtimmten Betrag hat, und es muß demgemäß auch eine ſtoßweiſe Steigerung des Druckes eintreten. Eine Ausgleichung dieſer Bewegung und Wirkungsart durch Einſchaltung eines Windkeſſels in das Druckrohr der Pumpe iſt, auch wenn es gelingen ſollte, ein ſolches Gefäß hinreichend exploſionsſicher auszuführen, aus dem Grunde nicht gut thunlich, weil bei dem hohen Drucke die in dem Windkeſſel enthaltene Luft ſehr ſchnell von dem Waſſer abſorbirt ſein würde. Man hat daher Windkeſſel bei den hydrauliſchen Preſſen auch nicht angewendet, wohl aber hat man ſich zur Ausgleichung der aus Th. III, 2 bekannten Accumulatoren bedient, indem man ſolche in die Druckwaſſerleitung zwiſchen dem Pumpwerk und den Preſſen eingeſchaltet hat. Indem hinſichtlich der Einrichtung und Wirkſamkeit der Accumulatoren auf die ausführliche Beſprechung in Th. III, 2 verwieſen werden muß, möge hier nur ſo viel angeführt ſein, daß ein Accumulator im Weſentlichen aus einem ſtarken Gefäße beſteht, deſſen Rauminhalt vermöge eines verſchieblichen Kolbens veränderlich gemacht iſt, und daß dieſer Kolben mit einem dem beabſichtigten Waſſerdrucke entſprechenden Gewichte belaſtet iſt.

Einen ſolchen Accumulator, wie er in franzöſiſchen Oelmühlen vielfach in Anwendung gekommen iſt, nach der Conſtruction von Lecointe[1]), zeigt Fig. 471. Hier iſt der in dem Cylinder a mittelſt einer Stopfbüchſe dicht verſchiebliche cylindriſche Plungerkolben b oberhalb mit einer Kopfplatte c verſehen, von welcher außerhalb des Cylinders drei Zugſtangen d herabgehen, um die den Cylinder a umſchließende Röhre e zu tragen. Dieſe Röhre nimmt eine größere Anzahl Belaſtungsſcheiben f von ſolchem Gewichte auf, daß die ganze auf den Kolben b wirkende Belaſtung gleich dem Drucke iſt, welchem der Querſchnitt dieſes Kolbens bei der beabſichtigten Preſſung des Waſſers ausgeſetzt iſt. Denkt man ſich daher das von dem Pumpwerke gelieferte Waſſer durch die Röhre g eintretend und durch die Röhre h weiter nach den Preſſen gelangend, ſo folgt leicht, daß der Kolben b

1) Rühlmann, Allgem. Maſchinenlehre, Bd. 2.

des Accumulators einem Steigen oder Sinken unterworfen ſein muß, je nachdem das von der Pumpe gelieferte Waſſer größer oder kleiner iſt, als das in derſelben Zeit von den Preſſen aufgenommene. Insbeſondere wird daher ein Sinken des Accumulatorkolbens während der Saugwirkung des Pumpwerkes ſtattfinden, wogegen in der Periode der größten Geſchwindigkeit des Pumpkolbens bei ſeinem Niedergange der Accumulatorkolben wieder emporſteigen wird. Beim Oeffnen der Preſſe muß der Accumulator verhältnißmäßig ſchnell emporſteigen, und um hierbei ſeinen Hub zu begrenzen, iſt die Einrichtung ſo getroffen, daß die Kopfplatte *c* in der höchſten Lage gegen das Gewicht *i* trifft und daſſelbe erhebt, womit eine Ausrückung der Pumpe verbunden iſt, inſofern die von *i* ausgehende Schnur *l* nunmehr einem an ihrem anderen Ende hängenden Gewichte das Fallen geſtattet, durch welches ein Anheben des Saugventils der Pumpe veranlaßt wird. Uebrigens iſt durch die Bohrung *o* im unteren Ende des Accumulatorkolbens noch beſonders dafür geſorgt, daß derſelbe nur bis zu einer beſtimmten Höhe ſteigen kann, indem bei Erreichung des höchſten Standpunktes das im Accumulator enthaltene Waſſer durch dieſe Bohrung ins Freie treten kann.

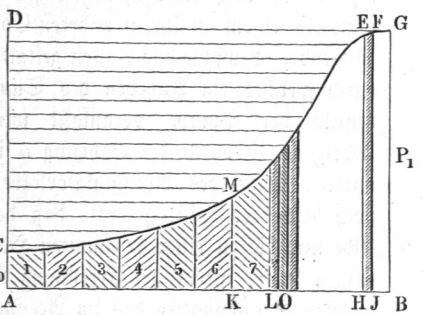
Fig. 471.



Obwohl durch die Einſchaltung eines Accumulators der Vortheil einer ſtetigen Bewegung des Preßkolbens erreicht wird, laſſen ſich gegen die Anwendung desſelben doch ſehr gewichtige Einwendungen geltend machen. Insbeſondere muß der Umſtand als ein Nachtheil hervorgehoben werden, daß bei der Anwendung eines Accumulators der in der Preſſe zur Wirkung kommende Druck vom Beginn der Preſſung an denjenigen höchſten Betrag hat, für welchen der Accumulator belaſtet wurde, wogegen bei dem Nichtvorhandenſein des Accumulators eine allmähliche Steigerung des Druckes von Null bis zu dem Höchſtbetrage ſtattfindet, ſo wie ſie für den Vorgang beim Preſſen gerade erforderlich iſt und ſich von ſelbſt einſtellt. Dieſer Umſtand muß zunächſt beim Beginn der Preſſung ſich dadurch fühlbar

machen, daß man beim Einlaſſen des Waſſers aus dem Accumulator in den Preßcylinder genöthigt iſt, durch ſtarke Droſſelung des Waſſers deſſen Druck zu vermindern, alſo eine erhebliche mechaniſche Arbeit zu ertödten, weil eine plötzliche vollſtändige Eröffnung des Eintrittsventils mancherlei Unzuträglichkeiten im Gefolge haben würde. Es geht hieraus ſchon hervor, daß die Verwendung der für die Preſſen erforderlichen Betriebskraft bei der Anwendung eines Accumulators viel unvortheilhafter ſein muß, als ohne einen ſolchen, wovon man ſich noch beſſer durch ein Diagramm, wie Fig. 472, Rechenſchaft geben kann. Stellt hierin $AB = L$ die Länge des ganzen von dem Preßkolben während einer Preſſung zurückgelegten Weges vor, und denkt man ſich für jede Kolbenſtellung z. B. in K den auf den Kolben wirkenden Druck als Ordinate z. B. KM aufgetragen, ſo ſtellt die Fläche $ACEGB$ diejenige Arbeit vor, welche, abgeſehen von den ſchädlichen Widerſtänden in dem Pumpwerke und in der Zuleitung des Waſſers während einer Preſſung aufgewendet werden muß. Im Anfange der Preſſung bei A hat dieſer Druck den kleinſten Werth $P_0 = AC$, wie er durch die ſchädlichen Widerſtände der Reibung in der Manſchette und in der Führung dargeſtellt iſt. Das Geſetz, nach welchem dieſer Druck mit zunehmender Zuſammendrückung der Maſſe wächſt, wie es etwa durch die Linie CMG dargeſtellt ſein mag, läßt ſich natürlich nicht angeben, man würde die Linie CMG nur empiriſch durch manometriſche Meſſungen in Verbindung mit den Kolbenverſchiebungen beſtimmen können. Bei einem Betriebe ohne Accumulator bewegt ſich der Kolben der Preſſe für jeden Pumpenhub um die gleiche Größe, und es möge dieſe Größe $KL = l_1$ ſein, ſo lange beide Pumpenkolben zur Wirkung kommen. Die für einen ſolchen Pumpenhub von der Betriebsmaſchine aufzuwendende Arbeit iſt daher durch die mit 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 bezeichneten Flächenſtücke dargeſtellt, und es wächſt dieſe Arbeit natürlich mit jedem Hube. Nimmt man an, es werde in der Kolbenſtellung L die größere der beiden Pumpen ausgerückt, ſo muß von dieſem Augenblick die Verſchiebung des Preßkolbens für jeden Pumpenhub einen kleineren Betrag annehmen, welcher durch $LO = l_2$ dargeſtellt ſein mag. Offenbar ſtellen nunmehr die ſchmalen Streifen, wie $HJFE$, die für jeden Pumpenhub aufzuwendende Arbeit vor.

Fig. 472.

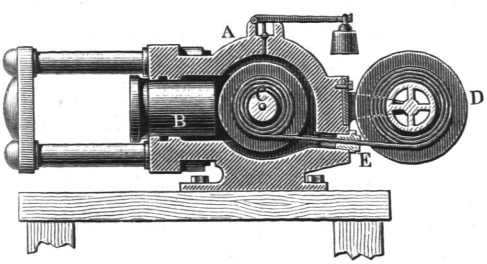


Man erkennt hieraus, daß der zum Betriebe des Pumpwerkes erforderliche Arbeitsaufwand in jedem Augenblicke auch gerade dem in der Preſſe zur Wirkung kommenden nützlichen Drucke proportional iſt.

Wenn dagegen ein Accumulator vorhanden iſt, deſſen Belaſtung natürlich dem größten Preßdrucke $BG = P_1$ entſprechend anzuordnen iſt, ſo wird die zur Beſchaffung des dem Kolbenwege AB entſprechenden Druckwaſſers aufzuwendende Arbeit durch das Rechteck $ADGB$ dargeſtellt, und es muß bei jeder Preſſung durch Droſſelung eine mechaniſche Arbeit ertödtet werden, welche durch die horizontal ſchraffirte Fläche $CMED$ gemeſſen wird.

In eigenthümlicher Weiſe hat man die Preſſung des Waſſers in hydrauliſchen Preſſen dadurch zu erzielen geſucht, daß man in den mit Waſſer oder Oel gefüllten Preßcylinder einen feſten Körper einführt, welcher, durch die Verdrängung der Flüſſigkeit wirkend, den erforderlichen Druck im Inneren des Cylinders erzeugt. Als ſolchen Körper hat man einen biegſamen Draht oder eine Schnur (Darmſaite) zur Verwendung gebracht, welche auf eine im Inneren des Cylinders angebrachte Spule aufgewunden wird. In Fig. 473 iſt eine Skizze[1]) dieſer Anordnung gegeben. In dem Preßgefäße A, aus welchem der horizontal geführte Preßkolben B durch eine Stulpliderung gewöhnlicher Art heraustritt, befindet ſich die zur Aufnahme der beſagten Schnur dienende Spule C, welche an ihrer durch eine Stopfbüchſe nach außen geführten Axe mittelſt einer Kurbel umgedreht werden kann. Die Schnur, die auf einer zweiten Spule D außerhalb des Gefäßes enthalten iſt, wird hierbei in das letztere durch die Stopfbüchſe E hineingezogen, womit ein Herausdrücken des Preßkolbens B verbunden iſt. Behufs Rückführung des Kolbens wird die Schnur wieder auf die Spule D gewunden, ſobald die letztere entſprechend gedreht wird.

Fig. 473.



Die Wirkungsart dieſer Preſſen iſt wie folgt zu beurtheilen. Wenn D den Durchmeſſer des Preßkolbens und d die Dicke der Schnur bedeutet, ſo muß, um eine Verſchiebung des Preßkolbens gleich s zu erzielen, eine Schnurlänge $l = \frac{D^2}{d^2}\, s$ eingezogen werden und der Widerſtand, welcher ſich dieſem Einziehen entgegenſetzt, iſt, abgeſehen von den nicht unbedeutenden

[1]) Knight, American Mechanical Dictionary; Sterhydraulic Press.

Nebenhinderniſſen in der Stopfbüchſe und beim Umliegen durch $\frac{\pi d^2}{4} p = P$ gegeben, wenn p den Druck im Inneren des Gefäßes für jede Flächeneinheit bedeutet.

Eine nennenswerthe Anwendung ſcheinen dieſe Preſſen nicht gefunden zu haben; die praktiſchen Uebelſtände, welche mit dem wiederholten Biegen des Drahtes und mit der Dichtung einer Schnur in der Stopfbüchſe verbunden ſind, dürften die hauptſächlichſten Gründe hierfür ſein.

§. 135. **Schleudermaſchinen.** In den Schleudermaſchinen oder Centrifugen benutzt man die Fliehkraft rotirender Maſſen zur Trennung feſter Stoffe von den in ihnen vorhandenen Flüſſigkeiten ſowohl wie auch zur Abſonderung verſchieden ſchwerer Flüſſigkeiten von einander, ſowie zur Klärung trüber Flüſſigkeiten durch Zurückhaltung der in ihnen ſchwebenden feſten Theilchen. In allen dieſen Fällen werden diezu behandelnden Stoffe einer ſchnellen Umdrehung um eine Axe unterworfen, vermöge deren alle Theile das Beſtreben annehmen, ſich von dieſer Axe mit einer Kraft zu entfernen, welche nach den bekannten Geſetzen der Centrifugalkraft (ſ. Th. I) im geraden Verhältniſſe mit dem Quadrat der Winkelgeſchwindigkeit und mit dem Abſtande von der Axe, ſowie mit dem Gewichte der betreffenden Theile wächſt. Wenn man daher den flüſſigen Theilen die Möglichkeit zu dieſer Entfernung gewährt, während die feſten Theile zurückgehalten werden, ſo läßt ſich die beabſichtigte Trennung erzielen.

In einfacher Art läßt ſich der gedachte Zweck erreichen, wenn es ſich um die Entwäſſerung naſſer Gewebe handelt, indem man dieſelben ſpiralförmig in dicht auf einander liegenden Windungen um eine maſſive Trommel oder Welle wickelt, die man, nachdem man das Zeug durch Bänder oder Schnüre genügend befeſtigt hat, einer ſchnellen Umdrehung unterwirft. Während hierbei das Tuch durch die Bänder zurückgehalten wird, werden die darin enthaltenen flüſſigen Theile durch die Zwiſchenräume zwiſchen den Fäden wie durch die Maſchen eines Siebes nach außen geſchleudert, ſo daß in kurzer Zeit eine Entwäſſerung bis zu dem bei dem betreffenden Gewebe erreichbaren Grade erzielt wird. In ähnlich einfacher Art hat man die Entwäſſerung von gewaſchenen Garnſträngen dadurch erreicht, daß man ſie auf die an einer ſtehenden Welle [1]) angebrachten radialen Arme hängt, ſo daß ſie bei der ſchnellen Umdrehung ſich nahezu bis zur wagerechten Lage aufrichten, während das Waſſer abgeſchleudert wird.

Wenn es ſich dagegen um die Behandlung von zuſammenhangsloſen Maſſen, wie z. B. des Rohzuckers, handelt, oder wenn eine Entwäſſerung

[1]) D. R.-P. Nr. 2481 u. 27006.

von gewiſſen Gegenſtänden, wie z. B. von Wäſcheſtücken, vorzunehmen iſt, ſo ordnet man zur Aufnahme derſelben ein trommelförmiges, meiſt cylindriſches Gefäß, den Schleuderkorb, an, deſſen Mantel mit entſprechenden Durchbrechungen nach Art eines Siebes verſehen iſt, damit die flüſſigen Stoffe durch dieſe Oeffnungen nach außen geſchleudert werden, ſobald man dem Korbe eine ſchnelle Umdrehung um ſeine Axe ertheilt. Zur Aufnahme der ausgetretenen Flüſſigkeit dient ein den Korb umſchließendes Gehäuſe mit einer vom Boden abgehenden Abflußröhre, während die feſten Theile im Korbe zurückbleiben, welcher nach geſchehener Entwäſſerung entleert wird. In ſolcher Art ſind die in Wäſchereien und Appreturanſtalten zum Entwäſſern naſſer Gewebe dienenden Schleudermaſchinen, ſowie u. a. auch diejenigen eingerichtet, deren man ſich in Zuckerfabriken bedient, um die einzelnen Rohzuckerkryſtalle von dem daran haftenden Syrup zu trennen.

Will man die Schleudermaſchinen zum Klären trüber Flüſſigkeiten benutzen, ſo hat man den Schleuderkorb mit einer cylindriſchen Schicht eines geeigneten Filtermaterials auszukleiden, durch welches die Flüſſigkeit vermöge der Fliehkraft hindurchgetrieben wird, dabei die in ihr enthaltenen feſten Theilchen in dem Filtermateriale zurücklaſſend. Die mit der Herſtellung und zeitweiſen Erneuerung dieſer Filterſchicht verbundenen Schwierigkeiten dürften hauptſächlich die Veranlaſſung ſein, warum die Verwendung der Schleudermaſchinen zum Filtriren nur wenig Verbreitung erlangt hat, dagegen hat man in der neueren Zeit in Zuckerraffinerien die Schleudermaſchinen vielfach zu einer ähnlichen Wirkung bei dem ſogenannten Decken der Zuckerbrode in Anwendung gebracht. Bei dieſem Verfahren werden die mit den durch Kryſtalliſation entſtandenen Zuckerbroden gefüllten Formen ſo in den Schleuderkorb eingeſetzt, daß die von innen zugeführte, ſogenannte Deckkläre, ein ſehr reiner und concentrirter Zuckerſaft, in Folge der Fliehkraft durch die Brode hindurchgetrieben wird, wodurch eine Entfernung des zwiſchen den kleinen Kryſtallen enthaltenen Syrups und eine Ablagerung von Zuckertheilchen daſelbſt angeſtrebt wird.

Abweichend von den vorſtehend gedachten Anwendungen der Schleudermaſchinen iſt die in der neueren Zeit vielfach in Aufnahme gekommene Benutzung derſelben zum Aufrahmen der Milch in den Molkereibetrieben, d. h. zur Abſonderung des hauptſächlich aus den leichteren Fettkügelchen beſtehenden Rahms oder der Sahne von den wäſſerigeren und daher ſchwereren Theilchen der Milchflüſſigkeit, der ſogenannten Magermilch, wie dieſe Abſonderung behufs der Butterbereitung erforderlich iſt. In Folge nämlich der verſchiedenen Dichte dieſer beiden Flüſſigkeiten findet durch die Wirkung der Fliehkraft in dem Schleuderkorbe, welcher in dieſem Falle keine Durchbrechungen des Mantels erhält, eine ſchichtenweiſe Ablagerung in der Art ſtatt, daß die ſchwerere Magermilch durch ihre größere Fliehkraft gegen

den Mantel gedrängt wird, während die leichtere Sahne die innere Schicht des aus der Flüſſigkeit entſtehenden Umdrehungskörpers bildet. Dieſes Verhalten geſtattet in der kürzeſten Zeit die beabſichtigte Trennung, welche früher vor dem Bekanntwerden des Milchſchleuderverfahrens nur durch das langſame und häufig mit einem Sauerwerden der Milch verbundene Abſitzenlaſſen in flachen Gefäßen erzielt werden konnte. Die Langſamkeit dieſes letztgedachten Verfahrens erklärt ſich aus der geringen Verſchiedenheit in den ſpecifiſchen Gewichten der betreffenden beiden Flüſſigkeiten und dem daraus folgenden geringen Auftriebe des Rahms, während bei dem Schleudern der Unterſchied in dem Beſtreben ſich abzuſondern in dem Maße vergrößert wird, wie die Fliehkraft größer iſt als das Eigengewicht.

Es liegt in der Natur der Sache, daß für viele Verwendungsarten der Schleudermaſchinen deren Betrieb ein abſetzender ſein muß, derart, daß eine beſtimmte Trommelfüllung eine gewiſſe Zeit lang dem Schleudern ausgeſetzt wird, worauf man die Trommel anhält, um eine Entleerung und neue Füllung vorzunehmen. In dieſer Art werden insbeſondere alle zum Entwäſſern gewebter Stoffe, ſowie die in den Zuckerfabriken in Anwendung kommenden Schleudern betrieben. Nur in einzelnen Fällen kann die Schleudermaſchine einen ununterbrochenen Betrieb erhalten, ſo insbeſondere beim Milchſchleudern, wobei man der Trommel in der Mitte beſtändig in dem Maße die aufzurahmende Milch zufließen läßt, in welchem die in verſchiedenen Abſtänden vom Mantel einmündenden Abzugsröhren den Rahm und die Magermilch aus der Trommel abführen.

Die Axe des Schleuderkorbes wird in den meiſten Fällen ſenkrecht aufgeſtellt, und der Korb oberhalb offen ausgeführt, um von da eine Füllung und Entleerung deſſelben bewirken zu können; nur in ſelteneren Fällen lagert man die Schleudertrommel auf einer wagerechten Axe. Da die Trommel immer mit einer ſehr großen Geſchwindigkeit umgedreht wird, welche bei Milchſchleudern einer Umdrehungszahl bis zu 6000 in der Minute entſpricht, ſo iſt der Betrieb durch Zahnräder von vornherein bei allen Schleudermaſchinen ausgeſchloſſen, und für denſelben nur die Anwendung von Riemen und Schnüren oder von Reibungsrädern thunlich. Früher betrieb man die Axen der Schleudermaſchinen meiſtens oberhalb des Korbes, in neuerer Zeit iſt man mehr dazu übergegangen, den Antrieb unterhalb der Trommel anzuordnen, wodurch eine freie Zugänglichkeit behufs des Füllens und Entleerens erzielt wird und auch eine Verunreinigung des Trommelinhaltes durch das von den oberhalb angeordneten Lagern etwa abtropfende Schmiermaterial ausgeſchloſſen iſt.

Daß man jede Schleudermaſchine mit einer kräftig wirkenden *Bremſe* verſieht, geſchieht aus dem Grunde, um bei dem Anhalten der Trommel den Zeitverluſt möglichſt zu verringern, welcher mit dem Auslaufen der Trommel

verbunden iſt, und welcher in Anbetracht der bedeutenden in der Trommel angeſammelten lebendigen Kraft ohne die Wirkung einer Bremſe jedesmal ſehr groß ausfallen würde. Da ferner bei dem Angehenlaſſen der Maſchine die Trommel nur allmählich die ihr mitzutheilende große Umdrehungsgeſchwindigkeit annehmen kann, ſo hat man wohl zuweilen bei der Anordnung der den Betrieb übertragenden Scheiben darauf Rückſicht genommen, ein Gleiten derſelben oder der Riemen thunlichſt zu vermeiden, wie bei der Beſprechung eines Beiſpiels noch näher angegeben werden ſoll.

Die große Umdrehungsgeſchwindigkeit der Schleudertrommel erfordert mit Rückſicht auf die Sicherheit des Betriebes nicht nur eine hinreichend große Feſtigkeit des Korbes und aller bewegten Theile und eine außerordentlich ſorgfältige und ſichere Lagerung der Axe, ſondern hauptſächlich auch eine vorzügliche *Ausbalancirung* aller an der Umdrehung theilnehmenden Maſſen in der Art, daß der Schwerpunkt dieſer Maſſen genau in die geometriſche Axe der Trommelwelle hineinfällt. Eine einſeitige Lage des Schwerpunktes bringt in Folge der Fliehkraft ſo bedeutende Stoßwirkungen und Erſchütterungen in den unterſtützenden Lagern und Geſtellen hervor, daß eine ſchnelle Zerſtörung der ganzen Maſchine unausbleiblich iſt. Wenn auch dieſer Bedingung einer genau centriſchen Vertheilung der Maſſen in Bezug auf die Umdrehungsaxe für den *unbeladenen Korb* bei ſorgfältiger Ausführung der ganzen Maſchine in genügendem Maße entſprochen werden kann, ſo iſt dies doch in vielen Fällen in Bezug auf die Vertheilung der in den Korb einzubringenden Maſſe nicht möglich. Sobald dieſe Maſſe, wie bei den Milchſchleudern, aus einer Flüſſigkeit beſteht, wird dieſelbe ſich bei dem Schleudern wegen ihrer Beweglichkeit ganz von ſelbſt ringsum gleichmäßig um die Axe vertheilen und es wird der Schwerpunkt der Trommel auch nach deren Füllung in der Umdrehungsaxe gelegen ſein. Wenn indeſſen die eingebrachte Maſſe eine ſolche Beweglichkeit nicht beſitzt, wenn ſie z. B. aus Webſtoffen oder, wie bei dem Decken des Brodzuckers, aus eiſernen, mit Zucker gefüllten Formen beſteht, ſo wird im Allgemeinen nicht darauf zu rechnen ſein, daß der Schwerpunkt der beladenen Trommel noch genau in der Umdrehungsaxe gelegen iſt, und die beſagten Unzuträglichkeiten eines unruhigen Ganges müſſen in um ſo höherem Grade ſich einſtellen, je größer das Uebergewicht des Korbes nach einer Seite hin iſt. Um dieſen Uebelſtänden zu begegnen, hat man die Welle des Korbes vielfach in der Art angeordnet, daß ſie mit dem einen Ende vermittelſt eines Kugelzapfens unterſtützt iſt, welcher ihr eine ſolche Beweglichkeit ermöglicht, daß ſie ſich in dem Mantel eines Kegels bewegen kann, deſſen Spitze mit dem Mittelpunkte jenes Kugelzapfens zuſammenfällt. Wenn, wie dies meiſtens geſchieht, der gedachte Kugelzapfen hierbei am unteren Wellenende angebracht iſt, wo er durch ein Fußlager getragen wird, ſo muß die wie ein Kreiſel unterſtützte

Welle in ihrem oberen Theile unmittelbar unter dem Korbe derartig durch ein Halslager gehalten werden, daß ihr daſelbſt ein horizontales Ausweichen nach allen Richtungen in einem gewiſſen Betrage ermöglicht iſt. Erreicht wird dies in der Regel durch eine Verbindung des beſagten Halslagers mit dem Geſtelle durch elaſtiſche Zwiſchenglieder. Wenn dagegen, wie es bei amerikaniſchen Centrifugen öfter gefunden wird, die Axe der Trommel vermittelſt des an ihrem oberen Ende angebrachten Kugelzapfens in einem Kopflager aufgehängt wird, ſo bedarf es eines Halslagers am unteren Ende gar nicht, indem der ganze Korb dann wie ein in einem Punkte frei aufgehängtes Centrifugalpendel zu betrachten iſt.

Der Zweck dieſer beweglichen Unterſtützung der Trommelwelle beſteht darin, daß man der Trommel thatſächlich die Umdrehung um die durch ihren Schwerpunkt und den feſten Stützpunkt gehende Axe geſtatten will, wobei dann, ſo lange dieſe Schwerpunktsaxe mit der Mittellinie der Welle nicht zuſammenfällt, die letztere um die als Drehaxe auftretende Schwerpunktsaxe in dem beſagten Kegelmantel bewegt wird. Daß der Korb in Wirklichkeit auch ſtets eine Drehung um ſeine Schwerpunktsaxe annimmt, ſobald ihm dazu Gelegenheit geboten wird, folgt aus dem über die ſogenannten freien Axen in Th. I Geſagten, und kann bei jedem einſeitig beſchwerten Kreiſel beobachtet werden. Wenn der Korb ſich in ſolcher Weiſe um ſeine Schwerpunktsaxe drehen kann, ſo hören die Stoßwirkungen auf, welche ſich einſtellen müſſen, ſo lange ihm dies durch eine ſtarre Lagerung ohne Nachgiebigkeit verwehrt wird, und es erklärt ſich hieraus der durch die elaſtiſche Lagerung erzeugte ruhige Gang der Trommel.

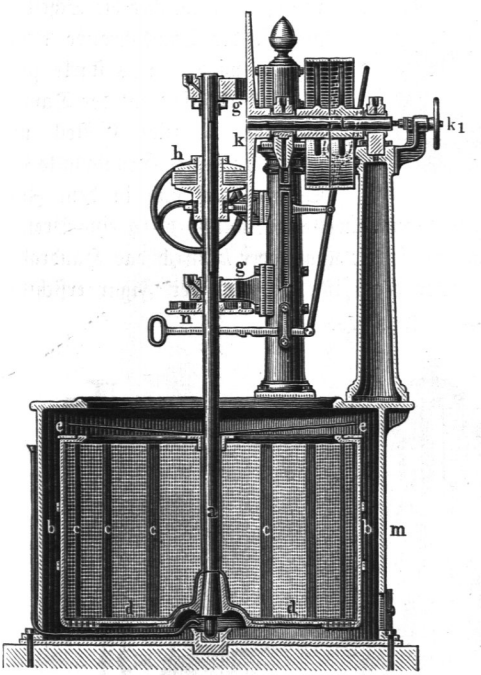
Man hat ſich weiter beſtrebt, die vorſtehend gedachten Uebelſtände, welche eine einſeitige Belaſtung des Korbes bei Schleudermaſchinen im Gefolge hat, dadurch zu beſeitigen, daß man mit der Trommel einen Apparat verbindet, welcher in ſolcher Weiſe regulirend wirkt, daß er bei der Umdrehung der Trommel eine Verſchiebung der in ihm enthaltenen Maſſen bewirkt, vermöge deren der Schwerpunkt der ganzen Trommel wieder in die Mittellinie der Trommelwelle zurück verlegt wird, ſo daß alsdann die Umdrehungsaxe mit dieſer Mittellinie der Welle zuſammenfällt. Die Wirkungsweiſe dieſes mit dem Namen des Gleichgewichtsregulators belegten Apparates ſoll weiter unten noch näher erörtert werden, nachdem zunächſt einige der gebräuchlichſten Ausführungen von Schleudermaſchinen beſprochen worden ſind.

§. 136. **Ausführungen von Schleudermaschinen.** Eine Schleudermaſchine, wie ſie in Appreturanſtalten zum Entwäſſern der Waaren verwendet wird, iſt in Fig. 474 nach der Conſtruction von Tulpin frères in Rouen[1]) dargeſtellt. Der auf der ſtehenden Axe *a* angebrachte Korb

[1]) Ztſchr. d. V. deutſch. Ing. 1874. Taf. XXVI.

beſteht aus einem durch ein Drahtſieb b gebildeten Mantel, der durch Stäbe c und Ringe verſteift iſt, und erhält ſeine Umdrehung durch die Frictionsſcheiben h und k, von denen die letztere auf der mit feſter und loſer Riemſcheibe verſehenen Triebaxe t befindlich iſt. Der zum Betriebe erforderliche Druck zwiſchen den Frictionsſcheiben wird durch die Schraube k_1 erzeugt, und es iſt zur möglichſten Vermeidung einer Durchbiegung der Axe a dieſelbe in den beiden Lagern g geführt. Die Form der angewandten Frictionsſcheiben geſtattet eine Verſchiebung von h entlang der Trommelwelle, wodurch es ermöglicht wird, den Korb mit allmählich ſteigender Geſchwindigkeit in Bewegung zu ſetzen, indem man die Scheibe h aus ihrer anfänglichen Lage in der Mitte der Treibſcheibe k langſam nach deren Umfange hin verſchiebt. Zum ſchnelleren Anhalten dient die auf der Axe a befindliche Bremsſcheibe n; die ausgeſchleuderte Flüſſigkeit wird von dem Mantel m aufgenommen, welcher gleichzeitig zur Unterſtützung des die Triebwelle tragenden Geſtelles dient und bei einem etwaigen Zerreißen des Korbes dem bedienenden Arbeiter einen gewiſſen Schutz gewähren ſoll.

Fig. 474.



Um den bei der vorſtehenden Centrifuge auf die Axe der Trommel ausgeübten einſeitigen Druck zu vermeiden, iſt bei der von Schimmel in Chemnitz[1]) gewählten Ausführung, Fig. 475 (a. f. S.), der Antrieb durch zwei Frictionsſcheiben b_1 und b_2 bewirkt, welche auf zwei beſonderen, durch die Riemſcheiben a_1 und a_2 bewegten Axen befindlich ſind. Dieſe Axen müſſen ſelbſtverſtändlich nach entgegengeſetzten Richtungen umgedreht werden, zu welchem Behufe auf a_1 ein offener und a_2 ein gekreuzter Riemen von der Hauptbetriebswelle aus geführt iſt. Die Bremsvorrichtung iſt hier bei d angeordnet.

[1]) Ztſchr. d. V. deutſch. Ing. 1874. Taf. XXVI.

Den Antrieb der Schleudertrommel von unten erkennt man aus Fig. 476, welche eine Schleudermaſchine mit directem Antrieb durch eine kleine Dampfmaſchine *D* nach der Conſtruction von Tulpin[1]) darſtellt. Die auf der Dampfmaſchinenaxe angebrachte, gleichzeitig als Schwungrad dienende Kegelſcheibe *a* bewegt die in dem Spurlager *d* und dem Halslager *f* geführte Trommelwelle durch das coniſche Frictionsrad *b*, gegen welches die Scheibe *a* mittelſt der Druckſchraube *s* angepreßt wird. Das ſtarke gußeiſerne Gehäuſe dient der Dampfmaſchine *D* zum Geſtell und nimmt in ſeiner Grundplatte das Spurlager *d* und in dem Zwiſchenboden *g* das Halslager der Trommelwelle auf, welche bei *q* eine Bremsſcheibe trägt, deren Anzug mit Hülfe der Kegelräder *k* durch das Handrad *h* leicht bewirkt werden kann. Der Korb iſt, wie aus der Figur erſichtlich

Fig. 475.

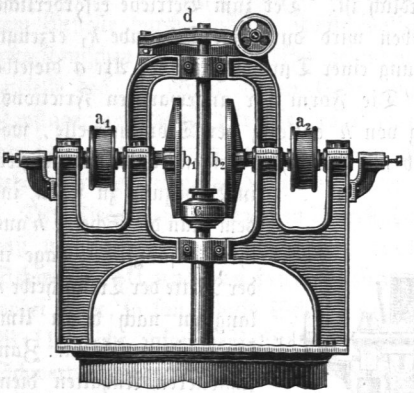
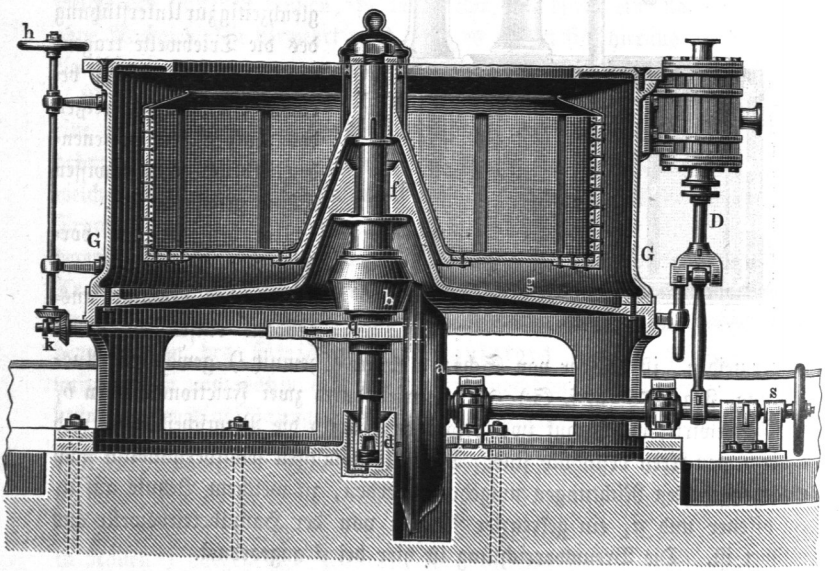


Fig. 476.

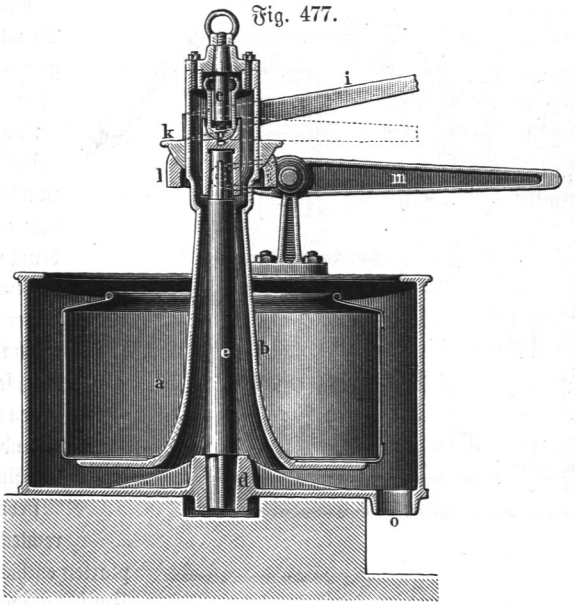


[1]) Ztſchr. d. V. deutſch. Ing. 1874. Taf. XXVI.

iſt, auf den oberen freien Wellenkopf gehängt. Bei dieſer Anordnung iſt die Trommel oberhalb ganz frei zugänglich.

Die Einrichtung einer pendelförmig aufgehängten Schleudertrommel iſt aus Fig. 477 erſichtlich[1]). Hierbei wird der Korb *a* vermittelſt der nach unten hin kegelförmig erweiterten Röhre *b*, deren oberes Ende den Spurzapfen *c* trägt, von der feſten Säule *e* getragen, welche in der Bodenplatte *d* des Mantels befeſtigt und oberhalb zu einem Kugellager ausgebildet iſt, das zur Unterſtützung der kugelförmig geſtalteten Lagerhülſe *g* dient. Da der

Fig. 477.



den Korb antreibende halb geſchränkte Riemen *i* in der Höhe des Kugelzapfens auf die Axe läuft, ſo iſt der letzteren bei einer einſeitigen Ladung des Korbes bis zu gewiſſem Ausſchlage eine pendelnde Bewegung um den Aufhängepunkt geſtattet. Mit Rückſicht auf die letztere hat die Bremsſcheibe *k* ebenfalls eine zum Aufhängepunkte concentriſche Kugelgeſtalt erhalten, ſo daß die Bremſung mit Hülfe des durch den Hebel *m* anzudrückenden Bremsringes *l* bewirkt werden kann. Die von dem Mantel aufgenommene Flüſſigkeit findet durch die Oeffnung *o* ihren Abfluß.

Eine Schleudermaſchine zum Decken der Zuckerbrode nach der Conſtruction von Mathée und Scheibler in Aachen[2]) iſt durch die

[1]) Ztſchr. d. V. deutſch. Ing. 1874. Taf. XXVI. — [2]) Ztſchr. f. Rübenzuckerinduſtrie, Jahrg. XXXIX.

Fig. 478 I.

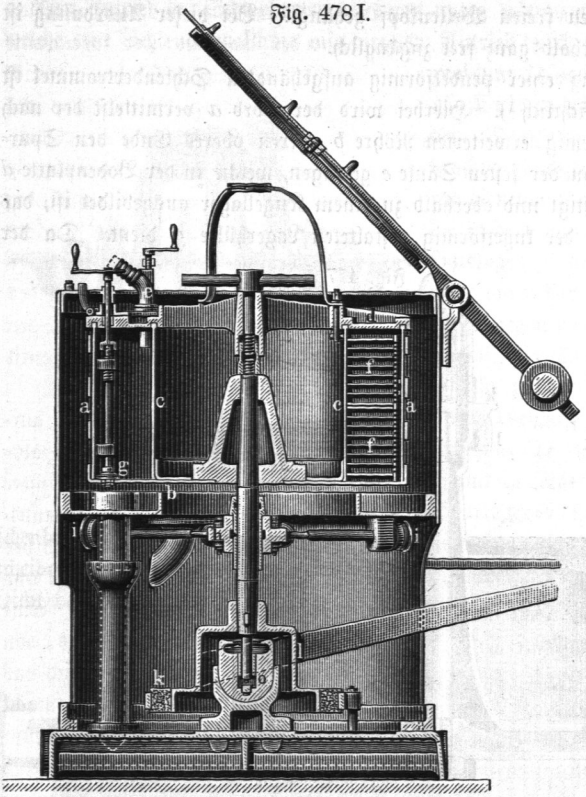


Fig. 478 II.

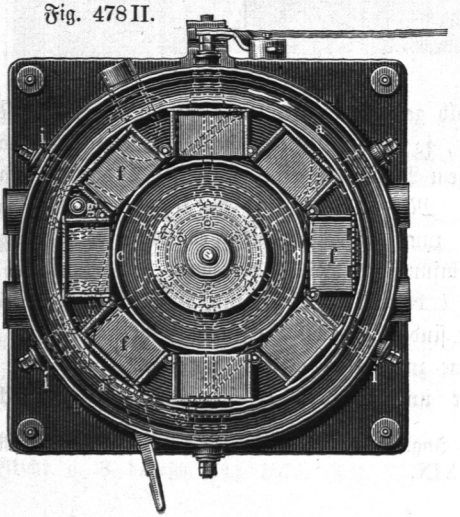


Fig. 478 I u. II in zwei Durchſchnitten dargeſtellt. Der Mantel *a* der Lauftrommel iſt hier aus ſtarkem Schmiedeiſenblech ohne Durchbrechungen gemacht und es werden in den ringförmigen Zwiſchenraum zwiſchen *a* und dem mit der Bodenplatte *b* feſt verbundenen Cylinder *c* ſechzehn Zuckerformen eingeſetzt, von denen je zwei über einander befindlich ſind und jede ſieben Stück rechteckige Zuckerplatten enthält, die durch Zwiſchenlagen von verzinktem Stahlbleche von einander getrennt werden. Gegen den äußeren Mantel *a* hin ſind dieſe Zuckerformen durch Siebplatten begrenzt, derartig, daß der in Folge des Schleuderns durch die Sieblöcher ausgetriebene grüne Syrup in dem Zwiſchenraume zwiſchen den Siebplatten und dem Mantel *a*

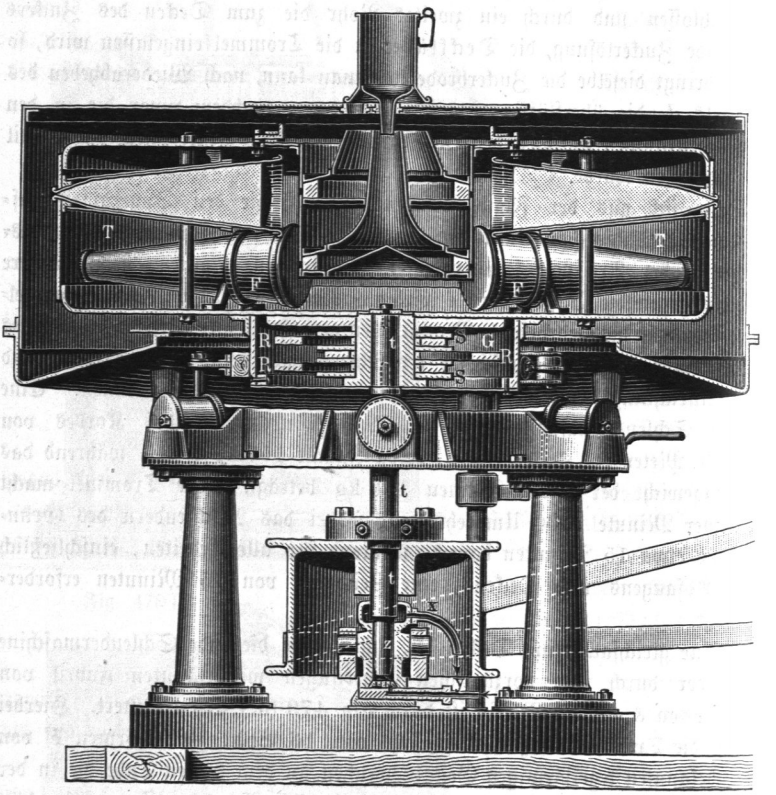
emporſteigen und über den oberen Rand des Mantels *a* nach außen treten kann, ſobald, wie dies bei dem Schleudern der Fall iſt, der ſogenannte Deckdeckel *d* von dem Korb abgenommen iſt. Dieſer Deckel hat nämlich den Zweck, das Innere des Korbes nach vorgenommenem Abſchleudern des Grünſyrups durch die an das Rohr *e* angeſchloſſene Saugleitung einer Luftpumpe luftleer zu machen, zu welchem Zwecke eine Durchlochung des Mantels vermieden werden muß. Wenn dann nach erzeugter Luftleere die Saugleitung abgeſchloſſen und durch ein zweites Rohr die zum Decken des Zuckers dienende Zuckerlöſung, die Deckkläre, in die Trommel eingelaſſen wird, ſo durchdringt dieſelbe die Zuckerbrode und man kann, nach Wiederabheben des Deckels *d*, die überflüſſige Kläre abſchleudern, nachdem zuvor die in den Zwiſchenräumen zwiſchen den Brodformen enthaltene Kläre durch das Ventil *g* abgelaſſen wurde.

Wie ſich aus der Figur erſehen läßt, iſt die den Spurzapfen aufnehmende Büchſe *o* in einem kugelförmigen Lager unterſtützt und das Halslager *h* der Axe von ſechs radialen Zugſtangen gehalten, deren äußere Enden gegen die Bufferfedern *i* wirken. Auf dieſe Weiſe iſt der Trommelaxe ebenfalls die mehrbeſagte Beweglichkeit gewahrt. Der Antrieb des Korbes durch einen auf die Riemſcheibe *l* geführten halb geſchränkten Riemen und die Einrichtung der Backenbremſe *k* iſt aus der Figur zu erkennen. Eine ſolche Schleudermaſchine faßt bei einem Durchmeſſer des Korbes von 0,940 Meter 16 Zuckerformen, deren Inhalt 157 kg wiegt, während das Eigengewicht der leeren Formen 156 kg beträgt. Die Trommel macht in einer Minute 1000 Umdrehungen, wobei das Abſchleudern des Grünſyrups etwa 15 Minuten dauert, während für alle Arbeiten, einſchließlich des Abſaugens und Deckens, eine Zeitdauer von 45 Minuten erforderlich iſt.

Eine gleichfalls zum Decken der Zuckerbrode dienende Schleudermaſchine aus der durch ihre vorzüglichen Centrifugen weltbekannten Fabrik von A. Fesca & Co. in Berlin iſt durch Fig. 479 (a. f. S.) erläutert. Hierbei dient die Trommel *T* zur Aufnahme von 16 Stück Zuckerformen *F* von der bekannten kegelförmigen Geſtalt, welchen an dem weiten Ende die in der Mitte eintretende Deckkläre zugeführt wird. Die Axe *t* der Trommel erhält hierbei ihre Beweglichkeit ebenſo wie bei der vorgedachten Maſchine durch ein von ſechs Gummibuffern gehaltenes Halslager, während für die Unterſtützung des Spurlagers die Kugellagerung durch die ſogenannte Cardaniſche Aufhängung, d. h. eine ſolche mittelſt eines Univerſalgelenkes gewählt worden iſt, wodurch bekanntlich dieſelbe Beweglichkeit erzielt wird, wie ſie ein Kugelzapfen gewährt, deſſen Mitte mit dem Durchſchnittspunkte der beiden Queraxen zuſammenfällt, um die das Univerſalgelenk ſchwingen kann.

In eigenthümlicher Art iſt bei dieſer Schleudermaſchine der Spurzapfen Z unterſtützt, indem derſelbe nämlich von dem Oel getragen wird, welches durch die Röhre y vermittelſt eines kleinen Pumpwerks unter den Zapfen gepreßt wird. Zu dieſem Zwecke iſt der Zapfen Z, Fig. 480, als ein ſehr ſchlank nach unten hin verjüngter Kegel geſtaltet, welcher in der genau paſſend

Fig. 479.

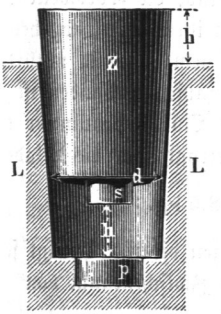


geſchliffenen Lagerhülſe L ringsum anliegt, ſobald die Spur s ſich auf die Spurplatte p ſetzt. Wird nun aber durch die Röhre y Oel mit genügender Preſſung eingedrückt, ſo findet eine Erhebung des Spurzapfens Z ſammt der auf ihm ruhenden Trommel ſtatt, ſobald die Preſſung des Oeles in der Lagerbüchſe einen Betrag p annimmt, der ſich aus

$$\frac{\pi d^2}{4} p = G$$

ergiebt, wenn d den Durchmeſſer des Zapfens Z und G das Gewicht des Korbes und der Axe bedeutet. Die Größe h, um welche ſich hierbei der Zapfen erhebt, beſtimmt ſich aus dem Neigungswinkel α der kegelförmigen Zapfenfläche gegen die Axe und der Menge Oel Q, welche fortwährend durch die Röhre y eingeführt wird, wie folgt: Iſt d der Durchmeſſer des Zapfens Z an der unterſten Stelle, ſo iſt der Durchmeſſer der umſchließenden Zapfenhülſe an einer um h höheren Stelle durch $d_1 = d + 2\,h\,tg\,\alpha$ ausgedrückt, ſo daß der an dieſer Stelle für den Durchgang des Oeles vorhandene Querſchnitt durch

Fig. 480.



$$F = \pi\,\frac{d_1^2 - d^2}{4} = \pi\,(d\,h\,tg\,\alpha + h^2\,tg^2\,\alpha)$$

gefunden wird, in welchem Ausdrucke man das zweite Glied wegen der Kleinheit gegen das erſte vernachläſſigen kann, ſo daß der Querſchnitt $F = \pi\,d\,h\,tg\,\alpha$ zu ſetzen iſt. Durch dieſen Querſchnitt muß die in der Zeiteinheit eingeführte Oelmenge Q mit einer Geſchwindigkeit

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\pi\,d\,h\,tg\,\alpha}$$

ſich hindurch bewegen. Dieſer Bewegung des Oeles durch den ſehr engen Ringſpalt ſetzt ſich ein Widerſtand entgegen, welcher ſich, da er proportional mit dem Quadrat der Geſchwindigkeit anzunehmen iſt, für jede Flächeneinheit allgemein durch

$$w = k\,v^2 = k\,\frac{Q^2}{\pi^2\,d^2\,h^2\,tg^2\,\alpha}$$

ausdrücken läßt, wenn k eine gewiſſe Erfahrungszahl vorſtellt. Dieſer Widerſtand w iſt aber gleich der von dem Gewichte des Korbes auf die Flüſſigkeit ausgeübten Preſſung

$$p = \frac{4\,G}{\pi\,d^2}$$

zu ſetzen, ſo daß man die Beziehung erhält:

$$\frac{4\,G}{\pi\,d^2} = k\,\frac{Q^2}{\pi^2\,d^2\,h^2\,tg^2\,\alpha}$$

oder

$$h = \frac{Q}{2\sqrt{\pi\,tg\,\alpha}}\sqrt{\frac{k}{G}}.$$

Hieraus erkennt man, daß die Erhebung der Trommel durch den Druck des Oeles unter ſonſt gleichen Umſtänden ſich direct wie die zugeführte Oelmenge Q, umgekehrt wie die Verjüngung $tg\,\alpha$ und umgekehrt wie die Quadratwurzel aus dem Gewichte G des Korbes verhält. Man hat es daher durch eine entſprechende Form des Zapfens und durch die Regulirung der unabläſſig eingepumpten Oelmenge immer in der Hand, die Korbwelle um einen beſtimmten Betrag von etwa 5 bis 10 mm von ihrer Spur abzuheben, ſo daß thatſächlich der Korb auf dem Oele ſchwimmt, womit natürlich ein möglichſt geringer Reibungswiderſtand am Spurzapfen verbunden iſt.

Beiſpielsweiſe ergiebt ſich der Druck p für jedes Quadratcentimeter des Zapfens Z, wenn deſſen Durchmeſſer 60 mm beträgt und die beladene Trommel 2500 kg wiegt, zu $p = \frac{4 \,.\, 2500}{3{,}14 \,.\, 36} = 88{,}5$ kg.

Wenn der Zapfen, deſſen Seite etwa unter 1^0 gegen die Axe geneigt ſein mag, ſich um 5 mm abhebt, ſo entſteht ringsum ein Zwiſchenraum von

$$5 \,.\, tg\, 1^0 = 5 \,.\, 0{,}017 = 0{,}085 \text{ mm},$$

welchem ein Durchgangsquerſchnitt von

$$3{,}14 \,.\, 60 \,.\, 0{,}085 = 16 \text{ qmm}$$

entſpricht. In dieſem Falle müßte daher das Pumpwerk fortwährend eine ſolche Menge Oel zuführen, daß dieſelbe in Folge des vorhandenen Druckes von 88,5 Atmoſphären durch den vorhandenen Ringſpalt von 16 qmm Querſchnitt hindurchgezwängt wird. Als Pumpwerk wendet Fesca drei von derſelben Kurbelwelle getriebene Pumpen an, denen das durch das Abgangsrohr x abgehende Oel fortwährend wieder zufließt.

Zur Ausgleichung eines etwa vorhandenen Uebergewichtes der Ladung dient der Gleichgewichtsregulator G, welcher im Weſentlichen aus drei Ringen R beſteht, die loſe verſchieblich zwiſchen feſten Scheiben S der Axe t befindlich ſind. Ueber die Wirkungsart dieſes Regulators wird weiter unten etwas Näheres angeführt werden.

Die größten Schleudermaſchinen dieſer Art zum Schleudern von 16 Zuckerbroden von je 12 kg Gewicht haben einen Durchmeſſer des Korbes von 2 m, und machen bei einem Gewichte der beladenen Trommel von 2500 kg in der Minute 500 Umdrehungen, wozu eine Betriebskraft von ſechs Pferden erforderlich iſt.

Um die Schleudermaſchinen zu einem ununterbrochenen Betriebe zu befähigen, hat man verſchiedene Anordnungen vorgeſchlagen, welche dazu dienen, entweder die nach genügender Entwäſſerung in der Trommel zurückbleibenden Maſſen aus der letzteren zu entfernen, ohne dabei ein Anhalten der Trommel vornehmen zu müſſen, oder welche es ermöglichen, die zu ſchleudernden Maſſen in einem ununterbrochenen Gange durch die Maſchine

hindurchzuführen. Zu den in der erſtgedachten Art wirkenden Mitteln gehört der von Röttger[1]) angegebene Entleerer, welcher im Weſentlichen aus einer für gewöhnlich auf dem Boden des Schleuderkorbes ruhenden Ringplatte beſteht, die erforderlichen Falles mit Hülfe einer die Axe umgebenden cylindriſchen Zahnſtange gehoben werden kann, wobei dieſelbe, da ſie bis dicht an den Siebmantel des Schleuderkorbes reicht, die im Inneren des letzteren angeſetzten Rückſtände nach oben herausſchiebt. Die herausgehobene Maſſe wird durch die Fliehkraft ſogleich in Stücke zerbrochen und nach außen geſchleudert, ſobald ſie über den freien Rand der Trommel tritt. Die beſagte Ringplatte dreht ſich während des Entleerens gleichfalls mit dem Korbe um, was die cylindriſche Zahnſtange geſtatten ſoll; es dürfte daher wohl ein ſchneller Verſchleiß der Zahnräder ſich einſtellen, die behufs der gedachten Hebung des Entleerers in die ringförmigen Zähne der ſchnell rotirenden, cylindriſchen Zahnſtange eingreifen.

Dagegen will Furneß[2]) in London die Entfernung der Rückſtände aus dem Schleuderkorbe mit Hülfe einer Walzenbürſte erzielen, welche, für gewöhnlich außerhalb der Trommel befindlich, vermöge der Aufhängung ihrer Axe durch ein Univerſalgelenk zur geeigneten Zeit in die Trommel eingeſenkt und in ſchräger Richtung gegen den Mantel gedrückt werden kann. Alsdann nimmt die Walzenbürſte in Folge der Reibung eine Umdrehung um ihre Axe an, wodurch die betreffenden Maſſen in ein Aufnahmegefäß oder unmittelbar über den Rand des Korbes hinweggefegt werden ſollen.

Zur Erzielung einer ununterbrochenen Wirkung ſchlägt Röttger[3]) vor, den Schleuderkorb aus zwei ſehr flachen, ſiebförmig durchbrochenen Kegelmänteln derart zu bilden, daß dieſe in entgegengeſetzter Stellung auf der ſenkrechten Axe befeſtigten beiden Kegel zwiſchen ſich einen linſenförmigen Raum bilden, welcher am ganzen Umfange einen ſchmalen Ringſpalt offen läßt, durch den die feſten Maſſen hinausgeſchleudert werden ſollen, während die flüſſigen Beſtandtheile auf dem Wege von innen nach außen durch die Löcher der beiden Siebböden entweichen ſollen.

In noch einfacherer Art wollen Schüchtermann & Kremer[4]) die ſtetige Entfernung der Rückſtände, nämlich dadurch bewirken, daß der ſiebförmig durchbrochene Mantel der Trommel die Geſtalt eines flachen Kegels erhält, deſſen Neigung gegen den horizontalen Trommelboden ſo gering iſt, daß die dagegen geſchleuderten Maſſen darauf emporgleiten und über den oberen mehr oder minder hoch zu ſtellenden Rand hinwegtreten, während die flüſſigen Beſtandtheile auf dieſem Wege durch die Löcher des kegelförmigen Mantels nach unten hindurchfallen ſollen.

---

[1]) D. R.-P. Nr. 33850. — [2]) D. R.-P. Nr. 33998. — [3]) D. R.-P. Nr. 29606 u. 30658. — [4]) D. R.-P. Nr. 20802.

Eine genügende Entwäſſerung wird wohl kaum durch die beiden zuletzt angeführten Einrichtungen zu erzielen ſein, wogegen diejenigen Anordnungen eher Erfolg verſprechen dürften, bei welchen die Trommel die Geſtalt eines ſiebförmig durchbrochenen Kegelmantels[1]) erhält, in deſſen Innerem ein Vollkegel mit darauf angebrachten Schraubengängen rotirt. Wenn dieſem Schraubenkegel eine etwas geringere Umdrehungsgeſchwindigkeit ertheilt wird, als dem Mantel, ſo wird die an einem Ende des letzteren eingebrachte Maſſe durch den Zwiſchenraum zwiſchen beiden Kegeln mit einer Geſchwindigkeit hindurchgeführt, die außer von der Steigung s der Schraube von der Differenz der beiden Umdrehungszahlen abhängt. Wenn beiſpielsweiſe der äußere Mantel n_1 und der Schraubenkegel n_2 Umdrehungen in der Minute macht, ſo wird die eingeführte Maſſe mit einer Geſchwindigkeit $v = (n_1 - n_2)\,s$ durch die Trommel hindurchgeführt, ſo daß ſie bei einer Länge derſelben gleich l während der Zeit

$$t = \frac{l}{v} = \frac{l}{(n_1 - n_2)\,s}$$

in der Maſchine verbleibt, und daher während dieſer Zeit einer Anzahl von $n_1 t = \frac{l}{s}\,\frac{n_1}{n_1 - n_2}$ Umdrehungen ausgeſetzt iſt. Man erſieht aus dieſem Ausdrucke, daß man es jederzeit in der Hand hat, durch eine geringe Verſchiedenheit der Drehungszahlen n_1 und n_2 die Dauer beliebig groß zu machen, während welcher die Maſſe der Einwirkung der Fliehkraft ausgeſetzt iſt.

§. 137. **Milchſchleudern.** Wie bereits im §. 135 angeführt wurde, handelt es ſich bei dem Aufrahmen der Milch lediglich darum, den Unterſchied in den ſpecifiſchen Gewichten der Fettkügelchen und der wäſſerigen Beſtandtheile der Milch zu einer Trennung dieſer beiden Beſtandtheile zu benutzen. Während bei der Abſcheidung durch einfaches Abſitzenlaſſen der Milch in flachen Gefäßen der geringe Auftrieb der leichteren Fetttheilchen in der wäſſerigen Milch, d. h. der Unterſchied der Gewichte eines Fetttheilchens und eines gleich großen Raumtheilchens der wäſſerigen Milchflüſſigkeit als die auf eine Trennung hinwirkende Kraft auftritt, ſtellt bei dem Schleudern der Milch der Unterſchied der Fliehkräfte zweier ſolchen Maſſen die trennende Kraft vor. Die Wirkung iſt hierbei eine weſentlich andere als diejenige bei dem Abſondern durch Siebe oder filternde Stoffe, wobei der Durchgang der Flüſſigkeit durch das Filtermaterial und hiermit die Abſonderung weſentlich durch eine Verſtärkung des Druckes befördert wird, welchem die ganze Maſſe ausgeſetzt iſt. Bei den Milchſchleudern dagegen iſt die abſolute Größe des

[1]) D. R.-P. Nr. 1964, 30235, 35172.

Druckes, unter welchem die Flüſſigkeit ſteht, für die Abſonderung ebenſo wenig von Einfluß, wie das Aufſteigen eines leichteren Theiles in einer Flüſſigkeit von der Höhe der darüber ſtehenden Flüſſigkeitsſchicht beeinflußt wird. Aus dieſem Grunde pflegt man den Gefäßen, in denen das Aufrahmen durch Abſetzen erfolgt, immer nur eine geringe Tiefe zu geben, um den Weg möglichſt klein zu machen, den jedes Theilchen bis zur freien Oberfläche zurückzulegen hat. Eine ähnliche Betrachtung hat in neuerer Zeit dazu geführt, auch in den Milchſchleudern die Milch in dünnen Schichten auszubreiten, und man ſcheint hierdurch ſehr günſtige Reſultate in Betreff einer ſchnellen und vollkommenen Abſonderung erzielt zu haben.

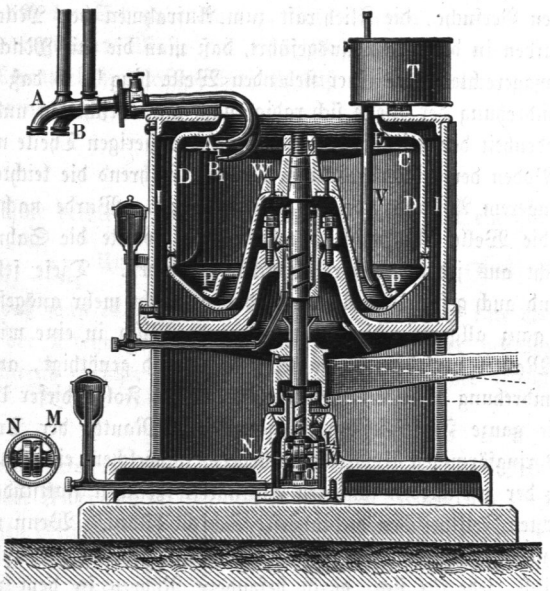
Die erſten Verſuche, die Fliehkraft zum Aufrahmen der Milch zu verwenden, wurden in der Weiſe ausgeführt, daß man die mit Milch gefüllten Eimer an wagerechte Arme einer ſtehenden Welle hing [1]), ſo daß ſie bei der ſchnellen Umdrehung der Welle ſich radial nach außen richteten und in Folge der Verſchiedenheit der Fliehkraft die ſchwereren wäſſerigen Theile nach außen gegen den Boden der Eimer gedrängt wurden, während die leichtere Sahne ſich in geringerem Abſtande von der Axe ablagerte. Wurde nach längerem Umdrehen die Welle allmählich angehalten, ſo konnte die Sahne als die obere Schicht aus jedem Eimer abgeſchöpft werden. Dieſe ſehr unvollkommene und auch gefährliche Arbeit wird heute nicht mehr ausgeführt, vielmehr wird ganz allgemein die zu entrahmende Milch in eine mit undurchbrochenem Mantel verſehene Trommel geleitet und genöthigt, an der ſehr ſchnellen Umdrehung derſelben theilzunehmen. In Folge dieſer Umdrehung legt ſich die ganze Flüſſigkeitsmaſſe gegen den Mantel der Trommel in Form eines ringförmigen Umdrehungskörpers, in welchem eine ſchichtenweiſe Ablagerung der verſchieden ſchweren Flüſſigkeitstheilchen ſtattfindet, derart, daß die leichten Fetttheilchen die innerſte Schicht bilden. Wenn man daher durch geeignete Abzugsvorrichtungen dafür ſorgt, die Sahne und die entrahmte Milch, jede für ſich, durch beſondere Röhren in dem Maße ununterbrochen abzuziehen, in welchem der Trommel in der Mitte die zu entrahmende Milch zugeführt wird, ſo erhält man Maſchinen mit ununterbrochenem Betriebe, von denen im Folgenden einige der meiſt verbreiteten angeführt werden mögen.

In Fig. 481 (a. f. S.) iſt eine Milchſchleuder von Burmeiſter & Wains dargeſtellt, bei welcher die Milch aus dem Gefäße T durch die Röhre V bis an den Boden der Lauftrommel D herabgeführt wird, wo ſie, zwiſchen dem Boden und dem daſelbſt eingeſetzten Ringe P hindurchtretend, nach oben ſteigt und durch mehrere im Inneren der Trommel radial hervorſtehende Blechſchienen gezwungen wird, an der Umdrehung der Trommel

[1]) Landwirthſchaftl. Maſchinenkunde von Dr. A. Wüſt. D. R.-P. Nr. 7389.

theilzunehmen. Die ununterbrochene Abführung der die innerſte Schicht des Umdrehungskörpers bildenden Sahne geſchieht in eigenthümlicher Weiſe durch eine Röhre B, welche an dem umgebogenen Ende bei B_1 eine feine Oeffnung mit meſſerſcharfem Rande bildet, der ſo gegen die Rahmſchicht geſtellt iſt, daß er ein förmliches Ausſchälen der Sahne an dieſer Stelle bewirkt. Die mit der großen, ihr eigenthümlichen Umdrehungsgeſchwindigkeit in die Röhre B_1 hineintretende Sahne wird in ſolcher Weiſe unabläſſig durch das Rohr B abgeführt. In ganz ähnlicher Art wirkt die Röhre A mit dem Mundſtück A_1, und zwar wird hierdurch die entrahmte Magermilch ab-

Fig. 481.

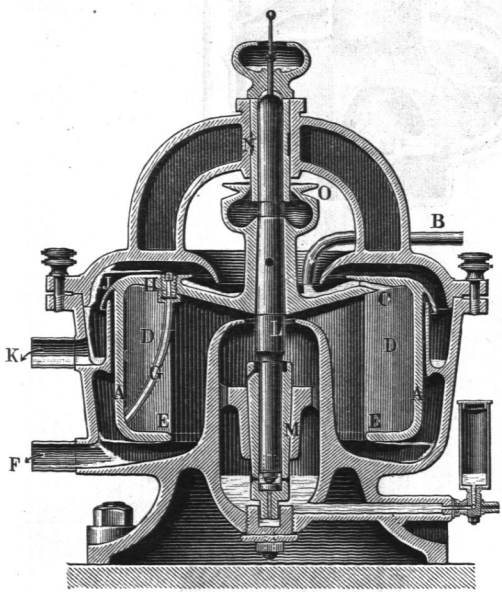


gezogen, da der im oberen Theile der Trommel befindliche Ring C zu dem Mundſtücke A_1 nur Flüſſigkeit aus der äußeren Schicht gelangen läßt. Durch entſprechende Verſtellung der beiden Schälröhren A_1 und B_1 hat man es in der Hand, jederzeit den gewünſchten Grad der Entrahmung zu erzielen, indem man durch B_1 je nach Bedürfniß eine geringere Menge ſehr fetthaltiger oder eine größere Menge mehr Waſſer enthaltender Sahne abziehen kann.

Die Einrichtung der aus Stahlblech genieteten Trommel D und des ſchmiedeiſernen Schutzmantels J, die Anordnung des Halslagers und des Antriebes durch einen halb verſchränkten Riemen ſind aus der Figur erſichtlich. Um die Spurzapfenreibung möglichſt herabzuziehen, iſt der Spur-

zapfen *L* auf zwei cylindriſche Reibrollen *M* und *N* geſtellt, welche unterhalb auf dem feſten Zapfen *O* ihre Stütze finden, ſo daß, indem dieſe Rollen ähnlich den Läuferſteinen eines Kollerganges ſich herumwälzen, die Zapfenreibung vermieden werden ſoll. Dafür wird aber eine gleitende Reibung ſowohl an dem Zapfen *L* wie *O* auftreten, ſo daß ein Vortheil durch dieſe Einrichtung wohl kaum erzielt werden wird. Von dieſer Maſchine wird angegeben, daß die größere Ausführung ſtündlich 1000 Liter Milch entrahmt, und die Trommel dabei minutlich 2700 Umdrehungen macht, während eine kleinere Maſchine mit 4000 Umdrehungen eine Leiſtung von 500 Liter zeigt.

Fig. 482.



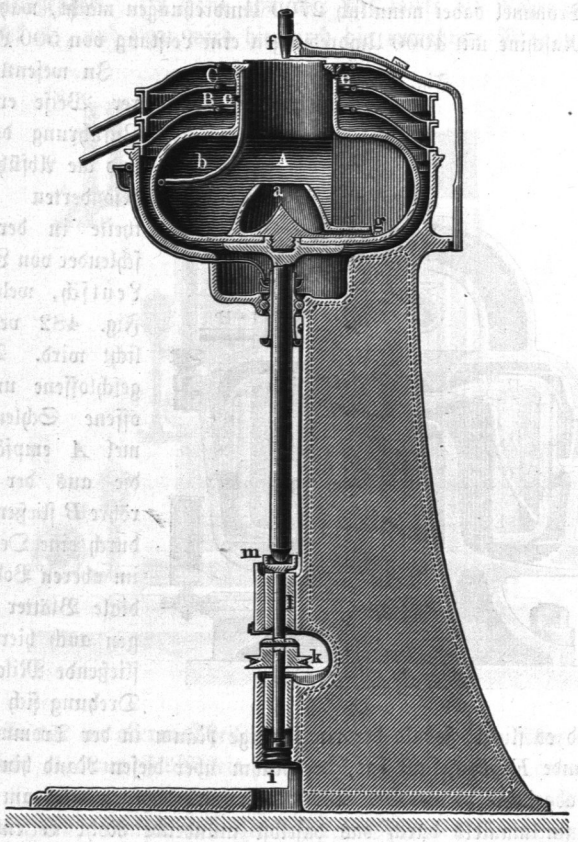
In weſentlich anderer Weiſe erfolgt die Zuführung der Milch und die Abführung der geſonderten Beſtandtheile in der Milchſchleuder von Lefeldt & Lentſch, welche durch Fig. 482 veranſchaulicht wird. Die oben geſchloſſene und unten offene Schleudertrommel *A* empfängt hier die aus der Zuflußröhre *B* fließende Milch durch eine Oeffnung *C* im oberen Boden. Radiale Blätter *D* zwingen auch hier die einfließende Milch, an der Drehung ſich zu betheiligen, und es fließt, ſobald der ringförmige Raum in der Trommel bis zu deren Rande *E* ſich gefüllt hat, der Rahm über dieſen Rand hinweg, um durch *F* abgeführt zu werden. Die Magermilch dagegen wird am Umfange des Trommelmantels durch das daſelbſt mündende Rohr *G* entnommen. Wie die oberhalb aus dieſem Rohre austretende Flüſſigkeit über den oberen Trommelrand bei *J* überſchlägt, um durch *K* abgeführt zu werden, iſt aus der Figur erſichtlich, ebenſo wie die Lagerung der Axe *L* in dem Fußlager *M* und dem Halslager *N*, ſowie der Antrieb durch eine auf die Scheibe *O* geführte Schnur. Eine Veränderung in dem Verhältniß der beiden abzuziehenden Beſtandtheile, alſo eine Regulirung des Entrahmungsgrades, kann hier nur durch die Veränderung der Abflußröhre *G* für die Magermilch

herbeigeführt werden, zu welchem Zwecke man bei *H* verſchiedene Wechſelſtücke einſetzen kann.

Dieſe Maſchinen machen 6500 Umdrehungen in der Minute und entrahmen

Nr. 0	mit	1/2	Pfkrft.	.	.	.	500	Liter ſtündlich,
„ 1	„	3/4	„	.	.	.	750	„ „
„ 2	„	1	„	.	.	.	1000	„ „

Fig. 483.

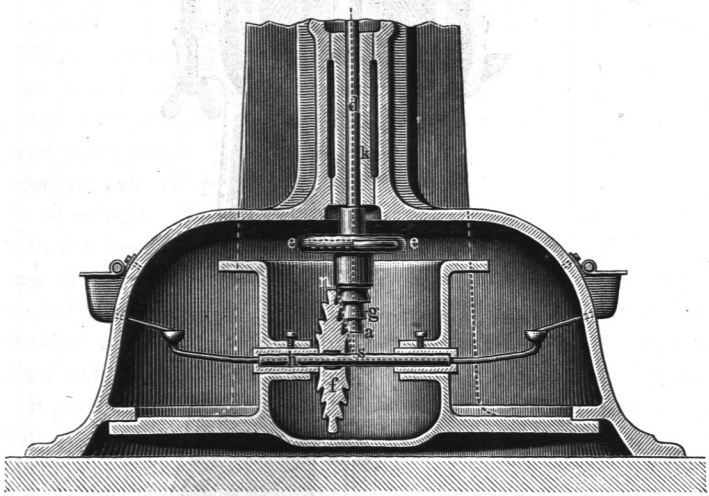


In Fig. 483 iſt eine ſchwediſche Milchſchleuder, der ſogenannte Separator de Lavals, in der Ausführung des Bergedorfer Eiſenwerkes angegeben. Die Schleudertrommel *A* hat hier eine apfelförmige Geſtalt mit einem cylindriſchen Halſe erhalten, ſo daß die Magermilch durch das an der weiteſten Stelle der Trommel mündende Rohr *b* abgezogen werden kann, um durch die Oeffnung *c* über den Teller *B* hinweg nach der Abflußtülle zu gelangen, während der Rahm in dem Halſe emporſteigt, um durch eine Oeffnung *e*

in deſſen oberen Theile auf den Teller *C* und nach deſſen Abflußrohr zu treten. Der Antrieb erfolgt durch eine Schnur auf die Scheibe *k*, wodurch zunächſt die Spindel *l* bewegt wird, welche der bei *m* auf ihr mittelſt eines Holzfutters ruhenden Axe der Lauftrommel die Umdrehung durch Reibung mittheilt. Aus einem über der Mitte der Trommel angebrachten Rohre *f* fällt die zu ſchleudernde Milch zunächſt in den kleinen Topf *a*, an deſſen Boden ſie durch eine Oeffnung nach dem Umfange der Trommel gelangt.

Eigenthümlich iſt bei derartigen Milchſchleudern der Betrieb durch eine Dampfturbine, d. h. durch ein auf die Spindel *d*, Fig. 484, geſchobenes Rädchen *e*, welches nach Art der ſchottiſchen Turbinen mit mehreren gekrümmten Armen verſehen iſt, durch die der von unten bei *a* zugeführte

Fig. 484.

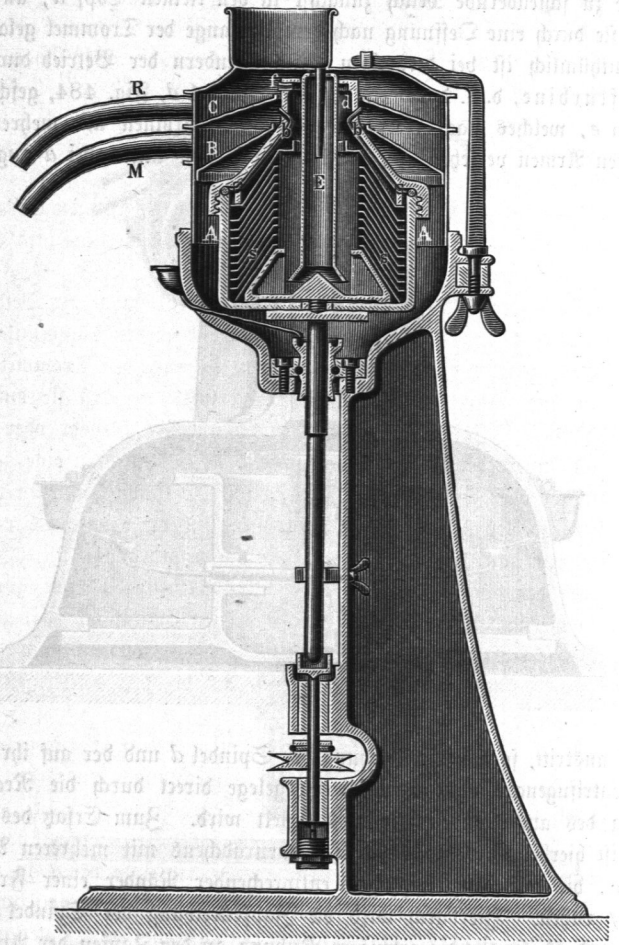


Dampf austritt, ſo daß die Drehung der Spindel *d* und der auf ihr ſtehenden Centrifugenaxe ohne weiteres Vorgelege direct durch die Reactionswirkung des austretenden Dampfes erzielt wird. Zum Erſatz des Spurlagers iſt hierbei die Nabe *g* des Turbinenrädchens mit mehreren Anſätzen verſehen, die auf den Umfängen entſprechender Ränder einer Frictionsſcheibe *f* ruhen. Hierdurch wird die Zapfenreibung der Spindel *d* vermieden und es iſt nur die geringere Reibung an den Zapfen der Axe *h* des Rades *f* zu überwinden. Zur Vermeidung gleitender Reibung müſſen die Anſätze von *f* und *g* derartig angeordnet ſein, daß die ſämmtlichen Auflagerpunkte in einer durch den Durchſchnitt *s* der beiden Axenrichtungen von *d* und *h* gehenden geraden Linien *sn* liegen, wie in der Figur durch Punktirung angedeutet worden iſt.

Wenn auch dieſe Betriebsart ſich durch Einfachheit auszeichnet, ſo wird doch eine vortheilhafte Ausnutzung der Dampfkraft wohl kaum dabei erreicht werden.

Die in Fig. 485 dargeſtellte Milchſchleuder, welche von dem Bergedorfer Eiſenwerke nach der v. Bechtolsheim'ſchen Erfindung [1]) ausgeführt und

Fig. 485.



unter der Bezeichnung Alpha-Separator in den Handel gebracht wird, unterſcheidet ſich von der durch Fig. 483 erläuterten Maſchine hauptſächlich durch die Einrichtung der Schleudertrommel, durch welche eine weſentlich

[1]) D. R.-P. Nr. 48615.

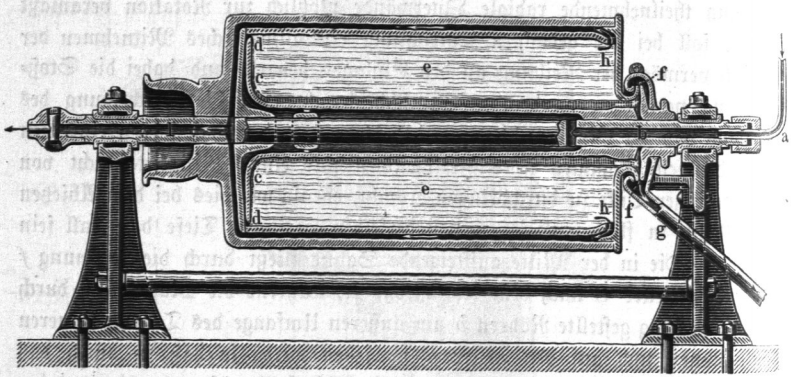
beſſere Wirkung beim Aufrahmen der Milch erzielt werden ſoll. Hier ſind nämlich in die cylindriſch geſtaltete Schleudertrommel *A* eine größere Anzahl kegelförmiger Einlagen *s* eingebracht, zwiſchen denen die durch das Rohr *E* zugeführte Milch ſich in dünnen Schichten hindurch bewegen muß. Abweichend von der bisher üblichen Einrichtung, wonach die eingeführte Milch durch einzelne mit der Trommel feſt verbundene und an deren Bewegung theilnehmende radiale Querwände plötzlich zur Rotation veranlaßt wird, ſoll bei der gedachten Einrichtung ein allmähliches Mitnehmen der Milch vermöge der Reibung an den Einlagen bewirkt und dabei die Stoßwirkung vermieden werden. Hauptſächlich aber ſoll die Abſcheidung des Rahms von der Magermilch dadurch befördert werden, daß in den einzelnen ſehr dünnen Schichten jedes Fetttheilchen nur eine Flüſſigkeitsſchicht von ſehr geringer Dicke zu durchdringen braucht, ebenſo wie dies bei dem Abſetzen der Milch in flachen Gefäßen von derſelben geringen Tiefe der Fall ſein würde. Die in der Mitte aufſteigende Sahne fließt durch die Oeffnung *f* über den Teller *C* nach dem Abflußrohr *R*, während die Magermilch durch mehrere ſchräg geſtellte Röhren *b* am äußeren Umfange des Trommelinneren entnommen und auf den Teller *B* getrieben wird, ſo daß ſie durch das Rohr *M* abfließt. Je nachdem man die Abflußröhre *f* mehr oder minder weit in das Innere der Trommel hineinragen läßt, kann man eine geringere Menge dickerer oder eine größere Menge dünnerer Sahne abziehen und hat daher den Grad der gewünſchten Entrahmung in der Hand. Die Ergebniſſe dieſer erſt ganz neuerdings in Anwendung gebrachten Milchſchleuder ſcheinen nach den darüber bekannt gewordenen Urtheilen[1]) recht günſtig zu ſein, indem hiernach nicht nur die Menge der in beſtimmter Zeit und mit gewiſſer Betriebkraft abzurahmenden Milch größer, ſondern auch die Abrahmung eine vollſtändigere zu ſein ſcheint, als bei den bisherigen Milchſchleudern ohne Einſätze.

Um auch ein Beiſpiel für eine Milchſchleuder mit horizontaler Axe anzuführen, iſt in Fig. 486 (a. f. S.) die Einrichtung[2]) angegeben, welche von Lefeldt & Lentſch zur Verwendung gebracht worden iſt. Hierbei tritt die durch die Zuführungsröhre *a* und die hohle Axe *b* eingeführte Milch um die Scheibe *c* herum und an deren Rande ringsum bei *d* in die mit radialen Flügeln verſehene Trommel *e*. Da durch die ſchnelle Umdrehung der letzteren die Magermilch nach außen und der Rahm nach innen getrieben wird, ſo kann der Rahm durch den ringförmigen Spalt *f* nach dem Abflußrohr *g* gelangen, während die durch die Löcher *h* austretende Magermilch am äußeren Umfange des Trommeleinſatzes nach dem Zapfen *l* und durch deſſen Höhlung nach außen gelangt.

[1]) Milch-Zeitung 1891, Nr. 29. — [2]) D. R.-P. Nr. 9241.

In eigenthümlicher Art iſt die horizontale Milchſchleuder von Peterſen[1]) in Hamburg eingerichtet, indem bei derſelben die freien Enden einer horizontal gelagerten Axe zwei Schleuderkörbe tragen, welche vorn ganz offen und frei zugänglich ſind, ſo daß die zu ſchleudernde Milch durch ein in der Mitte einmündendes Rohr zugeführt werden kann. Von dem bei der

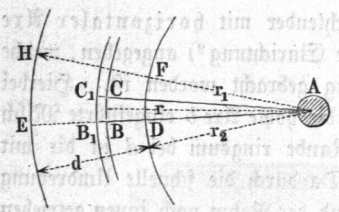
Fig. 486.



ſchnellen Umdrehung der Axe in jedem Korbe von der Flüſſigkeit gebildeten Umdrehungskörper ſchält das meſſingförmige Mundſtück einer Abzugsröhre im Inneren die Sahne heraus, während die Magermilch über den Trommelrand fließt, um von einem die Trommel umgebenden Mantel aufgenommen zu werden.

§. 138. **Wirkungsart der Schleudermaschinen.** Um über die Wirkungsweiſe der Schleudermaſchinen ein Urtheil zu erlangen, ſei in Fig. 487 im

Fig. 487.



Abſtande $AB = r$ von der Axe A eine zur letzteren concentriſche, cylindriſche Schicht der geſchleuderten Maſſe von der Dicke ∂r und der in der Axenrichtung gemeſſenen Höhe gleich 1 gedacht, und es möge aus dieſer Schicht ein ſehr kleines Stück BC von der Länge $r\,\partial\alpha$ herausgeſchnitten gedacht werden, wobei $\partial\alpha$ den zugehörigen Mittelpunktswinkel vorſtellt. Bezeichnet γ das ſpecifiſche Gewicht der Maſſe, ſo hat das betrachtete ringförmige Element ein Gewicht $G = \gamma\, r\, \partial\alpha\, .\, \partial r$ und daher iſt bei einer Winkelgeſchwindigkeit $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ entſprechend n Um-

[1]) D. R.-P. Nr. 11592.

drehungen des Schleuderkorbes die auf das betrachtete Element wirkende Fliehkraft durch

$$\partial C = \frac{G}{g}\,\omega^2 r = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 r^2\,\partial\alpha\,\partial r$$

dargeſtellt. Dieſe der Maſſe des beſagten Elementes entſprechende Fliehkraft erzeugt in der das Element umgebenden Cylinderfläche $C_1 B_1$ vom Halbmeſſer $r + \partial r$ und der Größe $(r + \partial r)\,\partial\alpha = r\,\partial\alpha$ eine gewiſſe Preſſung, welche für die Flächeneinheit ſich ausdrückt durch

$$\partial p = \frac{\partial C}{r\,\partial\alpha} = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 r\,\partial r.$$

Geſetzt nun, die in der cylindriſch gedachten Trommel vom Halbmeſſer $AE = r_1$ enthaltene Maſſe bilde eine Auskleidung der Trommel von einer radialen Dicke $ED = d$, habe alſo den inneren Halbmeſſer

$$AD = r_1 - d = r_2,$$

ſo erhält man die Preſſung, welche die ganze in der Trommel enthaltene Maſſe auf jede Flächeneinheit des Mantels EH ausübt, zu

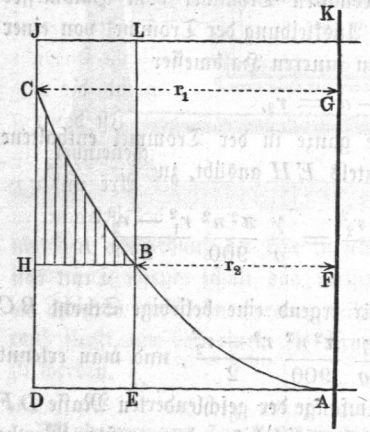
$$p = \int_{r_2}^{r_1} \partial p = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2} = \frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{900}\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}.$$

Dieſer Ausdruck ergiebt die Preſſung für irgend eine beliebige Schicht BC im Abſtande r von der Axe zu $p = \frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{900}\,\frac{r^2 - r_2^2}{2}$, und man erkennt hieraus, daß die Preſſung im inneren Umfange der geſchleuderten Maſſe DF gleich Null iſt und von da nach außen allmählich bis zu dem größten Werthe $p = \frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{900}\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}$ zunimmt. Auch findet ſich, daß die Preſſung des Korbmantels bei einer beſtimmten Umdrehungsgeſchwindigkeit um ſo größer ausfällt, je kleiner r_2, d. h. je größer die Dicke der auskleidenden Schicht iſt, und daß der Korb der größten Preſſung ausgeſetzt ſein würde, wenn er vollſtändig von der zu ſchleudernden Maſſe erfüllt, d. h. wenn $r_2 = 0$ wäre. Bezeichnet man mit $G = \gamma\pi(r_1^2 - r_2^2)$ das Gewicht der in den Korb eingebrachten Ladung, ſo kann man die Preſſung gegen den Mantel auch durch $p = \frac{G}{g}\,\frac{\pi n^2}{1800}$ ausdrücken, wonach dieſelbe im geraden Verhältniſſe mit dem Gewichte der Ladung wächſt.

Wenn man in dem Ausdrucke $p = \frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{900}\,\frac{r_1^2 - r_2^2}{2}$ die für eine beſtimmte Umdrehungszahl n conſtante Größe $\frac{\gamma}{g}\,\frac{\pi^2 n^2}{1800}$ mit k bezeichnet, ſo

erhält man in $p = kr^2$ die Scheitelgleichung für eine Parabel mit dem Parameter $\frac{1}{k} = \frac{g}{\gamma}\frac{1800}{\pi^2 n^2}$, wenn man unter p die Ordinaten parallel zur Axe und unter r die dazu ſenkrechten Abſciſſen verſteht. In Fig. 488 iſt dieſe Parabel ABC in den auf der Axe AK befeſtigten Schleuderkorb ADJ eingezeichnet. Nach dem in Th. I darüber Geſagten wird die in den Korb eingebrachte Maſſe, von welcher eine hinreichende Beweglichkeit vorausgeſetzt werden möge, innerlich durch ein Umdrehungsparaboloid begrenzt, und wenn durch LE der Durchſchnitt durch dieſes Paraboloid dargeſtellt wird, ſo darf man bei der großen Geſchwindigkeit, mit welcher der Schleuderkorb gewöhnlich umgedreht wird, die Linie LE hinreichend genau als eine zur Axe AK parallele Gerade anſehen. Es ergiebt ſich nun aus der Figur, daß bei einer vollſtändig mit Maſſe erfüllten Trommel die Preſſung im Mantel derſelben durch die Ordinate CD und in einem Abſtande $FB = r_2$ von der Axe durch BE dargeſtellt iſt. In Folge davon wird $CH = p$ die Mantelpreſſung bei der vorausgeſetzten Ladung der Trommel darſtellen, und in der dreieckigen Fläche HCB bedeutet überall die ſenkrechte Ordinate das Maß für die daſelbſt auftretende Preſſung auf die Flächeneinheit.

Fig. 488.



Zwiſchen der Preſſung der Maſſe in einer Schleudermaſchine und der in einer gewöhnlichen hydrauliſchen oder ſonſtigen Preſſe findet daher ein weſentlicher Unterſchied inſofern ſtatt, als in der Centrifuge die Preſſung von innen nach außen zunimmt, während die zwiſchen den beiden Preßplatten einer gewöhnlichen Preſſe enthaltene Maſſe in allen Theilen dem gleichen von der Preſſe ausgeübten Drucke ausgeſetzt iſt.

Beiſpiel. Nimmt man für eine Schleudermaſchine zum Schleudern der Zuckermaiſche einen Halbmeſſer der Trommel von $r_1 = 0{,}4$ m und eine Dicke der Zuckerſchicht von 0,1 m, alſo den inneren Halbmeſſer $r_2 = 0{,}3$ m an, ſo erhält man bei 600 Umdrehungen des Korbes in der Minute unter der Annahme eines ſpecifiſchen Gewichtes der Zuckermaſſe $\gamma = 1{,}5$, die Größe der Preſſung des Mantels bezogen auf 1 qm Fläche, zu

$$p = \frac{1{,}5 \,.\, 1000}{9{,}81}\,\pi^2 \,.\, \frac{600\,.\,600}{900} \,.\, \frac{0{,}4^2 - 0{,}3^2}{2} = 152{,}9\,.\,9{,}87\,.\,400\,.\,0{,}035 =$$

$603649\,.\,0{,}035 = 21127$ kg, entſprechend einem Drucke von etwa 2 Atmoſphären. Wäre der Korb gänzlich mit Maſſe gefüllt, ſo würde die Preſſung im Verhältniß

$0{,}4^2 : 0{,}4^2 - 0{,}3^2 = 16 : 7$ größer, alſo etwa gleich 4,7 Atmoſphären ſein, während bei einer Dicke der ausgeſchleuderten Schicht von nur 0,01 m die Preſſung ſich zu nur

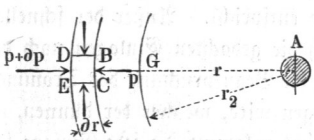
$$603\,649 \cdot \frac{0{,}4^2 - 0{,}39^2}{2} = 2384 \text{ kg}$$

oder ungefähr 0,23 Atmoſphären ergiebt.

Während man daher in allen Fällen, wo zur Abſonderung ein größerer Druck erforderlich iſt, denſelben außer durch eine möglichſt große Umdrehungsgeſchwindigkeit auch durch eine thunlichſt große radiale Dicke der geſchleuderten Maſſe zu erreichen ſucht, gelten für die Milchſchleudern andere Regeln, wie ſich aus dem Folgenden ergiebt.

Es ſtelle $BCED$, Fig. 489, ein ſehr kleines würfelförmiges Element im Inneren der geſchleuderten Milchflüſſigkeit im Abſtande $AC = r$ von der Axe der Schleudermaſchine vor, und es möge γ_1 das ſpecifiſche Gewicht dieſes aus Fett oder Sahne beſtehenden Theilchens ſein, während die umgebende Milchflüſſigkeit das ſpecifiſche Gewicht γ haben möge. Iſt dann p die Preſſung auf die Flächeneinheit in dem Abſtande r von der Axe und ∂r die Seite $BC = BD$ des betrachteten Würfels, ſo iſt auf die Fläche BC ein radial nach außen gerichteter Druck von der Größe $p\,\partial r^2$ wirkſam, während die ebenfalls auswärts gerichtete Fliehkraft des Theilchens durch $\frac{\gamma_1 \partial r^3}{g}\omega^2 r$ dargeſtellt iſt, ſo daß die geſammte nach außen gerichtete Kraft durch $p\,\partial r^2 + \frac{\gamma_1 \partial r^3}{g}\omega^2 r = P_a$ dargeſtellt iſt.

Fig. 489.



Auf die Einheit der Ringfläche im Abſtande $AE = r + \partial r$ wirkt eine Preſſung

$$p + \partial p = p + \frac{\gamma}{g}\omega^2 r\,\partial r,$$

ſo daß die Fläche DE einer nach innen gerichteten Kraft

$$P_i = \partial r^2\left(p + \frac{\gamma}{g}\omega^2 r\,\partial r\right)$$

unterworfen iſt. Da die Kräfte auf die vier übrigen Flächen des Parallelepipeds ſich zu je zweien gegenſeitig aufheben, ſo ſteht das betrachtete Theilchen, wenn von ſeinem eigenen Gewichte $\gamma_1 \partial r^3$ und von dem Auftriebe $(\gamma - \gamma_1)\partial r^3$ abgeſehen wird, unter der Wirkung einer Kraft

$$P_i - P_a = \partial r^3 \frac{\gamma - \gamma_1}{g}\omega^2 r,$$

welche Kraft nach innen gerichtet iſt und in der Maſſe $m = \frac{\gamma_1 \partial r^3}{g}$ eine Beſchleunigung von der Größe

$$c = \frac{P_i - P_a}{m} = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma_1} \omega^2 r$$

hervorruft. Hieraus geht hervor, daß dieſe Beſchleunigung unabhängig iſt von der Preſſung p in dem Abſtande des Theilchens von der Axe, alſo unabhängig von der Dicke der Milchſchicht, und da der Widerſtand, welcher ſich der Bewegung des Theilchens bis an die innere Schicht G entgegenſetzt, mit dem Wege BG wächſt, ſo erkennt man hieraus den Vortheil, welcher für die ſchnelle Abſonderung des Rahms mit einer möglichſt geringen Dicke BG der geſchleuderten Schicht verbunden iſt, wie eine ſolche durch die Einlagen der in Fig. 485 dargeſtellten Milchſchleuder erzielt wird. Es erſcheint daher die Anordnung ſolcher Einlagen für Milchſchleudern durchaus zweckmäßig, während dieſelben für alle zum Entwäſſern dienenden Schleudern nur nachtheilig wirken können, inſofern die Preſſung innerhalb jeder Einlage nur den kleinen Werth annehmen kann, welcher der geringen, innerhalb dieſer Einlage enthaltenen Maſſe entſpricht. Außer der ſchnellen und vollkommenen Abſonderung wird durch die gedachten Einlagen noch der beſondere Vortheil erzielt, daß durch dieſelbe die Beanſpruchung des Trommelmantels auf den geringen Betrag herabgezogen wird, welcher der dünnen, an dieſem Mantel ſelbſt vorhandenen Milchſchicht zukommt, da jede Einlage für ſich derjenigen Fliehkraft zu widerſtehen hat, welche in der ſie innerlich bedeckenden Milchſchicht erregt wird. Das Letztere wird natürlich nur ſo lange gelten, als die Einlagen ringsum geſchloſſene Ringe darſtellen, während in dem Falle, wo die Einlagen durch gebogene, an den Rändern nicht vereinigte Bleche gebildet ſind, wegen der Federung dieſer Bleche der Druck jeder Einlage auf die nach außen benachbarte übertragen werden muß, ſo daß der Mantel in dieſem Falle ebenſo wie bei einer Schleuder ohne Einlagen der aus der ganzen Ladung ſich ergebenden Fliehkraft zu widerſtehen hat.

Um zu einem Urtheil über die durch das Schleudern der Milch erreichbare Beſchleunigung des Aufrahmens im Vergleich mit dem früher gebräuchlichen Aufrahmen in Abſatzgefäßen zu gelangen, hat man nur zu erwägen, daß bei dem letzteren Verfahren die auf ein leichteres Fetttheilchen von der Größe ∂r^3 und dem ſpecifiſchen Gewichte γ_1 wirkende Kraft des Auftriebes in der Milchflüſſigkeit vom ſpecifiſchen Gewichte γ ſich durch $(\gamma - \gamma_1)\partial r^3$ darſtellt, woraus, abgeſehen von den Widerſtänden, ſich eine Beſchleunigung der aufſteigenden Bewegung von $c_0 = \frac{\gamma - \gamma_1}{m} \partial r^3 = \frac{(\gamma - \gamma_1)\partial r^3}{\gamma_1 \partial r^3} g = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma_1} g$ ergiebt.

Hiernach verhalten ſich die in Betracht kommenden Beſchleunigungen c beim Schleudern und c_0 beim Abſetzen wie

$$c : c_0 = \omega^2 r : g$$

und man erhält ſchon durch eine Winkelgeſchwindigkeit

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}} = \frac{3{,}13}{\sqrt{r}}$$

dieſelbe Beſchleunigung wie bei dem Abſetzen. Dies würde bei einem Halbmeſſer von $r = 0{,}1$ m einen Werth von $\omega = \frac{3{,}13}{\sqrt{0{,}1}} = 9{,}90$ m ergeben, entſprechend einer Umdrehungsgeſchwindigkeit von $\frac{60 \,.\, 9{,}90}{2 \,.\, \pi} = 95$ Umdrehungen in der Minute. Wenn man dagegen die Trommel minutlich mit nur 3000 Umdrehungen bewegt, wie dies bei ſo kleinen Halbmeſſern noch mäßig iſt, ſo erhält man mit $r = 0{,}1$ m eine im Verhältniß

$$\left(\frac{3000 \,.\, 2\pi}{60}\right)^2 \frac{0{,}1}{9{,}81} = 1007 \text{ mal}$$

größere Beſchleunigung der Abſonderung, als ſie durch Abſetzen der Milch erreichbar iſt, und es geht hieraus zur Genüge der große Vortheil des Schleuderns bei dem Aufrahmen der Milch hervor.

Der Gleichgewichtsregulator. Wenn die Trommel einer Schleudermaſchine einſchließlich aller mit der Axe rotirenden Theile genau in der Form eines Umdrehungskörpers ausgeführt und die Maſſe überall durchaus homogen angeordnet iſt, eine Bedingung, welche bei allen guten Schleudermaſchinen ſo weit möglich erfüllt ſein wird, ſo heben ſich alle in den einzelnen Theilen durch die Umdrehung hervorgerufenen Fliehkräfte gegenſeitig auf, ſo daß auf die Axe durch dieſe Fliehkräfte keinerlei Wirkung ausgeübt wird, dieſelbe alſo auch einem Zwange oder einer Preſſung in ihren Unterſtützungen nicht unterworfen iſt, mit Ausnahme derjenigen Preſſungen, welche etwa durch die einſeitige Wirkung der die Bewegung übertragenden Mittel, Riemen, Räder ꝛc., hervorgerufen worden. Dies geht aus dem in Th. I über die Centrifugalkraft ſtarrer Körper und insbeſondere über die ſogenannten freien Axen derſelben Geſagten hervor, woſelbſt gezeigt wurde, daß für jeden homogenen Umdrehungskörper ſeine geometriſche Axe eine freie Axe ſein muß. Es wurde daſelbſt u. a. gefunden, daß jede freie Axe durch den Schwerpunkt hindurchgehen, und daß für dieſelbe außerdem den beiden Bedingungen genügt werden muß: §. 139.

$$\Sigma m x z = 0, \; \Sigma m y z = 0,$$

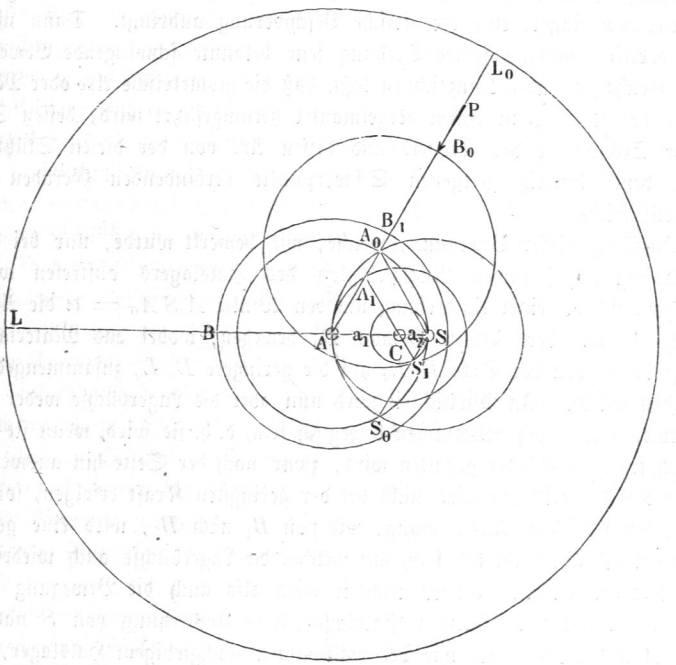
wenn m irgend ein Maſſentheilchen bedeutet und x, y, z ſeine Coordinaten für ein rechtwinkeliges Coordinatenſyſtem vorſtellen. In Folge dieſer Eigenſchaft genügt es, die Axe der Centrifuge einfach durch ein Spurlager zu unterſtützen oder, wie in Fig. 477, in einem Punkte aufzuhängen, vorausgeſetzt, daß auch der Riemenzug durch dieſen Feſtpunkt aufgenommen wird; einer zweiten Führung durch ein Halslager bedarf die Axe der Trommel in dieſem Falle ebenſo wenig, wie eine ſolche Führung für die Axe eines auf einer horizontalen Platte ſich drehenden Kreiſels erforderlich iſt. Daß eine beſondere Halslagerführung der Axe in dem Falle nöthig wird, wo der Zug des treibenden Riemens nicht unmittelbar durch das Spurlager aufgenommen wird, iſt ſelbſtverſtändlich, ebenſo wie ſich in ſolchem Falle eine durch den Riemenzug erzeugte Preſſung im Halslager ergiebt, deren Größe gefunden wird, ſobald man die Riemenkraft in ihre beiden, im Spurlager und im Halslager, zur Wirkung kommenden Componenten zerlegt. Da dieſe Preſſung dann beſtändig nach derſelben Richtung wirkſam iſt, ſo wird ſie im Allgemeinen einen unruhigen Gang der Axe nicht veranlaſſen.

Die vorſtehend für den leeren Schleuderkorb gemachten Angaben behalten auch noch ihre Gültigkeit, wenn der Korb in ſolcher Weiſe beladen wird, daß die geſchleuderte Maſſe rings um die Axe gleichförmig vertheilt iſt, ſo daß auch der Schwerpunkt der beladenen Trommel noch in der geometriſchen Axe der Welle gelegen iſt. Dieſe Bedingung wird erfüllt ſein, wenn die geſchleuderte Maſſe flüſſig oder doch hinreichend beweglich iſt, um ſich ſelbſtthätig bei der Umdrehung ſo zu vertheilen, daß die innere Begrenzung der Maſſe die Geſtalt der der Umdrehung zugehörigen paraboloidiſchen Niveaufläche annimmt. Es wird daher z. B. bei Milchſchleudern auch im beladenen Zuſtande ein ruhiger Gang ſich einſtellen, wenn die Trommel der zuerſt geforderten Bedingung genügt, wonach ſie einen überall gleichmäßigen Umdrehungskörper vorſtellt.

Wenn dagegen die in die Trommel gebrachte Maſſe jene vorausgeſetzte Beweglichkeit nicht beſitzt, z. B. wenn dieſelbe durch Zeugſtücke oder die zum Decken angewandten, mit Zuckermaſſe gefüllten eiſernen Formen gebildet wird, ſo iſt im Allgemeinen eine ganz gleichmäßige Vertheilung der Maſſe um die Axe nicht anzunehmen, und es wird daher der Schwerpunkt der beladenen Trommel um einen gewiſſen Betrag außerhalb der geometriſchen Axe der Trommelwelle gelegen ſein. Die Mittellinie der Welle hört damit auf, eine freie Axe zu ſein, d. h. die Fliehkräfte aller Maſſentheilchen heben ſich nicht mehr gegenſeitig auf, ſondern ſie ergeben zuſammen eine reſultirende Fliehkraft und ein reſultirendes Kräftepaar. Da ſowohl die Richtung dieſer reſultirenden Fliehkraft wie auch die Ebene des reſultirenden Kräftepaares in Folge der Drehung einer fortwährenden ſchnellen Veränderung ausgeſetzt iſt, ſo erklärt ſich hieraus der in allen ſolchen Fällen zu beobachtende un-

ruhige Gang der Maſchine, welcher in dem Maße ſtärker hervortritt, wie die Umdrehungsgeſchwindigkeit größer iſt, und welcher bis zu ſolchem Grade wachſen kann, daß eine Zerſtörung der ganzen Maſchine damit verbunden iſt. Um dieſe Uebelſtände möglichſt zu beſeitigen, hat man das Halslager der Trommel derartig durch Federn unterſtützt, daß daſſelbe nach jeder Richtung hin in gewiſſem Betrage ausweichen kann, wie dies bei Beſprechung der durch die Fig. 478 und 479 erläuterten Beiſpiele angeführt wurde. Um ſich von der Wirkungsart eines nachgiebigen Halslagers Rechenſchaft zu geben, kann man folgende Betrachtung anſtellen.

Fig. 490.



Es ſei A, Fig. 490, die geometriſche Axe und BA der Halszapfen der Trommelwelle und es möge L die Lagerbüchſe dieſes Zapfens vorſtellen, welche zunächſt aus ſtarrem und nicht zuſammendrückbarem Materiale beſtehend und unwandelbar feſt mit dem Maſchinengeſtelle verbunden gedacht werde. Wenn dann durch eine einſeitige Beladung des Korbes der Schwerpunkt deſſelben aus der Mitte A heraustritt und etwa nach S im Abſtande $SA = a$ von A fällt, ſo muß bei der als vollkommen ſtarr gedachten Lagerung dieſer Schwerpunkt bei der Umdrehung des Schleuderkorbes ſich in dem Kreiſe SS_0 um A bewegen, und es werden die erwähnten Erſchütterungen ſich einſtellen.

Denkt man ſich nun aber im Gegenſatze hierzu das Material der Lagerbüchſe L als vollkommen elaſtiſch, ſo daß daſſelbe dem geringſten einſeitigen Drucke nachgiebt, ſo kann man ſich die Schleuderwelle wie die Axe eines Kreiſels vollkommen frei vorſtellen, und es wird in Folge deſſen der Schleuderkorb mit ſeiner Welle ſich nun nicht um deren geometriſche Axe A, ſondern vielmehr um eine durch den Schwerpunkt S hindurchgehende freie Axe drehen, in Folge welcher Bewegung der Mittelpunkt A in einem Kreiſe AA_0 um die Schwerpunktsaxe herumgeführt wird. Man kann ſich von dieſem Vorgange mittelſt jedes gewöhnlichen Kreiſels eine Anſchauung verſchaffen, wenn man an demſelben, etwa durch einen am Umfange eingetriebenen Nagel, eine excentriſche Beſchwerung anbringt. Dann nimmt der Kreiſel während ſeiner Drehung jene bekannte ſchwingende Bewegung an, welche ſich dahin kennzeichnen läßt, daß die geometriſche Axe oder Mittellinie des Kreiſels in einem Kegelmantel herumgeführt wird, deſſen Spitze vom Stützpunkte des Kreiſels und deſſen Axe von der dieſen Stützpunkt mit dem einſeitig gelegenen Schwerpunkte verbindenden Geraden dargeſtellt wird.

In Folge dieſer Bewegung, welche, wie bemerkt wurde, nur bei einer vollkommenen ſeitlichen Nachgiebigkeit des Halslagers auftreten würde, müßten ſich bei einer Umdrehung um den Winkel $ASA_0 = \alpha$ die Axe A nach A_0 und der Zapfen B nach B_0 bewegen, wobei das Material der Lagerbüchſe von der Dicke B_1L_0 auf die geringere B_0L_0 zuſammengedrückt werden würde. In Wirklichkeit wird nun aber die Lagerbüchſe weder vollkommen ſtarr, noch vollkommen beweglich ſein, d. h. ſie wird, wenn ſie etwa durch federnde Bänder gehalten wird, zwar nach der Seite hin ausweichen, aber die Ausweichung wird nicht bei der geringſten Kraft erfolgen, ſondern zu jeder ſeitlichen Ausweichung, wie von B_1 nach B_0, wird eine gewiſſe Seitenkraft P erforderlich ſein, mit welcher die Lagerbüchſe auch wieder auf die Axe zurückwirkt. In Wirklichkeit wird alſo auch die Bewegung nicht, wie bei vollkommen ſtarrem Halslager, eine Umdrehung von S nach S_0 um A und auch nicht, wie bei vollkommen nachgiebigem Halslager, eine Umdrehung von A nach A_0 um S vorſtellen, ſondern die Bewegung wird eine zwiſchen dieſen beiden äußerſten Grenzfällen liegende Drehung um irgend einen Punkt C zwiſchen A und S ſein, der zufolge A nach A_1 und S nach S_1 ſich bewegt. Es iſt erſichtlich, daß der Abſtand $AC = a_1$ dieſes Drehungsmittelpunktes von der geometriſchen Axe A um ſo größer ausfallen wird, je größer die Nachgiebigkeit des elaſtiſchen Halslagers iſt, und daß alſo in gleichem Maße $SC = a_2 = a - a_1$ um ſo geringer wird, d. h. daß die thatſächliche Drehaxe ſich um ſo mehr der ſogenannten freien Axe nähert, für welche aus den Fliehkräften der einzelnen Maſſentheilchen keine Wirkungen entſtehen. Man hat ſtets

$a_1 + a_2 = a$ und für ein vollkommen ſtarres Lager $a_1 = 0$; $a_2 = a$; während einem vollkommen nachgiebigen Lager $a_1 = a$; $a_2 = 0$ entſprechen würde.

Aus den vorſtehenden Betrachtungen ergiebt ſich, daß man durch die elaſtiſche Lagerung der Korbwelle die aus einer einſeitigen Belaſtung derſelben folgenden Einwirkungen zwar *mildern*, *niemals aber ganz aufheben* kann, und daß der beruhigende Einfluß unter ſonſt gleichen Umſtänden um ſo größer ſein wird, je größer die Nachgiebigkeit des Lagers, d. h. die bei einer beſtimmten Seitenkraft auftretende ſeitliche Verſchiebung iſt. Lange Zugfedern werden daher in dieſer Beziehung beſſer wirken als kurze, die geringſte Wirkung wird von einer die metallene Lagerbüchſe umgebenden Gummihülſe zu erwarten ſein.

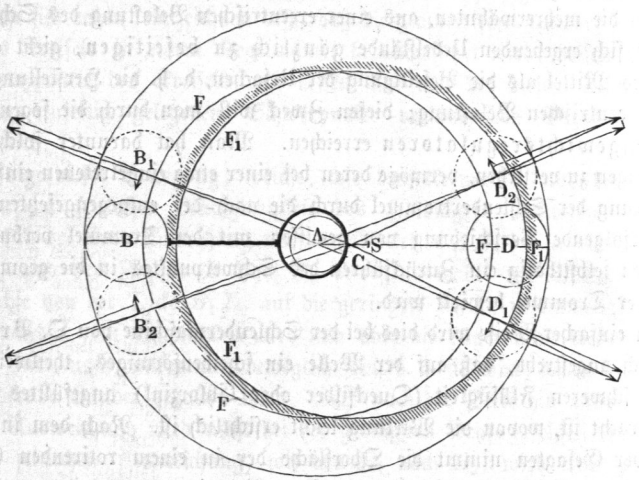
Um die mehrerwähnten, aus einer excentriſchen Belaſtung des Schleuderkorbes ſich ergebenden Uebelſtände *gänzlich zu beſeitigen*, giebt es kein anderes Mittel als die Beſeitigung der Urſachen, d. h. die Herſtellung einer genau centriſchen Belaſtung; dieſen Zweck will man durch die ſogenannten *Gleichgewichtsregulatoren* erreichen. Man hat darunter ſolche Einrichtungen zu verſtehen, vermöge deren bei einer etwa eingetretenen einſeitigen Belaſtung der Schleudertrommel durch die nach der entgegengeſetzten Seite hin erfolgende Verſchiebung von gewiſſen mit der Trommel verbundenen Maſſen ſelbſtthätig ein Zurückführen des Schwerpunktes in die geometriſche Axe der Trommel bewirkt wird.

In einfacher Weiſe wird dies bei der Schleudermaſchine von O. *Braun*[1]) dadurch angeſtrebt, daß auf der Welle ein ſcheibenförmiges, theilweiſe mit einer ſchweren Flüſſigkeit (Queckſilber oder Chlorzink) angefülltes Gefäß angebracht iſt, wovon die Wirkung leicht erſichtlich iſt. Nach dem in Th. I hierüber Geſagten nimmt die Oberfläche der in einem rotirenden Gefäße enthaltenen Flüſſigkeit die Geſtalt eines Rotationsparaboloids an, deſſen *Axe mit der Umdrehungsaxe der Flüſſigkeit* übereinſtimmt. Demnach wird der Durchſchnitt durch die hier zur Verwendung gebrachte Flüſſigkeit durch einen Kreis wie FF, Fig. 491 (a. f. S.), dargeſtellt ſein, deſſen Mitte in die geometriſche Axe A der Trommelwelle fällt, ſo lange thatſächlich die Umdrehung des Korbes um dieſe Axe erfolgt, d. h. alſo, ſo lange entweder die Belaſtung des Korbes genau centriſch oder die Lagerung der Welle vollkommen ſtarr iſt. Sobald jedoch der Schwerpunkt der beladenen Trommel einſeitig, etwa in S gelegen iſt, wird, wenn das Halslager nachgiebig iſt, nach dem Vorſtehenden eine Umdrehung des Korbes um eine zwiſchen A und S, etwa in C gelegene Axe ſich einſtellen, in Folge deren nunmehr der um C beſchriebene Kreis $F_1 F_1$ den Durchſchnitt durch das

[1]) D. R.-P. Nr. 7389.

Flüſſigkeitsparaboloid bildet. Man erſieht hieraus, wie die Verlegung der Drehungsaxe von A in der Richtung nach dem Schwerpunkte S hin ſofort eine Anhäufung der Flüſſigkeit nach dem diametral gegenüber liegenden Punkte des Gefäßumfanges zur Folge haben muß, und es findet bei hinreichender Maſſe der angewandten Flüſſigkeit hierdurch eine Ausgleichung ſtatt, der zufolge der Schwerpunkt wieder in die Axe A hineinfällt. Es iſt auch erſichtlich, daß auf dieſe Wirkung nicht zu rechnen iſt, wenn das Halslager nicht nachgiebig ausgeführt iſt, weil dann ſtets, auch bei excentriſcher Belaſtung des Korbes, die Drehung deſſelben um die Mittellinie der Welle erfolgen, folglich auch die Flüſſigkeit durch den zu A concentriſchen Kreis FF begrenzt ſein muß.

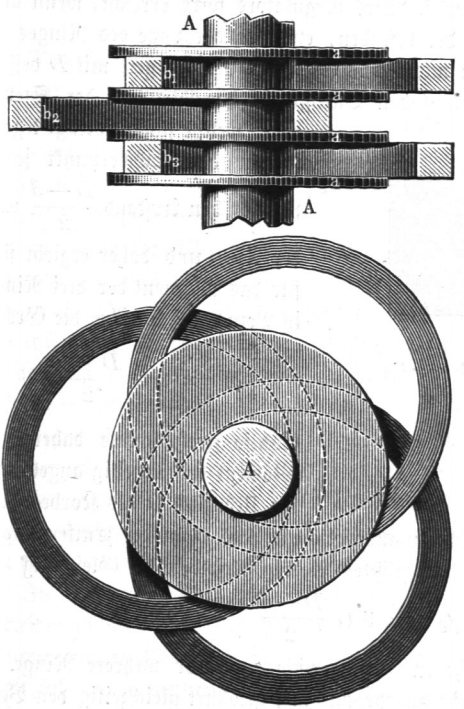
Fig. 491.



Man könnte auch anſtatt einer Flüſſigkeit feſte, leicht bewegliche Körper, z. B. Kugeln, verwenden, welche in dem betreffenden Gefäße befindlich, in Folge der Fliehkraft ſich mit beſtimmtem Drucke gegen den Umfang des Gefäßes anlegen. So lange hierbei die Drehung um die Mittellinie in A erfolgt, wird eine ſolche Kugel an jeder beliebigen Stelle des Umfanges in relativer Ruhe verharren können, da an jeder Stelle der Umfang mit einer radial nach innen gerichteten Preſſung der nach außen wirkenden Fliehkraft das Gleichgewicht hält. Wenn indeſſen die Drehung in Folge einer einſeitigen Ladung des Korbes um die Axe C erfolgt, ſo kann eine derartige Kugel nur in den beiden Endpunkten B und D des durch S gelegten Durchmeſſers im Gleichgewichte ſein, da nur an dieſen Punkten die in der Richtung von C aus wirkende Fliehkraft ſenkrecht auf dem Umfange des Gefäßes ſteht. Es iſt auch leicht einzuſehen, daß die Lage in D dem Zuſtande des

labilen Gleichgewichts entſpricht, denn bei der geringſten Entfernung der Kugel von D, etwa nach D_1 oder D_2, ergiebt die in der Richtung CD_1 oder CD_2 wirkende Fliehkraft bei rechtwinkeliger Zerlegung eine nach dem Umfange gerichtete Seitenkraft, welche die Kugel von D zu entfernen ſtrebt, ſo daß dieſelbe erſt in dem Punkte B zur Ruhe kommen kann, welcher, wie ſich aus der Figur ebenſo ergiebt, einer ſtabilen Gleichgewichtslage entſpricht. Hieraus folgt, daß die in dem betreffenden Gefäße enthaltenen beweglichen Maſſen bei einer einſeitigen Belaſtung des Korbes nach der dem Schwerpunkte entgegengeſetzten Seite getrieben werden, ſo daß dadurch die beabſichtigte Ausgleichung erfolgen kann.

Fig. 492.

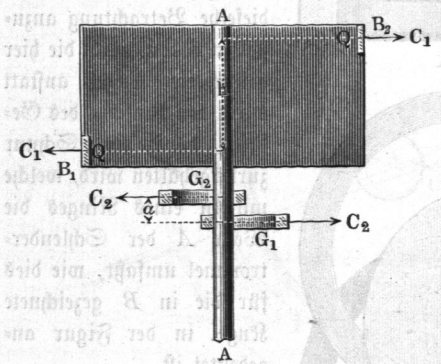


Man wird offenbar dieſelbe Betrachtung anzuſtellen haben, wenn die hier betrachtete Kugel anſtatt durch den Umfang des Gefäßes durch eine Schnur zurückgehalten wird, welche mittelſt eines Ringes die Welle A der Schleudertrommel umfaßt, wie dies für die in B gezeichnete Kugel in der Figur angedeutet iſt.

Hierauf beruht der von Fesca angewandte, gelegentlich der durch Fig. 479 dargeſtellten Schleudermaſchine erwähnte Gleichgewichtsregulator. Hierbei ſind die zur Ausgleichung dienenden Maſſen in der Form dreier Ringe b_1, b_2, b_3, Fig. 492, ausgeführt, welche die Welle A umfangen und zwiſchen den auf der letzteren befeſtigten Scheiben a verſchieblich ſind. Vermöge der Reibung zwiſchen dieſen Scheiben und den auf ihnen ruhenden Ringen werden die letzteren veranlaßt, an der Umdrehung der Axe ſich zu betheiligen, und es iſt aus dem Vorhergegangenen erſichtlich, wie bei der Verſchieblichkeit dieſer Ringe jeder derſelben ſich immer ſo zu ſtellen ſtrebt, daß der aus der Axe herausgetretene Schwerpunkt in dieſelbe zurück verlegt wird. Für den Fall, daß der Korb genau centriſch beladen iſt, der Schwer-

punkt alſo in die Mittellinie der Welle hineinfällt, werden die Ringe ſich ebenfalls gleichmäßig um die Welle lagern, d. h. unter 120^0 gegen einander verſetzt ſein, denn bei jeder anderen Lage der Ringe würde der gemeinſame Schwerpunkt derſelben außerhalb der Axe gelegen ſein, und in Folge davon müßte eine Verſchiebung der Ringe ſo lange eintreten, bis die centriſche Schwerpunktslage erreicht wäre, was bei gleicher Größe der Ringe eine Verſetzung derſelben gegen einander um 120^0 bedingt. Selbſtredend wird dieſe Lage durch eine einſeitige Ladung des Korbes geſtört, indem die Ringe ſich mehr nach der dem Schwerpunkte gegenüber liegenden Seite zuſammenziehen. Die Grenze für die Wirkſamkeit dieſes Regulators wird erreicht, wenn alle Ringe ſich genau über einander befinden, etwa in der Lage des Ringes b_2 der Figur. Bezeichnet man mit G das Gewicht eines Ringes, mit D deſſen inneren Durchmeſſer und mit d den Durchmeſſer der Welle an der Stelle, gegen welche ſich die Ringe legen, ſo hat der Schwerpunkt jedes Ringes den Abſtand $\frac{D-d}{2}$ von der Axe, und daher ergiebt ſich für das Moment der drei Ringe in Bezug auf die Axe die Größe

Fig. 493.



$$M = 3\,G\,\frac{D-d}{2}.$$

Ebenſo groß könnte daher das Moment der einſeitig angebrachten Ueberlaſt Q des Korbes ſein, ſo daß man, wenn eine ſolche unausgeglichene Laſt Q in der Entfernung l von der Mitte auftritt, für den größten Betrag derſelben die Gleichung

$$Q\,l = 3\,G\,\frac{D-d}{2}$$

hat. Daß bei dem beſprochenen Gleichgewichtsregulator mehrere Ringe in verſchiedenen Horizontalebenen angebracht ſind, gewährt gleichzeitig den Vortheil, eine Ausgleichung bis zu gewiſſem Grade auch für den Fall zu ermöglichen, daß die in dem Korbe enthaltenen Maſſen in verticaler Richtung ungleichmäßig vertheilt ſind, wie man dies aus Fig. 493 erkennen kann.

Stellt hierin $A\,A$ die Axe eines Schleuderkorbes vor, für welchen alle Maſſen ſo gleichförmig um die Axe vertheilt ſind, wie bei einem genauen und vollkommen homogenen Umdrehungskörper und man denkt in B_1 und B_2 an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen zwei gleich große Maſſen Q angebracht, ſo wird dadurch der Schwerpunkt nicht aus der Mitte herausgerückt. Wenn jedoch dieſe Maſſen in verſchiedenen, um die Höhe h von

einander entfernten Horizontalebenen gelegen ſind, ſo bilden die Centrifugalkräfte C_1 dieſer Maſſen ein Kräftepaar mit dem Momente $C_1 h$, welches die Axe rechts zu drehen ſtrebt. Dieſem Kräftepaare wird durch die Ringe G_1 und G_2 entgegengewirkt werden, ſobald dieſelben die in der Figur gezeichnete Lage annehmen, für welche das Moment der Centrifugalkräfte C_2 dieſer Maſſen die Größe $C_2 a$ hat, und eine Drehung der Axe nach links angeſtrebt wird.

Dieſe ſogenannten Gleichgewichtsregulatoren haben ſich gut bewährt und ſind aus oben angeführten Gründen hauptſächlich bei den Schleudermaſchinen erforderlich, welche zum Decken der Zuckerbrode verwendet werden.

Waſchmaſchinen. Die Waſchmaſchinen dienen zur Abſonderung §. 140.
der den zu behandelnden Stoffen anhaftenden oder ihnen beigemengten Verunreinigungen unter Zuhülfenahme von Waſſer. Das letztere hat dabei in einzelnen Fällen, z. B. bei dem Waſchen von Kartoffeln, Rüben u. dergl., weſentlich nur den Zweck, eine Erweichung der anhaftenden erdigen Verunreinigungen zu bewirken, um die letzteren leichter abſondern und durch die darüber fließende Flüſſigkeit fortſpülen zu können; in dieſen Fällen handelt es ſich hauptſächlich darum, die Gegenſtände vielfach gegen einander oder gegen einzelne Theile der Maſchine zu ſtoßen, bezw. ſich an einander reiben zu laſſen und für einen ſtetigen Zufluß reinen Waſſers zum Fortſpülen der abgeriebenen Verunreinigungen zu ſorgen. Die Wirkung der einzelnen Theile gegen einander hat dabei ſelbſtverſtändlich nur mit einer mäßigen Preſſung zu erfolgen, um ein Zerdrücken oder Beſchädigen des Waſchgutes zu vermeiden, und die Behälter oder Gefäße, in denen das Waſchen geſchieht, ſind mit entſprechenden Durchbrechungen zu verſehen, welche den abgeſonderten Theilen und der Waſchflüſſigkeit den Durchgang geſtatten, die gewaſchenen Theile dagegen zurückhalten.

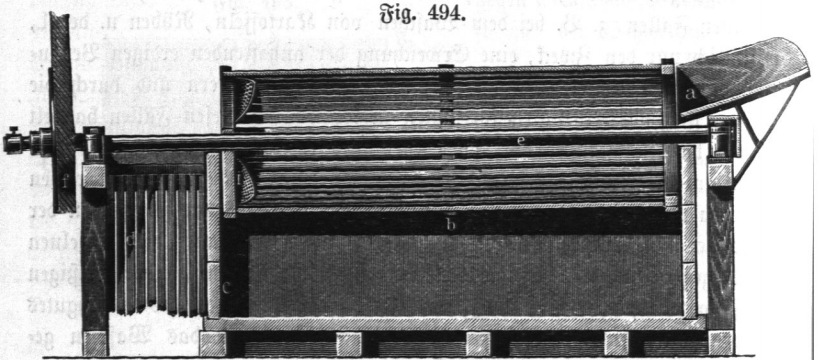
In anderen Fällen, wie z. B. bei dem Waſchen von Geweben und Kleidungsſtücken, ſoll das Waſchwaſſer die in den Stoffen enthaltenen Verunreinigungen löſen oder in Form einer Emulſion ausziehen, und es handelt ſich dabei meiſtens um Anwendung eines größeren Druckes, um die Waſchflüſſigkeit möglichſt mit allen Theilen im Inneren der Stoffe in Berührung zu bringen und durch eine drückende oder knetende Bewegung daraus zu entfernen. Siebförmig durchbrochene Behälter ſind hierbei in der Regel nicht erforderlich, inſofern die gewebten Stoffe an ſich ſchon nach Art von Sieben wirken, indem ſie der Flüſſigkeit den Durchgang durch die Zwiſchenräume zwiſchen den Fäden und Faſern geſtatten.

Dagegen kommt das Waſchen im Weſentlichen auf ein Durchſieben oder -ſeihen in allen denjenigen Fällen hinaus, wo die zu reinigenden Stoffe in fein vertheiltem Zuſtande in einer Flüſſigkeit ſchwimmen, von

welcher ſie befreit werden ſollen, wie dies z. B für das Waſchen des Papierzeuges in den Holländern oder das Auslaugen der Holzcelluloſe gilt. Die hierher gehörigen Maſchinen werden meiſtens mit Rührwerken arbeiten, welche eine möglichſt innige Vermiſchung der angewendeten Waſchflüſſigkeit mit dem auszuwaſchenden Stoffe bewirken. Hiernach ſind die in den einzelnen Fällen zur Verwendung gelangenden Maſchinen zu beurtheilen und es wird ſich empfehlen, bei den verſchiedenen Maſchinen die jeweilig in Betracht kommenden Grundſätze anzugeben.

Die Maſchinen, welche man in der Landwirthſchaft zum Waſchen der zum Viehfutter dienenden Kartoffeln und Rüben anwendet, beſtehen aus einfachen, horizontalen Lattentrommeln, welche etwa bis zur Mitte in einen mit Waſſer gefüllten Trog eintauchen, und nachdem ſie mit einer beſtimmten, den Trommelraum nur theilweiſe ausfüllenden Menge Wurzeln gefüllt ſind,

Fig. 494.



eine gewiſſe Zeit hindurch in langſame Drehung verſetzt werden. Indem die Kartoffeln hierbei unausgeſetzt über einander hinkollern, findet durch die Reibung derſelben an einander und an den Latten des Trommelmantels das Abreiben der anhaftenden Erde ſtatt, welche durch das zwiſchen den Latten eindringende Waſſer fortgeſpült wird. Dieſe nur für kleine Mengen brauchbaren Maſchinen arbeiten periodiſch, indem nach einer beſtimmten Zeit die Trommel von dem gewaſchenen Gute entleert und mit neuem beſchickt wird.

Eine derartige einfache Trommelwaſchmaſchine[1]) mit ununterbrochenem Betriebe, wie ſie in Zuckerfabriken zum Waſchen der Rüben Verwendung findet, iſt in Fig. 494 dargeſtellt. Die zu waſchenden Rüben fallen der aus Latten gebildeten Trommel *b* durch die ſchräge Rinne *a* ununterbrochen zu, um durch die Schöpfſchaufeln *i* am anderen Ende ausgetragen zu

[1]) Otto, Lehrbuch der landwirthſchaftl. Gewerbe, Branntweinbrennerei, und Stammer, Die Zuckerfabrikation.

werden, wohin ſie vermöge ihrer kollernden Bewegung und in Folge einer geringen Neigung der Trommel gelangen. Der aus ſchräg liegenden Latten gebildete Roſt *d*, auf welchem die ausgeworfenen Rüben herabrollen, geſtattet den Abfluß des mit den Rüben ausgetretenen Waſſers, zu deſſen Erſatz dem Kaſten *c* ſtetig eine entſprechende Menge neuen Waſſers zufließt.

Für die gute Wirkung der Trommel iſt eine geringe Umdrehungsgeſchwindigkeit und geringe Füllung derſelben mit Rüben erforderlich. Für die in der Figur dargeſtellte Maſchine, deren Trommel 0,75 m Durchmeſſer und 3 m Länge hat, wird eine Geſchwindigkeit von 20 Umdrehungen in der Minute angegeben, die alſo viel kleiner iſt, als die höchſtens zuläſſige Geſchwindigkeit, bei welcher ein Fallen der Rüben in Folge der Fliehkraft verhindert ſein würde, wie ſie bei den Trommelſieben, §. 102, ermittelt wurde. Die Zeit, welche jede Rübe zum Durchlaufen der ganzen Trommel bedarf, von welcher Zeit weſentlich der Erfolg des Waſchens abhängt, beſtimmt ſich in ähnlicher Art, wie in §. 104 für Trommelſiebe angegeben wurde, und es iſt dieſe Zeit bei beſtimmter Umfangsgeſchwindigkeit der Trommel um ſo größer, je größer die Länge der letzteren und je kleiner ihre Neigung iſt, während von der Größe des Durchmeſſers dieſe Zeit nicht beeinflußt wird.

Man hat dieſe Waſchtrommeln auch im Inneren mit einem Schneckengange[1]) verſehen, um bei horizontaler Lage der Axe ein allmähliches Hindurchſchrauben der Rüben zu erzielen, auch hat man im Inneren der Trommel einzelne Schöpfſchaufeln[2]) angeordnet, die ſich unten mit Rüben füllen, um ſie bis zu gewiſſer Höhe mit empor zu heben und ſie dann wieder herabfallen zu laſſen. Auch Bürſtentrommeln[3]) ſind vorgeſchlagen.

Bei dem von Robert[4]) ausgeführten Waſchapparate fallen die zu waſchenden Rüben in einen ſenkrecht ſtehenden, nach unten ſich wenig erweiternden Kegel herab, wobei ſie in Folge der Umdrehung des Kegels an den Armen einer in der Mitte feſt aufgeſtellten Axe ſich reiben. Unten angekommen, werden die Rüben in einem den Kegel umgebenden Waſſerbehälter durch ſchräg geſtellte, am äußeren Umfange des rotirenden Kegels angebrachte Arme wieder nach oben bewegt, ſo daß ſie dort durch eine Oeffnung in der Wand des Behälters austreten.

Eine Maſchine mit Bürſten, wie ſie zum Waſchen der Gerſte[5]) gebraucht wird, zeigt Fig. 495 (a. f. S.). Die aus durchlochtem Blech beſtehende Trommel *a*, welche die Form einer abgeſtumpften ſechs- oder mehrſeitigen Pyramide erhalten hat, wird durch die Riemſcheibe *b* auf der hohlen Axe *c* umgedreht, welche letztere die mit Bürſten beſetzten Flügel *d* trägt, denen

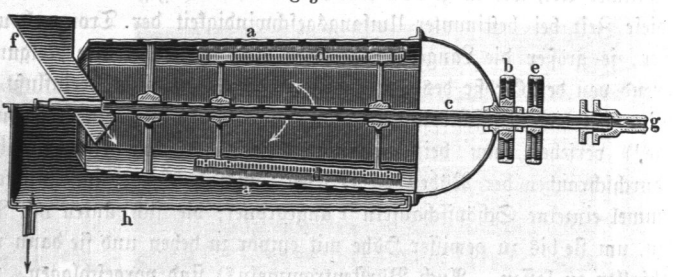
---

[1]) D. R.-P. Nr. 2686. — [2]) D. R.-P. Nr. 38961. — [3]) D. R.-P. Nr. 21362. — [4]) Stammer, Lehrbuch der Zuckerfabrikation. — [5]) D. R.-P. Nr. 34287.

durch die Riemſcheibe *e* eine Umdrehung entgegengeſetzt derjenigen der Trommel ertheilt wird. Die aus dem Rumpfe *f* einfallende Gerſte wird durch die Umdrehung des Blechmantels allmählich nach deſſen weiterem Ende hin bewegt, wobei durch die Einwirkung der Bürſten ein Abreiben der anhaftenden Unreinigkeiten erzielt wird, die durch das Spülwaſſer fortgeführt werden, welches bei *g* in die hohle Axe eingeführt wird und durch Löcher in deren Wand heraustritt. Der die Trommel unterhalb umgebende Rumpf *h* dient zur Abführung des ſchmutzigen Waſſers, das durch *i* abfließt.

In den Wollgarnſpinnereien bedarf die Schafwolle einer gründlichen Reinigung von dem an den Wollhaaren haftenden Fett und Schweiß, zu welchem Zwecke in der Regel ein mehrmaliges Waſchen mit ſchwachen alkaliſchen Flüſſigkeiten oder Seifenwaſſer und ein darauf folgendes Spülen mit reinem Waſſer erforderlich iſt. Mit ganz beſonderer Sorgfalt iſt hierbei jedes Kneten und Zerren der Wolle zu vermeiden, weil ſich ſonſt die

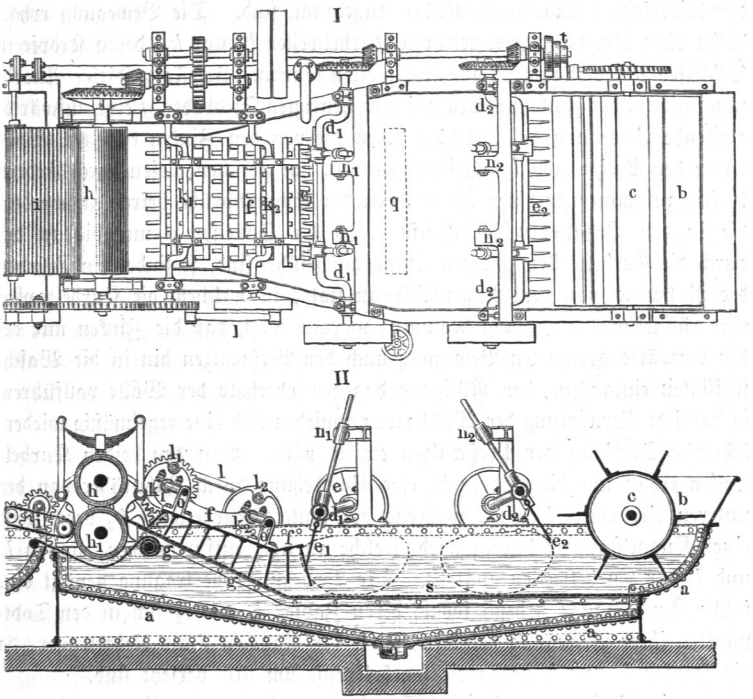
Fig. 495.



einzelnen Wollhaare mit einander verfilzen würden und das darauf folgende Spinnen mit großen Schwierigkeiten und bedeutendem Abfall verbunden wäre. Man hat zu dem Behufe den dazu dienenden Waſchmaſchinen eine Einrichtung gegeben, vermöge deren die in der Waſchflüſſigkeit ſchwimmenden Wollpartien der ſtreichenden Wirkung von Rechen ausgeſetzt werden, ſo jedoch, daß dieſe Rechen ſtets nur nach derſelben Richtung durch die Wolle ſich bewegen. Zu dem Ende ordnet man die mit hin- und zurückgehender Bewegung begabten Rechen ſo an, daß ſie nur den Hingang innerhalb der Waſchflüſſigkeit und der Wolle, den Rückgang dagegen oberhalb derſelben vollführen. In größeren Wollwäſchereien wendet man in der Regel mehrere Waſchmaſchinen neben oder hinter einander an, von denen die erſte zum Einweichen, die zweite zum eigentlichen Waſchen oder Entfetten und Entſchweißen und die dritte zum Spülen der Wolle dient, indem man für eine ſelbſtthätige Ueberführung der Wolle aus einem Behälter in den nächſtfolgenden ſorgt. Vor jeder derartigen Ueberführung wird die Wolle durch zwei auf einander gepreßte Walzen geführt, um von dem größten Theile der in ihr

enthaltenen Waſchflüſſigkeit befreit zu werden, wobei dafür Sorge zu tragen iſt, daß die ausgepreßte Flüſſigkeit nach demjenigen Behälter zurückfließt, welchen die Wolle verlaſſen hat. Auch pflegt man wohl das in dem letzten oder Spülbottich benutzte, nur erſt wenig mit Verunreinigungen behaftete Waſſer nach dem zweiten oder Waſchbottich, und die aus dieſem abfließende Waſchflüſſigkeit nach dem erſten oder Einweichbottich zu leiten, ſo daß das zum Waſchen dienende Waſſer überall der Wolle entgegen geführt wird.

Fig. 496.



Die durch eine derartige Gegenſtromwirkung zu erreichenden Vortheile ſollen weiter unten näher angeführt werden.

In Fig. 496 iſt die erſte oder Einweichmaſchine einer derartig zuſammengeſetzten Waſchvorrichtung, welche wohl mit dem Namen „Leviathan“ bezeichnet wird, in einer Ausführung der Firma H. Demeuſe in Aachen dargeſtellt.

Die Wolle wird dem aus Eiſenblech zuſammengenieteten Behälter *a* durch den Einfüllrumpf *b* von der Hand des Arbeiters zugeführt, und durch die mit hervorſtehenden Schaufeln verſehene Eintauchwalze *c* ſogleich unter das Waſſer getaucht, wobei man behufs einer Regulirung der zuzuführenden Wollmenge die Umdrehungszahl der Eintauchwalze durch Stufenſcheiben *t*

in gewiſſen Grenzen verändern kann. Die Wolle bewegt ſich in dem Behälter über einem Siebboden s, deſſen Löcher den ſchwereren Verunreinigungen das Durchfallen geſtatten, langſam nach dem entgegengeſetzten Ende hin, nach Maßgabe wie dort eine Entnahme von Wolle durch den eggenartig gebildeten Aufrücker f ſtattfindet. Dieſer Apparat beſteht im Weſentlichen aus einem ſchmiedeiſernen Rahmen, welcher mit zehn Reihen nach unten hervorſtehender Zinken verſehen iſt, die in der Art wie bei Eggen gegen einander verſetzt ſind, ſo daß die Zinken jeder Reihe zwiſchen denjenigen der beiderſeits benachbarten Reihen angebracht ſind. Die Bewegung erhält dieſer Aufrücker durch zwei gekröpfte Kurbelwellen k_1 und k_2, deren Kröpfe in Schleifen o des Rahmens abwärts gleiten können. In Folge dieſer Anordnung nimmt der Zinkenrahmen auf dem geneigten Siebboden g eine aufwärtsgleitende Bewegung an, vermöge deren die von den Zinken erfaßten Wollhaare den Preßwalzen h zugeführt werden, um zwiſchen dieſen durch Federn kräftig zuſammengepreßten Walzen von der Schmutzbrühe befreit zu werden, die in den Behälter a zurückfließt. Da die Schleifen o nur bis zu der durch die Kurbelwellen gelegten Ebene ausgeführt ſind, ſo findet ein Erheben des Rahmens von dem Augenblicke an ſtatt, in welchem die Kurbelzapfen ihre rückgehende Bewegung beginnen, woraus folgt, daß die Zinken nur bei der vorwärts gerichteten Bewegung nach den Preßwalzen hin in die Waſchflüſſigkeit eintauchen, den Rückgang dagegen oberhalb der Wolle vollführen, ſo daß jede Verwirrung der Wollhaare vermieden und eine regelmäßig wiederkehrende Speiſung der Preßwalzen erzielt wird. Von den beiden Kurbelwellen erhält nur die vordere k_1 eine Umdrehung durch Zahnräder von der unteren Preßwalze h_1 aus, während die hintere Kurbelwelle k_2 vermittelſt einer Kuppelſtange l bewegt wird, welche an zwei entſprechenden Zapfen l_1 und l_2 der Kurbelwellen angreift. Zur Bewegungsübertragung genügt eine ſolche Kuppelſtange l, denn ſobald deren Zapfen l_1 und l_2 ſich in den Todtpunkten ihrer Bewegung befinden, wirkt der Rahmen f als Uebertrager, da die Zapfen l_1 und l_2 gegen die Kurbelkröpfe um 90^0 verſetzt ſind.

Um die Wolle während ihres Durchganges durch den Behälter der gedachten ſtreichenden Bewegung auszuſetzen, dienen die Rechen e_1 und e_2, welche an den unteren Enden von Lenkerſtangen angebracht ſind, denen durch die Kurbelwellen d_1 und d_2 eine ſchwingende Bewegung ertheilt wird. Wie man aus der Figur erkennt, ſind die Stangen der Rechen oberhalb bei n_1 und n_2 in drehbar gelagerten Hülſen verſchieblich, ſo daß das zur Verwendung gebrachte Getriebe nach dem in Th. III, 1 Geſagten als oscillirende Kurbelſchleife ſich kennzeichnet. In Folge dieſer Anordnung bewegen ſich die Spitzen der Rechenzinken in den punktirt gezeichneten ellipſenähnlichen Bahnen, und man erkennt daraus, daß die Rechen nur während der nach den Preßwalzen hin gerichteten Vorwärtsbewegung durch die Wolle ſtreichen,

dagegen den Rückgang außerhalb des Bades bewirken. Die von den Walzen *h* ausgepreßte Wolle fällt auf ein endloſes Tuch *i*, durch deſſen Bewegung ſie dem darauf folgenden, ganz ähnlich gebauten Waſchbottich zugeführt wird, worin ſie in derſelben Weiſe einer wiederholten Behandlung unterworfen wird. Damit, wie angegeben wurde, die von dem Waſchbottich abgehende Lauge dem Einweichbottich zugeführt werden kann, ſtellte man früher den erſteren etwas höher als den letzteren und ebenſo den Spülbottich wieder etwas über dem mittleren Waſchbottich auf, wodurch zwar ein bequemes Ueberführen der Laugen aber auf Koſten einer erſchwerten Wollenübertragung erreicht wurde. Jetzt pflegt man ſämmtliche Behälter in gleicher Höhe aufzuſtellen, indem man die Bewegung der Waſchflüſſigkeit aus einem Behälter nach dem anderen durch eine zwiſchen denſelben befindliche Dampfſtrahlpumpe bewirkt, wobei bemerkt werden kann, daß die mit dem Gebrauche von Injectoren immer verbundene Erwärmung des beförderten Waſſers im vorliegenden Falle einen Wärmeverluſt deswegen nicht darſtellt, weil die Flüſſigkeiten bei dem Waſchen der Wolle ohnehin in mäßigem Grade angewärmt werden müſſen. Der durch den Siebboden *s* hindurchgetretene Schmutz ſammelt ſich an der tiefſten Stelle an, wo er durch *q* als Schlamm zeitweiſe entfernt werden kann.

In welcher Weiſe das Waſchen des aus den Hadern durch die Wirkung der Holländerwalzen erzeugten Papierſtoffes bewirkt wird, läßt ſich aus Fig. 497 I (a. f. S.) und Fig. 497 II (a. S. 763) erkennen, welche dem unten angeführten Werke[1]) entnommen ſind und einen Holländer im ſenkrechten und wagerechten Durchſchnitt vorſtellen. Außer den beiden im Boden des Troges angebrachten Siebplatten *E*, welche als Sandfänge bezeichnet werden und zur Abſonderung von größeren und ſchwereren Verunreinigungen dienen, ſind hier noch drei beſondere Waſchvorrichtungen angewandt, welche die Abſonderung des ſchmutzigen Waſſers von den Stofftheilchen bezwecken.

Zunächſt iſt in der die Trommel *A* umgebenden Haube *T* ein mit einem feinen Metallſiebe bekleideter Rahmen *U* angebracht, welcher nur zur Wirkung kommt, ſobald der volle Schieber *D*, die ſogenannte Blindſcheibe, nach oben aus der Haube herausgezogen wurde. Dann wird nämlich die durch die ſchnelle Umdrehung der Meſſerwalze *A* mitgeführte Maſſe mit großer Geſchwindigkeit gegen das Sieb geworfen, wobei die flüſſigen Beſtandtheile durch die Siebmaſchen treten, um in der ſich anſchließenden Rinne *o* nach dem Abführungsrohre *P* zu gelangen, während die von dem Siebe zurückgehaltene Hadernmaſſe an dem letzteren herabgleitend wieder in den Trog zurückfällt. Dieſe Wirkung wird natürlich unterbrochen durch

[1]) Hoyer, Die Fabrikation des Papiers.

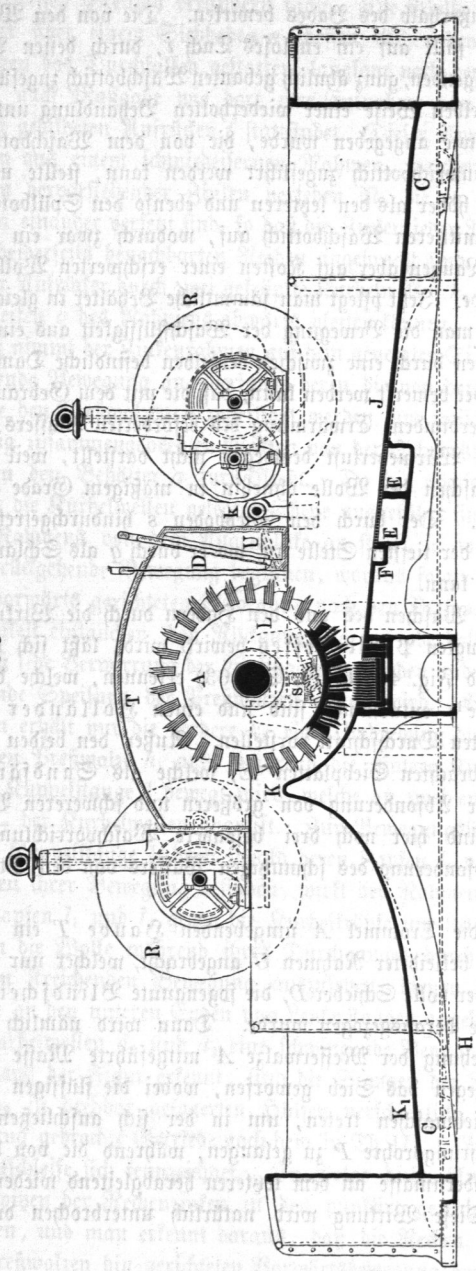
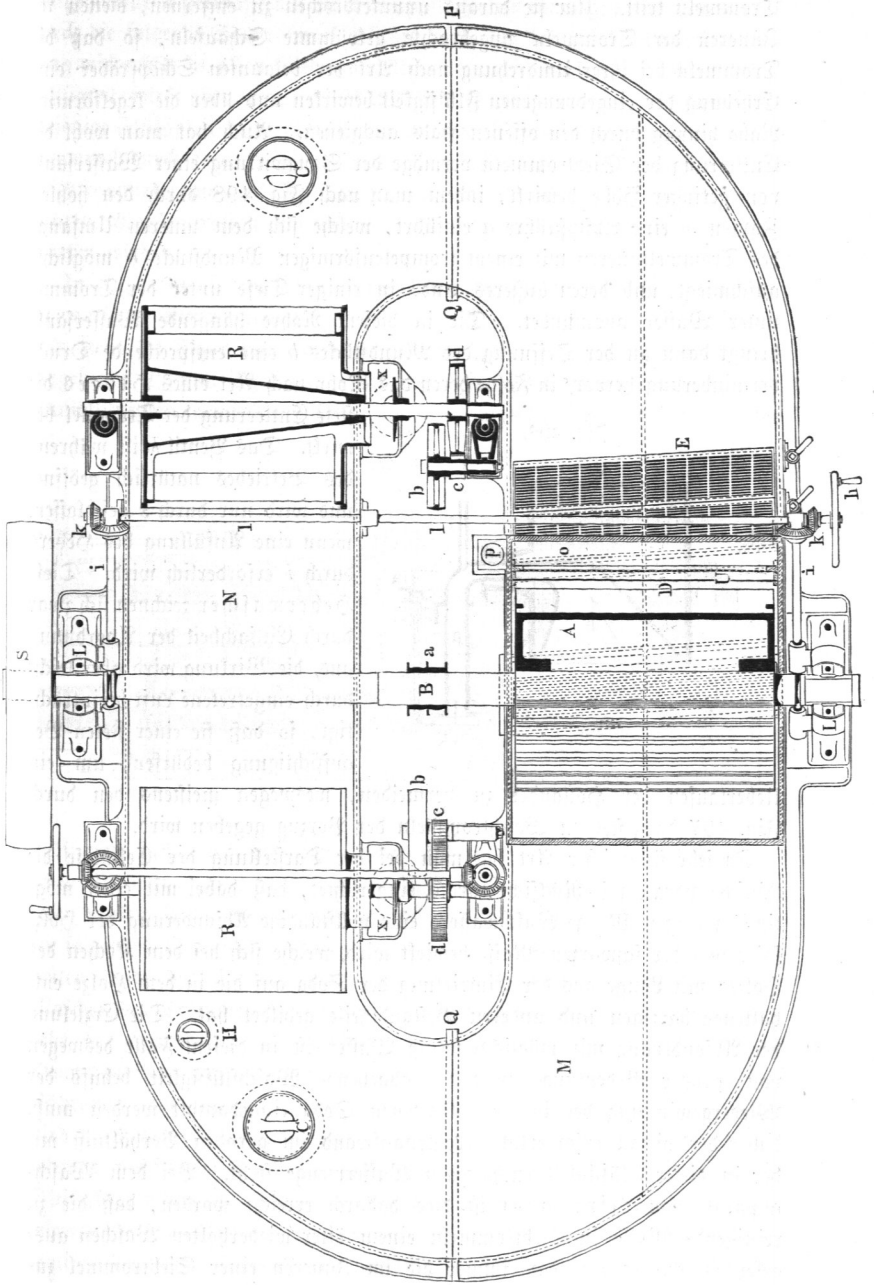


Fig. 497 I.

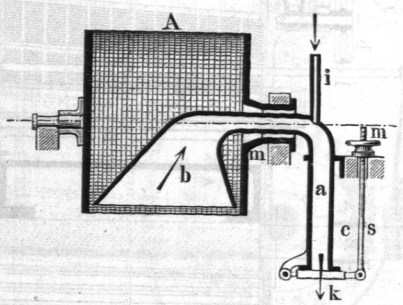
das Einſetzen der Blindſcheibe *D*. Dieſe Art des Waſchens iſt nur während der erſten Zeit des Mahlens angängig, ſo lange die Hadern noch nicht ſo weit zerkleinert ſind, um einen erheblichen Verluſt an Faſern befürchten zu müſſen. Bei feiner gemahlenem Stoffe würde dieſer Verluſt wegen der großen Geſchwindigkeit, mit welcher die Maſſe gegen die Waſchſcheibe geworfen wird, ſehr beträchtlich werden.

Daher werden bei fortgeſchrittener Zerkleinerung des Stoffes zum Waſchen ausſchließlich cylindriſche Siebtrommeln angewendet, wie ſie in der Figur mit *R* bezeichnet ſind. Dieſe auf den Wandungen des Troges gelagerten und durch die Räder *a*, *b*, *c*, *d* langſam im Sinne der circulirenden Stoffmaſſe umgedrehten Walzen tauchen bis zu gewiſſer Tiefe in den Stoff, ſo daß die Flüſſigkeit durch die Siebmaſchen in das Innere der


P
Q
R
x
d
b
c
E
k
l
i
N
o
D
U
A
a
B
S
L
M
H
P

Trommeln tritt. Um ſie daraus ununterbrochen zu entfernen, dienen im Inneren der Trommeln angebrachte gekrümmte Schaufeln, ſo daß die Trommeln bei ihrer Umdrehung nach Art der bekannten Schöpfräder eine Erhebung der eingedrungenen Flüſſigkeit bewirken und über die kegelförmige Nabe hinweg durch den offenen Hals ausgießen. Auch hat man wohl die Entleerung der Siebtrommeln vermöge der Saugwirkung einer Waſſerſäule von geringer Höhe bewirkt, indem man nach Fig. 498 durch den hohlen Zapfen *m* eine Abflußröhre *a* einführt, welche ſich dem unteren Umfange des Trommelinneren mit einem trompetenförmigen Mundſtücke *b* möglichſt anſchmiegt, und deren äußeres Ende in einiger Tiefe unter der Trommel unter Waſſer ausmündet. Die in dieſem Rohre hängende Waſſerſäule bringt dann an der Oeffnung des Mundſtückes *b* eine entſprechende Druckverminderung hervor, in Folge deren das Rohr nach Art eines Hebers die ſtete Entleerung der Trommel bewirkt. Das Ventil *k* iſt während des Betriebes natürlich geöffnet und wird nur durch *s* geſchloſſen, wenn eine Anfüllung des Hebers durch *i* erforderlich wird. Dieſe Heberwaſcher zeichnen ſich zwar durch Einfachheit der Anordnung aus, die Wirkung wird aber leicht durch eingetretene Luft beeinträchtigt, ſo daß ſie einer ſteten Beaufſichtigung bedürfen, um ein Ueberlaufen der Holländer zu vermeiden, weswegen meiſtens den durch Fig. 497 dargeſtellten Waſchtrommeln der Vorzug gegeben wird.

Fig. 498.

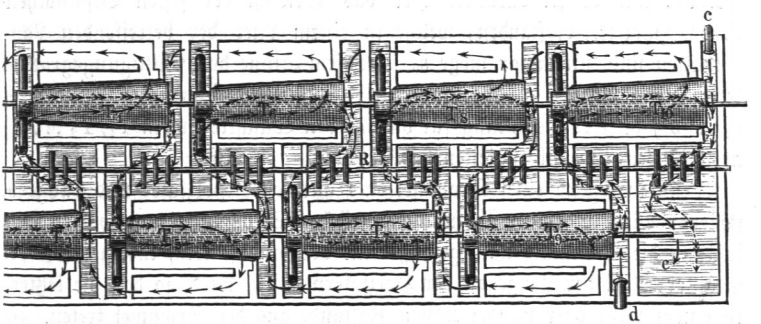


In ſehr ſinnreicher Art hat man bei der Darſtellung der Celluloſe die Waſchapparate mit Rückſicht darauf eingerichtet, daß dabei mit einer möglichſt geringen Menge Waſchwaſſers eine vollſtändige Abſonderung der Holzfaſer von der ſchwarzen Maſſe bewirkt wird, welche ſich bei dem Kochen des Holzes mit Lauge aus der Einwirkung der Soda auf die in dem Holze enthaltenen harzigen und anderen Beſtandtheile gebildet hat. Die Erzielung der Abſonderung mit möglichſt wenig Waſſer iſt in dieſem Falle deswegen von großer Bedeutung, weil die abgehende Waſchflüſſigkeit behufs der Wiedergewinnung der in ihr enthaltenen Soda eingedampft werden muß, daher der hierzu erforderliche Kohlenaufwand im geraden Verhältniß mit der in dieſer Flüſſigkeit enthaltenen Waſſermenge ſteht. Bei dem Waſchapparate von Leſpermont iſt dies dadurch erreicht worden, daß die zu reinigende Maſſe in Siebtrommeln einem öfter wiederholten Waſchen ausgeſetzt wird, derart, daß immer die im Inneren einer Siebtrommel zu-

rückgehaltene Faſermaſſe mit einer Waſchflüſſigkeit innig gemiſcht und darauf durch die folgende Siebtrommel geführt wird, um hierauf derſelben Behandlung wiederholt in allen Siebtrommeln unterworfen zu werden. Als Waſchflüſſigkeit wird aber nicht reines Waſſer, ſondern in jeder Siebtrommel diejenige Flüſſigkeit verwendet, welche bei dem Waſchen in der zweitfolgenden Trommel durch deren Maſchen hindurch gefallen iſt, ſo daß nur der letzten Siebtrommel reines Waſſer zugeht, und die Waſchflüſſigkeit während der ganzen Waſchoperation fortwährend der zu waſchenden Maſſe entgegengeführt wird.

In Fig. 499 iſt ein Theil dieſes Waſchapparates dargeſtellt. Von den elf coniſchen Siebtrommeln T_0, T_1, $T_2 \ldots T_{10}$, welche dieſer Apparat enthält, ſtellt die Figur nur die ſieben letzten T_4, $T_5 \ldots T_{10}$ ganz und die vorhergehende T_3 zum Theil dar. In jede dieſer Trommeln wird die mit der Waſchflüſſigkeit gemiſchte Maſſe an dem engeren Ende eingeführt, die

Fig. 499.



Flüſſigkeit fällt durch die Siebmaſchen in den unter der Trommel befindlichen Behälter, während die davon befreite Faſermaſſe die Trommel an deren weitem Ende verläßt, um wieder mit Waſchflüſſigkeit vermiſcht und der folgenden Trommel zugeführt zu werden. Beiſpielsweiſe trifft die am weiten Ende der Trommel T_6 heraustretende Maſſe mit der durch die Maſchen der Trommel T_8 gefallenen Flüſſigkeit zuſammen, um nach Angabe der geſtrichelten und ausgezogenen Pfeillinien der zwiſchen beiden Trommelreihen angeordneten Rührwelle R zugeführt zu werden, deren Rührarme eine innige Miſchung bewirken. Das ſo entſtandene Gemiſch wird durch die gekrümmten Schöpfröhren in das Innere der Trommel T_7 gehoben, um in derſelben einer Sonderung zu unterliegen in die durchfallende Flüſſigkeit, welche in derſelben Art mit dem Rückſtande von T_5 zuſammengebracht wird und in die feſten Rückſtände, welche mit der Lauge von T_9 gemiſcht nach der Trommel T_8 weiter gehen, u. ſ. f. Das zum Waſchen

dienende reine Waſſer wird bei d zugeleitet, und trifft mit der aus T_9 fallenden Maſſe zuſammen, ſo daß dieſelbe in der Trommel T_{10} der letzten Waſchung unterworfen werden kann. Nach dem Austritte aus T_{10} wird die vollſtändig gewaſchene Maſſe durch das bei c eintretende Spülwaſſer aus dem Apparate heraus befördert. Der erſten, in der Figur nicht angegebenen Trommel T_0 wird aus den Kochapparaten die aus Holzfaſerſtoff und Lauge beſtehende Maſſe zugeführt, und es hat dieſe Trommel daher nicht ſowohl den Zweck des Waſchens, als vielmehr nur den einer Abſonderung der Holzfaſer von der Lauge, ſoweit die Trennung durch bloßes Durchſeihen möglich iſt.

Es finden hiernach in dem beſchriebenen Apparate außer dem Durchſeihen in der Trommel T_0 zehn beſondere Waſchungen ſtatt, und es wird durch die Maſchen einer jeden Siebtrommel eine Lauge von beſtimmter Sättigung oder Concentration abfließen. Es möge, um die Wirkſamkeit des Apparates zu beurtheilen, mit s der Sättigungsgrad einer Lauge bezeichnet werden, und es ſei darunter hier das Gewicht der feſten Beſtandtheile, Soda, Harz ꝛc., verſtanden, welche in einem Liter der betreffenden Lauge enthalten ſind, und zwar möge s_0 in dieſem Sinne den Sättigungsgrad der durch die Trommel T_0 abgeſonderten Flüſſigkeit bezeichnen, während $s_1, s_2, s_3 \ldots s_{10}$ dieſelbe Bedeutung für die aus den Waſchtrommeln $T_1, T_2 \ldots T_{10}$ abfließenden Waſchflüſſigkeiten haben ſollen.

Wenn in irgend einer Trommel eine aus feſter Holzfaſer und Lauge beſtehende Miſchung einer Trennung durch den Siebmantel unterworfen wird, ſo kann die Trennung naturgemäß keine vollſtändige ſein, indem immer ein gewiſſer Theil der Lauge an den Holzfaſern haften wird, ſo daß die letzteren in einem mehr oder minder naſſen Zuſtande aus der Trommel treten. Es möge angenommen werden, daß jedes Kilogramm trocken gedachter Holzfaſer bei dem Heraustreten aus einer Siebtrommel eine Laugenmenge gleich L Liter zurückhalte, und es möge die Menge des bei d zugeführten reinen Waſchwaſſers für jedes Kilogramm trockenen Holzſtoffes gleich W Liter geſetzt werden. Es iſt dann zunächſt klar, daß bei dem beſchriebenen Vorgange das Volumen der aus jeder Trommel dringenden Lauge ebenfalls für je 1 kg trockenen Faſerſtoffes gleich W Liter zu ſetzen iſt, da nach der gemachten Vorausſetzung die feſte Maſſe bei dem Austritt aus irgend einer der Siebtrommeln für je ein Kilogramm trockenen Faſerſtoffes dieſelbe Laugen- oder Flüſſigkeitsmenge von L Litern zurückhält. Es wird zwar dieſe Vorausſetzung wohl nicht in aller Strenge gelten, da wahrſcheinlich das Volumen der von der Holzfaſer zurückgehaltenen Flüſſigkeitsmenge auch von deren Sättigkeitsgrade in gewiſſem Maße abhängen wird, indeſſen wird man für die hier anzuſtellende Betrachtung jene Vorausſetzung in Ermangelung einer näheren Kenntniß des Verhaltens gelten laſſen dürfen.

Nun beſtimmt ſich der Sättigungsgrad jeder einzelnen Lauge in einfacher Art nach den Regeln der Miſchungsrechnung wie folgt. Tritt aus irgend einer Trommel, z. B. T_6, ein Kilogramm trocken gedachter Faſer zuſammen mit L Liter Lauge von der Conſiſtenz s_6 in Miſchung mit W Liter Lauge von der Conſiſtenz s_8 aus der zweitfolgenden Trommel, ſo beſtimmt ſich der Sättigungsgrad des Gemiſches, alſo der aus der Trommel T_7 fallenden Lauge s_7 durch

$$s_6 L + s_8 W = s_7 (L + W),$$

woraus

$$(s_6 - s_7) \frac{L}{W} = s_7 - s_8,$$

oder allgemein

$$(s_z - s_{z+1}) \frac{L}{W} = s_{z+1} - s_{z+2}$$

folgt, d. h. es iſt, wenn das Verhältniß $\frac{L}{W}$ gleich n geſetzt wird, allgemein

$$(s_z - s_{z+1}) n = s_{z+1} - s_{z+2}.$$

Wenn man die Sättigungsgrade der auftretenden 11 Laugen in eine Reihe ordnet, und auch das zur Verwendung kommende reine Waſſer mit dem Concentrationsgrade gleich Null als Glied dieſer Reihe anſieht, ſo iſt dieſelbe folgende:

$$s_0 \; s_1 \; s_2 \; s_3 \; \ldots\ldots \; s_{10} \; 0.$$

Bildet man die Differenzen je zweier auf einander folgender Glieder und ſetzt allgemein $s_z - s_{z+1} = d_z$, ſo erhält man eine neue Reihe aus 11 Gliedern:

$$d_0 \; d_1 \; d_2 \; \ldots\ldots \; d_{10},$$

von welcher vorſtehend gezeigt wurde, daß ſie eine geometriſche iſt, deren Exponent zu $n = \frac{L}{W}$ angenommen werden muß.

Offenbar hat man für die Summe aller 11 Glieder dieſer Differenzreihe

$$d_0 + d_1 + d_2 \ldots + d_{10} = s_0,$$

ſo daß man durch Anwendung der Summenformel für die geometriſche Reihe die Gleichung erhält:

$$s_0 = \frac{d_0 (n^{11} - 1)}{n - 1},$$

woraus

$$d_0 = s_0 \frac{n - 1}{n^{11} - 1}$$

und

$$d_{10} = s_{10} = d_0 n^{10} = s_0 \frac{n - 1}{n^{11} - 1} n^{10}$$

folgt

Die Größe d_{10} giebt auch den Sättigungsgrad s_{10} der Lauge an, welche noch an dem aus der letzten Trommel heraustretenden Faserſtoffe haftet, alſo den Grad der Verunreinigung der gewaſchenen Maſſe.

Beiſpiel. Nimmt man $n = \frac{L}{W} = 1/2$ an, ſo erhält man

$$d_{10} = s_0 \frac{0{,}5 - 1}{0{,}5^{11} - 1} 0{,}5^{10} = 0{,}00049\, s_0,$$

woraus man die außerordentliche Wirkſamkeit des beſchriebenen Waſchapparates erkennt, indem von der in der rohen Maſſe enthaltenen Verunreinigung s_0 nur $0{,}00049\, s_0$ oder etwa $1/20$ Proc. zurückbleibt, während man durch einmalige Anwendung derſelben Waſſermenge W nur eine Reinigung erhalten würde, vermöge deren in der Maſſe noch

$$\frac{s_0 L}{L + W} = \frac{s_0 L}{L + 2L} = 1/3\, s_0$$

verbleiben würde. In ähnlicher Art ſind alle derartigen Waſchoperationen und Auslaugeproceſſe mit Gegenſtromwirkung zu beurtheilen.

§. 141. **Fortsetzung.** Die in den Haushaltungen zum Reinigen der Leib- und Bettwäſche dienenden Waſchmaſchinen ſind meiſtens einfache, durch die Hand bewegte Geräthe, in denen die Wäſcheſtücke entweder einem bloßen Reiben gegen einander oder gegen feſte Maſchinentheile ausgeſetzt ſind, oder in denen ſie einer knetenden Wirkung unter einem beſtimmten Drucke unterliegen, ſo daß die Reinigung in ähnlicher Art, wie bei dem gewöhnlichen Handwaſchverfahren erzielt wird. Dieſe Maſchinen beſtehen faſt ausnahmslos aus einem die Gegenſtände nebſt dem erforderlichen Seifenwaſſer aufnehmenden, meiſt durch einen Deckel verſchließbaren Gefäße, welches entweder eine geeignete ſchaukelnde oder drehende Bewegung erhält, oder welches, wenn es feſtſteht, einen beweglichen Theil enthält, durch deſſen Bewegung die beabſichtigte Wirkung erzielt wird. Dieſer bewegliche Theil iſt in ſehr verſchiedener Weiſe ausgeführt; bei einigen Maſchinen iſt es ein ſenkrecht auf und nieder bewegter Stößer, bei anderen eine wagerechte, mit Riffeln verſehene Scheibe, welche mit mäßigem Drucke auf der Wäſche liegt und durch eine Handhabe eine hin- und hergehende Schwingung um ihre im Gehäuſedeckel gelagerte ſenkrechte Axe erhält, wieder andere Maſchinen enthalten eine halbcylindriſche, auf dem Umfange geriffelte Walze, welche in Folge der ihr ertheilten ſchaukelnden Bewegung ſich über die auf dem Boden des Behälters befindliche Wäſche hinwegwälzt.

Im Allgemeinen zeigen alle dieſe Maſchinen eine einfache Einrichtung, wie ſie bei derartigen, für den Hausgebrauch beſtimmten Geräthen erforderlich iſt. Trotzdem man in der Regel durch die Verwendung dieſer Maſchinen die Handarbeit nicht vollſtändig beſeitigen kann, welche für gewiſſe, einer beſonders wirkſamen Reinigung bedürftige Stellen, wie Streifen und Falten,

nicht zu umgehen iſt, ſind doch erhebliche Vortheile mit der Verwendung dieſer Maſchinen verbunden, und zwar beſtehen dieſe nicht nur in der Beſchleunigung der Arbeit, ſondern auch in der beſſeren Ausnutzung der zur Anwendung kommenden Seife, inſofern nämlich die Waſchmaſchinen eine viel höhere, bis zur Siedehitze ſteigende Temperatur der Waſchflüſſigkeit geſtatten, als dies bei der Handwäſche der Fall iſt. Eine nähere Beſchreibung der verſchiedenen, für den Hausgebrauch beſtimmten Waſchmaſchinen kann hier unterbleiben, und es mögen nur die in Fabriken zum Waſchen der gewebten Waaren dienenden Einrichtungen kurz beſprochen werden.

Die von dem Webſtuhle kommenden baumwollenen oder leinenen Gewebe bedürfen eines Waſchens nicht nur, um den während des Webens eingedrungenen Staub und ſonſtige Verunreinigungen, ſondern namentlich auch, um die Schlichte, d. h. den kleiſterartigen Ueberzug, zu entfernen, mit welchem die Kettenfäden vor dem Weben verſehen wurden. Da dieſer Ueberzug verhältnißmäßig feſt mit den Fäden vereinigt iſt, ſo muß die Wirkung der Waſchmaſchinen eine entſprechend kräftige ſein und unter hinreichendem Drucke erfolgen. Bei den wollenen Waaren iſt hauptſächlich das Oel durch die Wäſche zu entfernen, welches zum Einfetten der Wolle behufs eines erleichterten Spinnens gedient hat, und man verwendet, um dieſes Oel zu entfernen, in der Regel alkaliſche Waſchflüſſigkeiten zum Waſchen der wollenen Tuche.

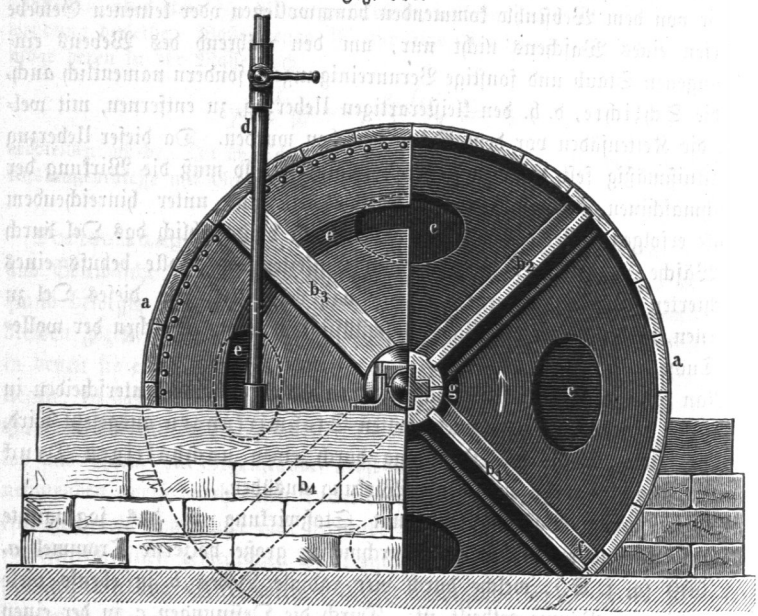
Man kann die hier in Betracht kommenden Maſchinen unterſcheiden in ſolche, bei denen die Waare wiederholten Stoßwirkungen ausgeſetzt wird, und in ſolche, welche die Reinigung durch einen nachhaltigen Druck erzielen, alſo eine mehr quetſchende Wirkung ausüben.

Die einfachſte Waſchmaſchine mit Stoßwirkung iſt das ſogenannte Waſchrad, eine etwa 2 m im Durchmeſſer große hölzerne Trommel a, Fig. 500 (a. f. S.), welche durch vier radiale Böden b in ebenſo viele ſectorenförmige Räume getheilt iſt. Durch die Oeffnungen c in der einen Stirnwand der Trommel werden in jeden dieſer Räume ein oder mehrere Zeugſtücke gebracht, worauf das Rad in mäßig ſchnelle Umdrehung, 10 bis 20 Umdrehungen in der Minute, verſetzt wird, während aus dem Rohre d fortwährend Waſſer durch den Schlitz e der anderen Stirnwand in das Rad fließt. Die Wirkung dieſes Rades iſt hiernach wie folgt zu beurtheilen.

Das bei f im tiefſten Punkte der Zelle liegende Zeugſtück wird durch die Umdrehung des Rades ſo weit mit emporgenommen, bis der Boden b_1 gegen den Horizont eine Neigung annimmt, bei welcher das Zeugſtück herabzugleiten beginnt, worauf daſſelbe ſich mit Beſchleunigung nach der Mitte hin bewegt und mit der erlangten Geſchwindigkeit gegen die Axe g des Rades trifft. Bei der weiteren Umdrehung des Rades findet derſelbe Vorgang eines Abgleitens nochmals ſtatt, ſobald die andere Zellenwand b_2 in die

Lage b_4 gekommen iſt, indem das Zeugſtück alsdann gegen den Mantel der Waſchtrommel ſtößt. Hiernach wird jedes Zeugſtück bei einer Umdrehung des Rades zweimal einer Stoßwirkung ausgeſetzt, deren Heftigkeit mit dem Halbmeſſer des Rades ſteigt, indem die Fallhöhe, von welcher das Zeugſtück jedesmal herabfällt, mit dem Halbmeſſer r wächſt und annähernd zu $h = r \sin \alpha$ geſetzt werden kann, wenn α den betreffenden Neigungswinkel vorſtellt, bei welchem das Gleiten beginnt. Dieſer Winkel würde ohne Vorhandenſein der Fliehkraft durch den zugehörigen Reibungswinkel gegeben

Fig. 500.



ſein. Unter Berückſichtigung der Fliehkraft beſtimmt ſich dieſer Winkel α wie folgt. Iſt w die Winkelgeſchwindigkeit des Rades und a der Abſtand des Zeugſtückes von der Mitte, ſo beſtimmt ſich die durch das Gewicht G des Zeuges bei dem Neigungswinkel α des Zellenbodens gegen den Horizont nach der Mitte hin gerichtete Kraft zu

$$G \sin \alpha - G \frac{w^2 a}{g},$$

während der einem Reibungscoefficienten f entſprechende Reibungswiderſtand durch $f G \cos \alpha$ dargeſtellt iſt. Durch die Gleichſetzung beider Ausdrücke erhält man die Gleichung

$$\sin \alpha - f \cos \alpha = \frac{w^2 a}{g},$$

woraus man den Gleitwinkel α ermitteln kann. Für den größten Werth $\alpha = 90^0$, welchen dieser Winkel höchstens annehmen kann, erhält man hieraus $1 = \frac{w^2 a}{g}$, woraus zu folgern ist, daß die Winkelgeschwindigkeit w des Rades stets unter dem Betrage $w = \sqrt{\frac{g}{a}}$ verbleiben muß, wenn die hier vorausgesetzte Wirkung überhaupt stattfinden soll. Die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades darf natürlich nicht so groß gewählt werden, daß die Fliehkraft das Fallen verhindert, was bei einer Winkelgeschwindigkeit $w = \sqrt{\frac{g}{a}}$ der Fall ist. Diese nicht mehr zulässige Winkelgeschwindigkeit würde sich demnach für ein 2 Meter großes Waschrad zu

$$w = \sqrt{9{,}81} = 3{,}13 \text{ m}$$

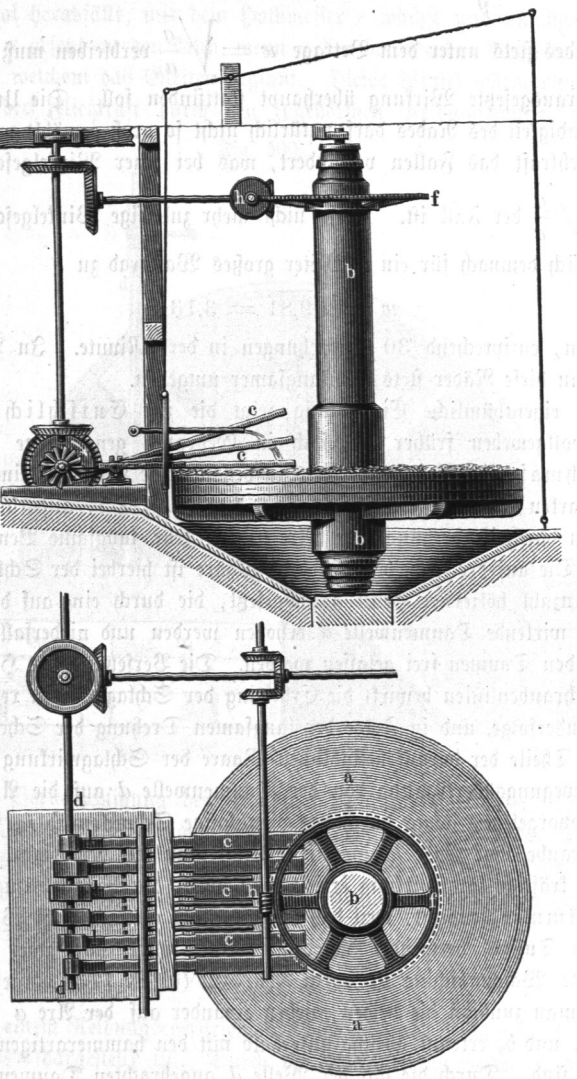
ermitteln, entsprechend 30 Umdrehungen in der Minute. In Wirklichkeit läßt man diese Räder stets viel langsamer umgehen.

Eine eigenthümliche Einrichtung zeigt die zur Entschlichtung von Baumwollgeweben früher mehrfach in Gebrauch genommene sogenannte Prätschmaschine, bei welcher das zu behandelnde Zeug auf einer horizontalen starken hölzernen Scheibe a, Fig. 501 (a. f. S.), ausgebreitet wird, der man durch Umdrehung ihrer Axe b eine sehr langsame Bewegung ertheilt. Die auf der Scheibe befindliche Waare ist hierbei der Schlagwirkung einer Anzahl hölzerner Hebel c ausgesetzt, die durch eine auf die kürzeren Arme l wirkende Daumenwelle d erhoben werden und niederfallen, sobald sie von den Daumen frei gelassen werden. Die Versetzung der Hebedaumen nach Schraubenlinien bewirkt die Erhebung der Schlagstäbe in regelmäßiger Aufeinanderfolge, und in Folge der langsamen Drehung der Scheibe a werden alle Theile der darauf befindlichen Waare der Schlagwirkung ausgesetzt. Die Bewegungsübertragung von der Daumenwelle d auf die Axe b durch Kegelradvorgelege, sowie durch das vielzähnige Schneckenrad f, in welches die Schraube ohne Ende h eingreift, erkennt man aus der Figur.

Eine kräftige Stoßwirkung erzielt man durch die Waschhämmer, auch Walkhämmer genannt, weil dieselben ehemals vielfach zum Walken des wollenen Tuches verwendet wurden. Eine solche mit zwei Hämmern arbeitende Waschmaschine ist durch Fig. 502 (a. S. 773) dargestellt, aus welcher man zunächst die beiden, neben einander auf der Axe a hängenden Hebel b_1 und b_2 erkennt, welche unterhalb mit den hammerartigen Köpfen c versehen sind. Durch die auf der Welle d angebrachten Daumen e werden diese Hebel an den Heblingen f ergriffen und um einen bestimmten Winkel erhoben, worauf sie nach Art der Stampfer wieder zurückfallen und mit den Hammerköpfen auf das in dem Behälter h enthaltene Zeug treffen. Damit

hierdurch gleichzeitig eine gewiſſe Verſchiebung der einzelnen Tuchlagen gegen einander erreicht werde, wie ſie zur Erzielung einer knetenden Wirkung er-

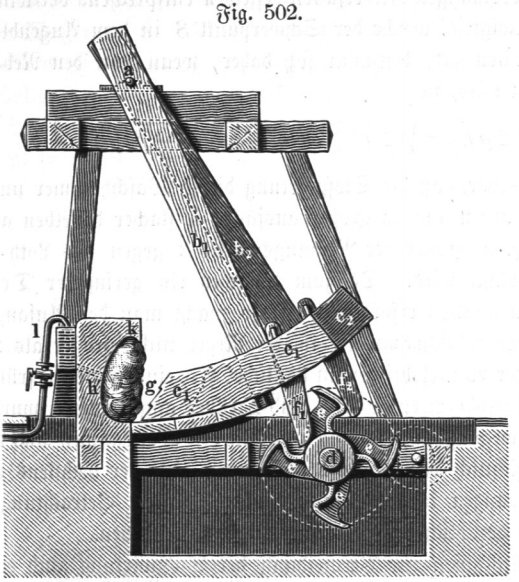
Fig. 501.



forderlich iſt, ſind die zur Wirkung kommenden Bahnen der Hämmer bei *g* ſtaffelförmig geſtaltet, ſo daß die Zähne derſelben ſich unter das Tuch

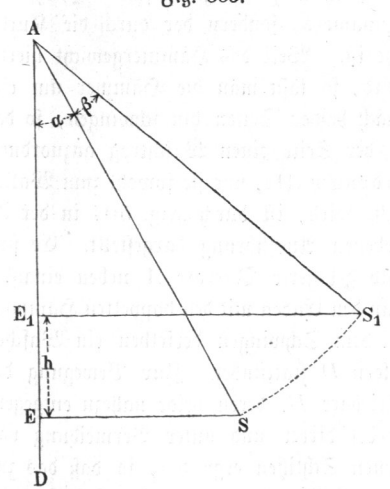
drängen und daſſelbe nach oben zu verſchieben trachten. Hierbei veranlaßt der Trog h vermöge der nach rückwärts geſchweiften Kehle k ein Ueberkippen des Tuches, ſo daß eine regelmäßige Wendung des bearbeiteten Stoffes in dem Waſchtroge ſtattfindet. Durch das Rohr l fließt fortwährend das erforderliche Waſchwaſſer zu.

Fig. 502.



Für die Wirkſamkeit jedes Stoßes iſt hier nicht nur, wie bei den Stampfern, das Gewicht des Hebels und der durch den Daumen erzeugte Ausſchub, ſondern vornehmlich auch die Anfangsſtellung des Hebels maßgebend, wie ſich aus Folgendem ergiebt. Es möge der Schwerpunkt S, Fig. 503, eines Hammers den Abſtand $AS = l$ von der Drehaxe deſſelben haben, und mit α der Winkel DAS bezeichnet ſein, um welchen dieſer Abſtand in der tiefſten Lage des Hammers von der Lothlinie durch A abſteht. Bezeichnet dann $\beta = SAS_1$ den Winkel, um welchen der Hammer aus ſeiner tiefſten Lage durch den Welldaumen bewegt wird, ſo entſpricht dieſer Schwingung des Hammers von AS nach AS_1 eine ſenkrechte Erhebung um $EE_1 = l[\cos\alpha - \cos(\alpha+\beta)] = h$, ſo daß die zur Erhebung des Hammergewichtes G erforderliche Arbeit durch $A = Gh = Gl[\cos\alpha - \cos(\alpha+\beta)]$

Fig. 503.



ſich ausdrückt. Die thatſächlich aufzuwendende Arbeit iſt wegen der Nebenhinderniſſe natürlich etwas größer anzunehmen, während die Wirkung des Hammers bei dem jedesmaligen Niederfallen deſſelben entſprechend verkleinert wird. Die Geſchwindigkeit, welche der Schwerpunkt S in dem Augenblicke des Stoßes angenommen hat, beſtimmt ſich daher, wenn von den Nebenhinderniſſen abgeſehen wird, zu

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2gl\,[\cos\alpha - \cos(\alpha+\beta)]}.$$

Es geht hieraus hervor, daß die Stoßwirkung dieſer Waſchhämmer unter ſonſt gleichen Verhältniſſen um ſo größer ausfällt, je flacher dieſelben aufgehängt werden, d. h. je größer der Neigungswinkel α gegen das Loth in der tiefſten Lage gewählt wird. Da zum Waſchen ein geringerer Druck ausreicht, als er zum Walken erforderlich iſt, ſo macht man den Anfangswinkel α bei derartigen Waſchhämmern in der Regel nicht größer als 20 bis 25°, während dieſer Winkel bei den in ähnlicher Art eingerichteten, früher viel gebräuchlichen Walkhämmern zu 45° und darüber angenommen wurde.

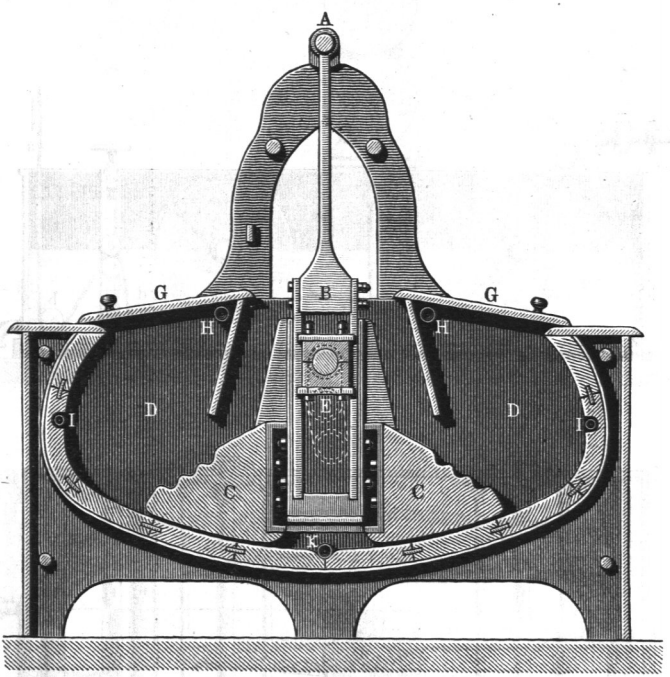
In Betreff der Bewegungsübertragung zwiſchen den Welldaumen und der Hebelatte, ſowie hinſichtlich der Form der Daumen und der höchſtens zuläſſigen Zahl der Hebungen in der Minute können ähnliche Betrachtungen angeſtellt werden, wie bezüglich der Stampfer in §. 6 geſchehen.

Man hat dieſen Maſchinen zur Vermeidung der Stoßwirkung auch eine ſolche Einrichtung gegeben, vermöge deren die Hämmer durch Kurbeln in Schwingungen verſetzt werden, ſo daß nunmehr das zu waſchende Zeug nicht mehr dem Stoße des fallenden Hammers, ſondern der durch die Kurbel ausgeübten Druckwirkung ausgeſetzt iſt. Weil das Hammergewicht hierbei nicht zur Verwendung gebracht wird, ſo läßt man die Hämmer um eine verticale Mittellage gleichmäßig nach beiden Seiten hin ſchwingen, ſo daß man dadurch Gelegenheit hat, zu jeder Seite einen Waſchtrog anzuordnen. Eine ſolche doppeltwirkende Kurbeldruckwalke, wie ſie ſowohl zum Walken wie zum Waſchen vielfach gebraucht wird, iſt durch Fig. 504 in der ihr von Schimmel in Chemnitz gegebenen Ausführung dargeſtellt. Es ſind bei dieſer Maſchine auf die oberhalb gelagerte Queraxe A neben einander zwei Hammerſtiele B gehängt, die an den Enden mit den doppelten Hammerköpfen C verſehen ſind, ſo daß bei dem Schwingen derſelben ein Waſchen zu beiden Seiten in den Waſchörtern D ſtattfindet. Zur Bewegung der Hebel dient die doppelt gekröpfte Triebaxe E, deren beide nahezu entgegengeſetzt geſtellte Kurbelkröpfe die Hebel direct und unter Vermeidung von Lenkerſtangen in den dazu vorgeſehenen Schlitzen ergreifen, ſo daß das zur Anwendung gebrachte Getriebe ſich nach Th. III, 1 als die oſcillirende Kurbelſchleife kennzeichnet. Die zu waſchenden Gegenſtände werden zu beiden Seiten in den Waſchtrog gebracht, in welchem ſie nach dem Verſchluß

durch die Deckel *G* etwa 15 Minuten lang der Wirkung der Druckklötze *C* ausgeſetzt werden, indem man die Triebwelle während dieſer Zeit mit 60 bis 90 Umdrehungen in der Minute bewegt. Durch die Röhren *H* kann warmes Waſſer, durch *I* Dampf eingeleitet werden, der Abzug des ſchmutzigen Waſſers geſchieht durch das Rohr *K*. Dieſe Maſchinen werden für Waſchanſtalten [1]) wegen ihrer guten Wirkung beſtens empfohlen.

Bei den ſonſt zum Waſchen von Webwaaren gebräuchlichen Maſchinen pflegt man faſt allgemein die Preſſung des Stoffes durch zwei Walzen aus-

Fig. 504.

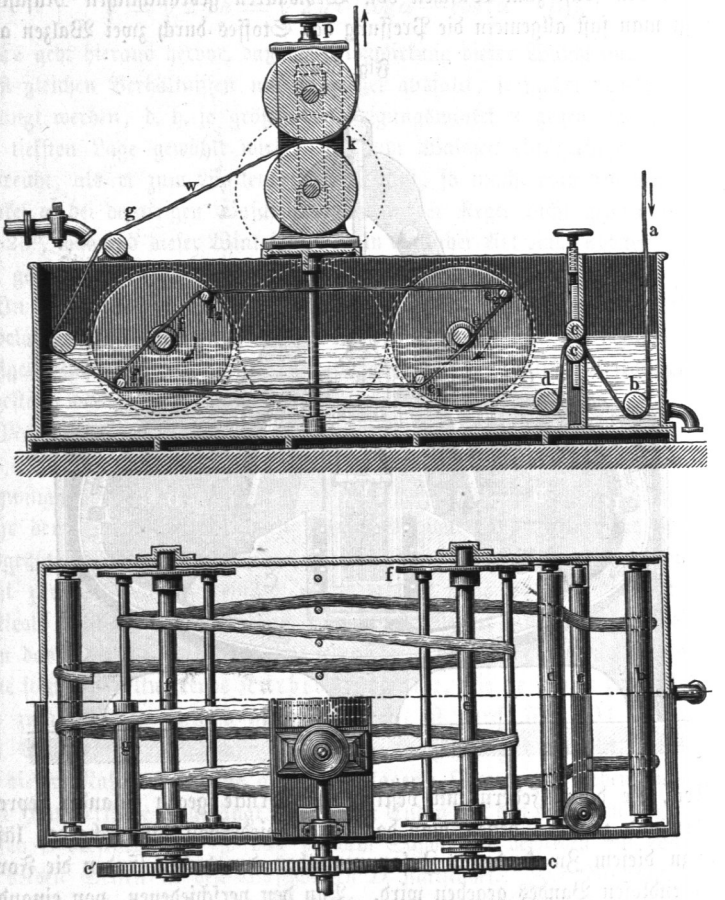


zuüben, die durch Federn mit beſtimmtem Drucke gegen einander gepreßt werden und zwiſchen denen man das Zeug wiederholt hindurchgehen läßt, dem zu dieſem Zwecke durch Zuſammennähen der beiden Enden die Form eines endloſen Bandes gegeben wird. Von den verſchiedenen, von einander nur in nebenſächlichen Punkten abweichenden Einrichtungen dieſer Art iſt in Fig. 505 (a. f. S.) eine vorgeſtellt. Das aus vielen einzelnen Zeugſtücken durch Zuſammennähen gebildete Band wird bei *a* in den Waſchbottich geführt und wickelt ſich, nachdem es die Walzen *b*, *c*, *d* paſſirt hat, in mehr-

[1]) Uhland, Der praktiſche Maſchinenconſtructeur 1869, Nr. 10 u. 11.

facher Windung auf die beiden Haſpel e und f, ſo daß es wiederholt durch die Waſchflüſſigkeit in der Richtung von e_1 nach f_1 hindurchgezogen und oberhalb derſelben in der Richtung von f_2 nach e_2 zurückgeführt wird. Das bei g austretende Zeug wird dann zwiſchen den durch Schrauben feſt zuſammengepreßten Walzen k einer entſprechenden Preſſung unterworfen. Es

Fig. 505.



ergiebt ſich hieraus, daß dieſe Maſchinen eine Reinigung nicht ſowohl durch eine knetende oder reibende Wirkung erzielen, als vielmehr nur eine Abführung der hinreichend erweichten Stoffe durch die gewaltſam ausgedrückte Flüſſigkeit bezwecken, ſo daß die Wirkung dieſer Art von Maſchinen mehr den Charakter eines Ausſpülens trägt, das eine hinreichende Reinigung nur bei oftmaliger Wiederholung des beſchriebenen Vorganges erzielen läßt.

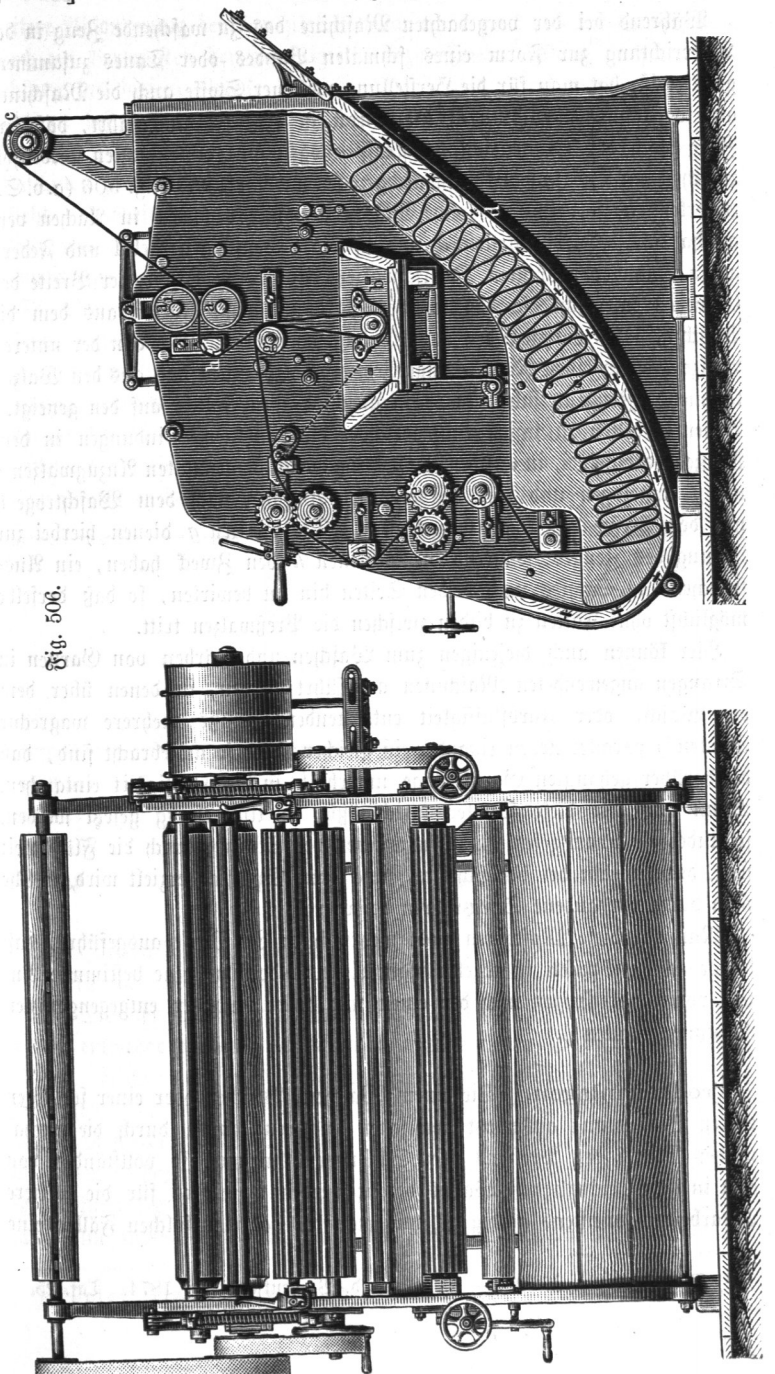


Fig. 506.

Während bei der vorgedachten Maſchine das zu waſchende Zeug in der Querrichtung zur Form eines ſchmalen Bandes oder Taues zuſammengefaltet iſt, hat man für die Herſtellung wollener Stoffe auch die Maſchinen als ſogenannte Breitwaſchmaſchinen in der Art ausgeführt, daß das Zeug nach der Breitenrichtung ſtraff ausgeſpannt ohne Falten wiederholt zwiſchen den Quetſchwalzen hindurchgezogen wird, wie aus Fig. 506 (a. v. S.) zu erkennen iſt, die eine ſolche Maſchine von Hemmer in Aachen veranſchaulicht. Hierin ſtellen a und a_1 die beiden durch Hebel und Federn gegen einander gepreßten Quetſchwalzen dar, deren Länge der Breite des Gewebes entſpricht, ſo daß letzteres glatt und ohne Falten aus dem die Waſchflüſſigkeit enthaltenden Troge b angezogen wird. Die von der unteren Walze a durch einen Riemen angetriebene Walze c zieht das aus den Walzen kommende Zeug an ſich, um es in gleichmäßigen Falten auf den geneigten Boden d fallen zu laſſen, auf welchem die einzelnen Windungen in dem Maße herabgleiten, in welchem das Zeug durch die gezahnten Anzugwalzen e und f angezogen und zum wiederholten Waſchen nach dem Waſchtroge b und den Preßwalzen a abgegeben wird. Die Walzen g dienen hierbei zur Leitung des Zeuges, während die Schienen h den Zweck haben, ein Ausſtreichen des Stoffes nach beiden Seiten hin zu bewirken, ſo daß derſelbe möglichſt ohne Falten zu bilden zwiſchen die Preßwalzen tritt.

Hier können auch diejenigen zum Waſchen und Färben von Garnen in Strängen angewendeten Maſchinen angeführt werden, in denen über dem die Waſch- oder Farbflüſſigkeit enthaltenden Gefäße mehrere wagrechte Spulen[1]) parallel neben einander in gleicher Höhe ſo angebracht ſind, daß die darüber gehängten Garnſtränge unterhalb in die Flüſſigkeit eintauchen. Wenn nun alle dieſe Spulen gleichmäßig in Umdrehung geſetzt werden, ſo findet ein unausgeſetztes Hindurchziehen der Stränge durch die Flüſſigkeit ſtatt, durch welche der beabſichtigte Zweck einer Spülung erzielt wird, welche man durch vorhandene Spritzröhren befördert.

Man hat dieſe Maſchinen wohl mehrfach in der Weiſe ausgeführt, daß die gedachten Spulen in regelmäßiger Aufeinanderfolge eine beſtimmte Anzahl von Umdrehungen nach der einen und dann nach der entgegengeſetzten Richtung erhalten[2]).

§. 142. **Trockenanlagen.** Die einem Waſchen, Bleichen oder einer ſonſtigen naſſen Behandlung ausgeſetzt geweſenen Waaren können durch die mechaniſchen Mittel des Preſſens oder Schleuderns niemals ſo vollſtändig von dem in ihnen enthaltenen Waſſer befreit werden, wie dies für die weitere Verarbeitung meiſtens nöthig iſt, und man hat daher in ſolchen Fällen eine

[1]) D. R.-P. Nr. 25890. — [2]) Ztſchr. d. V. deutſch. Ing. 1874. Taf. 25.

weitere Abſonderung der Feuchtigkeit durch ein Trocknen der Stoffe, d. h. durch ein Verdunſten der Feuchtigkeit vorzunehmen. Wenn auch die Einrichtung der dieſem Zwecke dienenden Heiz- und Trocknungsanlagen hier nicht zu beſprechen iſt, ſo muß doch der in gewiſſen Fällen hierzu in Anwendung kommenden Maſchinen Erwähnung geſchehen, da dieſelben als Maſchinen zu betrachten ſind, deren Zweck weſentlich in einer Abſonderung beſteht. Insbeſondere finden ſolche Maſchinen bei der Verarbeitung von Wolle und der Herſtellung von Geweben, ſowie bei der Darſtellung des Papiers eine häufigere Verwendung.

Die Menge der in verſchiedenen Stoffen nach deren Auspreſſen oder Ausſchleudern zurückbleibenden Feuchtigkeit iſt nach der Beſchaffenheit der Stoffe und nach der Wirkungsweiſe der zur mechaniſchen Entwäſſerung in Anwendung gebrachten Mittel ſehr verſchieden, wie aus einer Angabe von Rouget de Lisle[1]) hervorgeht. Danach ſind in jedem Kilogramm der nachſtehend verzeichneten Webſtoffe die beigeſchriebenen Waſſermengen in Kilogrammen enthalten:

	Nach dem Auswringen	Nach ſtarker Preſſung	Nach dem Schleudern in einer Maſchine, deren Korb 0,8 m Durchmeſſer hatte und 500 bis 600 Umdrehungen in der Minute machte
Flanell	2	1	0,60
Kattun	1	0,60	0,35
Seidenſtoff	0,95	0,50	0,30
Leinwand	0,75	0,40	0,25

Dieſe Zahlen können einen ungefähren Anhalt für die durch das Trocknen zu entfernenden Waſſermengen geben.

Das Trocknen von Stoffen kann hauptſächlich in zweierlei Art bewirkt werden, entweder dadurch, daß man die Stoffe einem Strome von Luft ausſetzt, welche noch nicht mit Waſſerdämpfen geſättigt und daher für Feuchtigkeit noch aufnahmefähig iſt, oder daß man die Stoffe mit erwärmten Flächen in directe Berührung bezw. in die Nähe derſelben bringt, ſo daß die von dieſen Flächen durch Leitung oder Strahlung abgegebene Wärme die Verdunſtung der Feuchtigkeit bewirkt. Bei der erſtgedachten Art des Trocknens kann man ebenſowohl Luft von der gewöhnlichen Temperatur der

[1]) Péclet, Traité de la chaleur.

Atmoſphäre benutzen, wie man auch behufs einer Beſchleunigung der Trocknung die Luft durch künſtliche Erwärmung auf eine höhere Temperatur bringen kann. In jedem Falle handelt es ſich dabei um eine ſtetige Lufterneuerung, da auch bei höchſtmöglicher Temperatur der Luft die Verdunſtung aufhören muß, ſobald die den zu trocknenden Stoff umgebende Luft ſich in dem ihrer Temperatur entſprechenden Sättigungszuſtande befindet, welcher Zuſtand ſich bei ſtillſtehender Luft ſehr bald einſtellt. Hieraus ergiebt ſich für jede ſogenannte Trockenkammer die Nothwendigkeit einer hinreichenden Ventilation, wie ja auch die für das Trocknen der im Freien aufgehängten Wäſche förderliche Einwirkung des Windes genugſam bekannt iſt. Daß man im Freien, bei der gewöhnlichen, ſelbſt bei einer ſehr niedrigen Temperatur der Luft Stoffe überhaupt trocknen kann, erklärt ſich daraus, daß die atmoſphäriſche Luft meiſtens nur zum Theil mit Waſſerdämpfen geſättigt iſt, und es wird hieraus auch erſichtlich, warum unter günſtigen Umſtänden, d. h. bei relativ geringer Feuchtigkeit der Luft und lebhaftem Winde das Trocknen im Winter oft ſchneller erfolgt als im Sommer bei ſtiller Luft und relativ hohem Feuchtigkeitsgehalte.

Um die Verhältniſſe für das Trocknen feuchter Stoffe durch über dieſelben hinweggeführte Luft zu beurtheilen, insbeſondere um die erforderlichen Luftmengen zu beſtimmen, können die folgenden Betrachtungen dienen. Führt man über feuchte Gegenſtände von der Temperatur der Atmoſphäre t ein Kilogramm Luft von derſelben Temperatur t hinweg und ſorgt dafür, daß dieſe Luft mit den Stoffen in hinreichend innige Berührung kommt, ſo wird die Luft von den Stoffen als bei der herrſchenden Temperatur t vollſtändig geſättigte Luft abziehen, d. h. ſie wird Dämpfe enthalten, deren Spannung p und Dichte δ diejenigen Werthe haben, die dem Waſſerdampfe bei der Temperatur t zukommen. Wenn daher die zugeführte Luft bei dem Eintritte nur im Verhältniſſe n geſättigt war, unter n einen echten Bruch verſtanden, ſo hat die Luft eine Waſſermenge $(1-n)\,w$ Kilogramm aufgenommen, wenn w diejenige Waſſermenge bedeutet, welche in einem Kilogramm Luft von der Temperatur t und atmoſphäriſcher Spannung im Zuſtande vollſtändiger Sättigung enthalten ſein kann. Hiernach kann man, wenn man aus der von Regnault angegebenen Tabelle für die bezügliche Temperatur t die Spannung p und Dichte δ des Dampfes entnimmt, ermitteln, wie viel jedes Kilogramm Luft von beſtimmtem Sättigungsgrade Waſſer aufnehmen kann.

Beiſpiel. Es möge eine Temperatur der Waare ſowie der Luft $t = 15^0$ C. angenommen werden. Nach der angeführten Tabelle gehört zu geſättigtem Dampfe von der Temperatur $t = 15^0$ eine Spannung $p = 12{,}7$ mm und eine Dichte $\delta = 0{,}0000128$. Demgemäß übt in dem mit Waſſerdampf geſättigten Gemenge, deſſen Preſſung 760 mm iſt, die Luft einen Druck von $760 - 12{,}7 = 747{,}3$ mm

aus, und man erhält nach dem Mariotte und Gay-Luſſac'ſchen Geſetze (Th. I) das Volumen V von 1 kg ſolcher Luft durch

$$V \cdot 1{,}294 \frac{747{,}3}{760} \frac{273}{273 + 15} = 1 \text{ kg zu } V = 0{,}829 \text{ cbm}.$$

Die in dieſem Raume enthaltene Dampfmenge beſtimmt ſich daher zu

$$0{,}829 \cdot 0{,}0128 = 0{,}010 \text{ kg}.$$

Würde daher die Luft einen Sättigungsgrad $n = 0{,}40$ haben, ſo könnte man mit jedem Kilogramm der zugeführten Luft dem Stoffe eine Waſſermenge von $(1 - 0{,}4)\ 0{,}010 = 0{,}006$ kg $= 6$ Gramm entziehen. Zur Verdampfung dieſer Waſſermenge wäre nach Th. II, 2 eine latente Wärme erforderlich von

$$0{,}006\,(606{,}5 - 0{,}695 \cdot 15) = 0{,}006 \cdot 596 = 3{,}57 \text{ Wärme-Einheiten}.$$

Die vorſtehend berechnete, zur Verdunſtung der Feuchtigkeit erforderliche Wärme wird bei ſolchen Anlagen, in denen das Trocknen durch Luft von der gewöhnlichen Temperatur der Atmoſphäre bewirkt wird, von der umgebenden Atmoſphäre hergegeben, zu welchem Zwecke man die umgebenden Wände derartiger Trockenräume für die Wärme möglichſt durchläſſig und alſo nur von geringer Dicke auszuführen hat.

Wenn man dagegen zur Beſchleunigung des Trocknens der Luft durch künſtliche Erwärmung eine höhere Temperatur t_1 mittheilt, ſo findet die Verdunſtung der zu entfernenden Feuchtigkeit lediglich durch die dieſer Luft zugeführte Wärme ſtatt und man hat zur thunlichſten Verminderung der durch Strahlung und Leitung entſtehenden Wärmeverluſte alle die Trockenvorrichtung umgebenden Wandungen aus möglichſt ſchlechten Wärmeleitern und von größerer Dicke herzuſtellen. Der Wirkungsgrad einer ſolchen Anlage, d. h. das Verhältniß der zur Verdunſtung von Feuchtigkeit dienenden zu der für die Lufterhitzung aufgewendeten Wärmemenge hängt weſentlich von der Temperatur der eingeführten Trocknungsluft und derjenigen des abgeführten Gemenges von Luft und Feuchtigkeit ab, wie man ſich aus dem Folgenden überzeugt. Führt man in einen abgeſchloſſenen, von möglichſt ſchlechten Wärmeleitern umgebenen Raum, etwa in eine Trockenkammer für naſſe Zeuge, in welchem die Temperatur t_0 der Atmoſphäre herrſcht, an einer Stelle einen ununterbrochenen Strom Luft von der höheren Temperatur t_1 ein, ſo wird ununterbrochen an einer anderen Stelle eine gleiche Luftmenge abgeführt werden müſſen, welche eine gewiſſe Menge Feuchtigkeit in Form von Waſſerdämpfen aus der zu trocknenden Waare aufgenommen hat, und deren Temperatur allgemein durch t_2 bezeichnet werden möge. Es ſoll hierbei vorausgeſetzt ſein, es werde die hindurchgeführte Luft ſo vielfach und innig mit der zu trocknenden Maſſe in Berührung gebracht, daß ſie immer Gelegenheit hat, ſich mit Waſſerdampf zu ſättigen, d. h. gerade denjenigen Waſſergehalt in Dampfform aufzunehmen, welcher ihrer Temperatur gemäß der Tabelle von Regnault entſpricht. Ferner möge von den Ver-

luften an Wärme abgeſehen werden, die durch Strahlung und Leitung an den Umfaſſungswänden des Trockenraumes entſtehen, indem vorausgeſetzt werden ſoll, daß dieſe Umfaſſungswände hinreichend dick und für die Wärme undurchläſſig ſeien.

Es iſt dann erſichtlich, daß die Temperatur der abziehenden feuchten Luft t_2 zwiſchen der Temperatur t_0 der Atmoſphäre und derjenigen t_1 der eingeführten trockenen Luft liegen muß, und daß diejenige Wärme, welche in der abgehenden Luft weniger enthalten iſt, als in der zugeführten, dazu verwendet worden iſt, einerſeits den Inhalt des Trockenraumes langſam zu erwärmen und andererſeits eine gewiſſe Waſſermenge zu verdampfen, die gleichzeitig mit der abgehenden Luft entweicht, und in deren Entfernung der ganze Zweck der Trockeneinrichtung zu erkennen iſt. Im Anfange des Vorganges wird die eintretende Luft faſt die ganze ihr mitgetheilte Wärme zur Temperaturerhöhung der Waare verwenden und die abziehende Luft nur die niedere Temperatur t_0 haben, doch wird dieſe Temperatur ſich fortwährend erhöhen, in dem Maße, wie auch diejenige der in dem Trockenraume enthaltenen Waare ſteigt, bis zuletzt die Luft mit nahezu derſelben Temperatur abzieht, mit welcher ſie zugeführt wird.

Um ein Kilogramm Luft von der atmoſphäriſchen Temperatur t_0 auf diejenige t zu erwärmen, iſt eine Wärmemenge

$$Q = c\,(t - t_0) = 0{,}237\,(t - t_0)$$

erforderlich, unter $c = 0{,}237$ die ſpecifiſche Wärme für conſtanten Druck (1 Atm.) verſtanden. Von dem geringen Feuchtigkeitsgehalte der Luft von der atmoſphäriſchen Temperatur möge im Folgenden abgeſehen, dieſe Luft alſo als ganz trocken angenommen werden. Um die Waſſermenge zu beſtimmen, welche 1 kg Luft von der Temperatur t und atmoſphäriſcher Spannung aufnehmen kann, beſtimmt ſich, wenn p wieder die Spannung des geſättigten Waſſerdampfes von der Temperatur t bedeutet, das Volumen von 1 kg Luft wie oben zu

$$V = \frac{1}{1{,}294}\,\frac{760}{740 - p}\,\frac{273 + t}{273}$$

und daher erhält man die in dieſem Raume enthaltene Dampfmenge, wenn deſſen Dichte durch δ gegeben iſt, zu

$$D = V\delta.$$

Die Wärmemenge, die zur Erzeugung dieſes Dampfes D von der Temperatur t aus Waſſer von der Temperatur t_0 erforderlich iſt, beſtimmt ſich dann zu

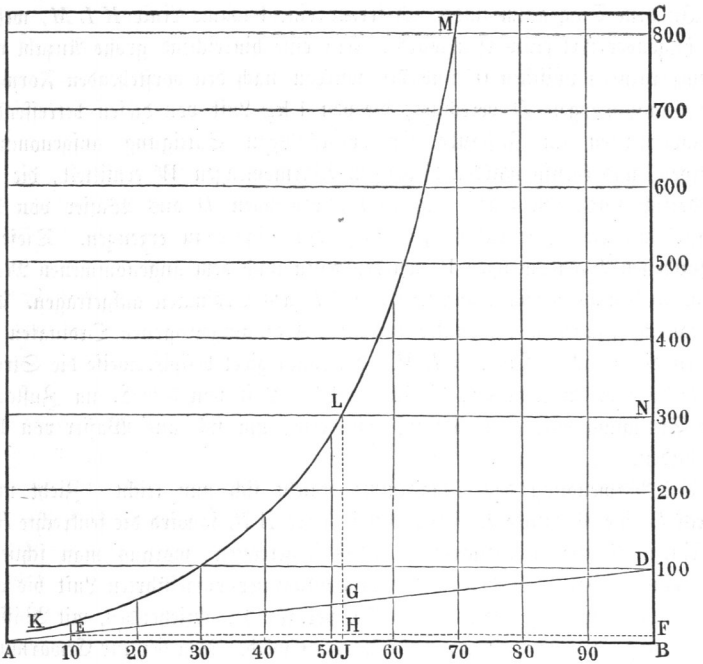
$$W = D\,(\lambda - t_0) = D\,(606{,}5 + 0{,}305\,t - t_0),$$

wenn $\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t$ die Geſammtwärme des Dampfes (Th. II, 2, §. 234) vorſtellt.

Mit Hülfe dieſer Formeln und der aus der mehrerwähnten Tabelle für Dämpfe zu entnehmenden Werthe von p und δ läßt ſich nun ein Diagramm entwerfen, das in einfacher Art die Verhältniſſe erkennen läßt, die für die Beurtheilung von Trockenkammern mit erwärmter Luft maßgebend ſind.

In dieſem Diagramm, Fig. 507, ſind auf der horizontalen Axe AB die Temperaturen von 0 bis 100° C. als Abſciſſen aufgetragen, während die Abſtände auf der dazu ſenkrechten Geraden BC nach einem geeigneten

Fig. 507.



Maßſtabe diejenigen Wärmemengen darſtellen, die erforderlich ſind, um 1 kg trockene Luft von Null Grad bis auf die beigeſchriebene Temperatur zu erwärmen.

Beiſpielsweiſe ſtellt die Strecke BD die Wärmemenge von 23,7 Einheiten vor, die zur Erwärmung von 1 kg Luft von 0 bis auf 100° erforderlich iſt. Zieht man daher die Gerade AD, ſo erhält man ebenfalls für jeden beliebigen Punkt derſelben in ſeinem ſenkrechten Abſtande von der Axe AB das Maß für die Wärmemenge, welche 1 kg Luft zu ſeiner Erwärmung von Null bis zu der Temperatur erfordert, die durch die Abſciſſe dieſes Punktes angegeben iſt. Beiſpielsweiſe ſtellt für den Punkt G die

Ordinate GJ nach dem zu Grunde gelegten Maßſtabe die Wärme vor, die zur Temperaturerhöhung von 0 auf etwa 52° C. erforderlich iſt.

Zieht man parallel zur Axe AB die in der Figur punktirte Gerade EF, welche der Temperatur t_0 der Atmoſphäre entſpricht, wofür hier 10° C. angenommen wurde, ſo erhält man offenbar in den zwiſchen dieſer Parallelen und AD gelegenen Abſchnitten der Ordinaten auch das Maß für die Wärmemengen, welche 1 kg Luft von t_0 erfordert, um bis auf die zugehörige Temperatur erwärmt zu werden. Beiſpielsweiſe ſtellt GH die Wärmemenge vor, die zur Erwärmung von 1 kg Luft von 10° auf 52° erforderlich iſt.

In dem Diagramm findet ſich ferner eine krumme Linie KLM, welche in folgender Art entworfen wurde. Für eine hinreichend große Anzahl von Temperaturen zwiſchen 0° und 70° wurden nach den vorſtehenden Formeln die Dampfmengen D berechnet, die von 1 kg Luft von dieſen betreffenden Temperaturen im Zuſtande der vollſtändigen Sättigung aufgenommen werden, und ebenſo wurden diejenigen Wärmemengen W ermittelt, die erforderlich ſind, um jene beſagten Dampfmengen D aus Waſſer von der urſprünglichen Temperatur $t_0 = 10°$ der Waare zu erzeugen. Dieſe ſo gefundenen Wärmemengen W wurden dann nach dem angenommenen Maßſtabe in den zugehörigen Punkten von AD als Ordinaten aufgetragen. Die hierdurch erhaltenen Endpunkte der über AD aufgetragenen Ordinaten ergaben die gedachte Curve KLM. Hiernach giebt beiſpielsweiſe die Strecke GL diejenige Wärme an, die der in 1 kg Luft von 52° C. im Zuſtande der Sättigung enthaltene Dampf erforderte, um ſich aus Waſſer von 10° zu bilden.

Die Verwendung des Diagramms ergiebt ſich nun leicht. Zieht man durch L eine Parallele LN zur Abſciſſenaxe AB, ſo wird die ſenkrechte BC in einem Punkte N entſprechend 300° C. getroffen, woraus man ſchließt, daß eine Erwärmung der in die Trockenkammer eingeführten Luft bis auf $t_1 = 300°$ zur Folge hat, daß die Temperatur der abziehenden, mit Waſſerdämpfen geſättigten Luft etwa 52° betragen wird. Von der zur Erwärmung der Luft von 10° auf 300° aufgewandten Wärmemenge, welche durch FN dargeſtellt iſt, wird ein der Strecke GL entſprechender Betrag zur Verdunſtung von Waſſer alſo zu dem beabſichtigten Trocknungsvorgange verwendet, während der Reſt GH dadurch verloren geht, daß die eingeführte Luft mit einer Temperatur von 52° in die Atmoſphäre entweicht. Dieſer letztgedachte Wärmebetrag dient alſo nicht eigentlich dem beabſichtigten Zwecke des Trocknens und muß daher als ein Verluſt angeſehen werden. Man kann ſonach, wenn man von einem Wirkungsgrade der Trockenvorrichtung ſprechen will, hierunter das Verhältniß $\frac{GL}{HL}$ der nutzbar gemachten zur aufgewendeten Wärmemenge verſtehen.

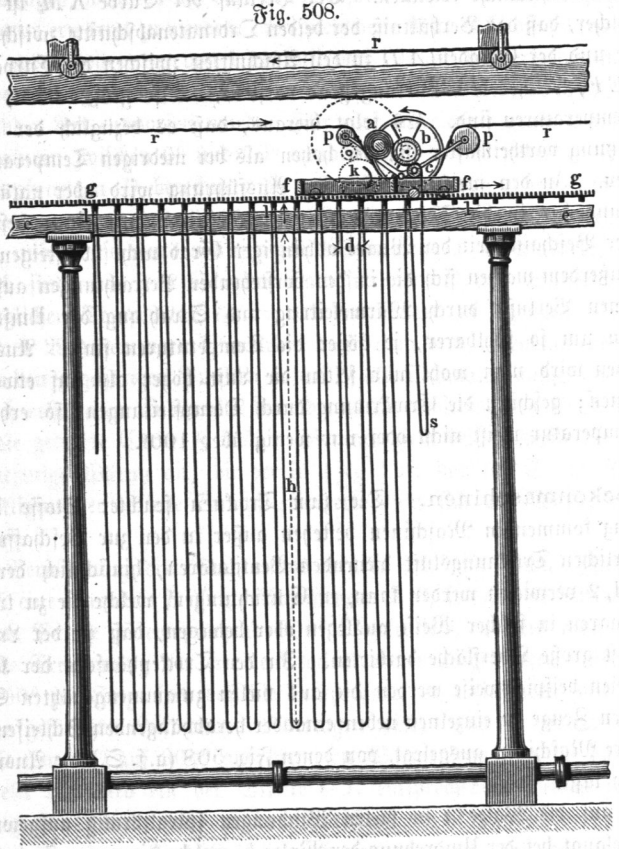
Der mit der höheren Temperatur der abziehenden Luft verbundene Verluſt an Wärme iſt an ſich zwar um ſo größer, je höher dieſe Temperatur iſt, und man begegnet daher wohl öfter der Anſicht, daß es für eine möglichſt weitgehende Ausnutzung der Wärme von Vortheil ſein müſſe, das abziehende Gemenge von Luft und Waſſerdampf mit einer möglichſt geringen Temperatur entweichen zu laſſen, doch läßt das Diagramm dieſe Anſicht unmittelbar als eine irrthümliche erkennen. Der Verlauf der Curve KM iſt nämlich ein ſolcher, daß das Verhältniß der beiden Ordinatenabſchnitte zwiſchen dieſer Curve und der Geraden AD zu den Abſchnitten zwiſchen der Curve KLM und EF, welches den Wirkungsgrad vorſtellt, um ſo größer wird, je höher die Temperaturen ſind. Es folgt hieraus, daß es bezüglich der Wärmeausnutzung vortheilhafter iſt, bei hohen als bei niedrigen Temperaturen zu trocknen. In den meiſten Fällen der Ausführung wird aber natürlich die Erhitzung der in die Trockenräume einzuführenden Luft einen beſtimmten von der Beſchaffenheit der Waare abhängigen Grad nicht überſteigen dürfen, und außerdem machen ſich die in den vorſtehenden Betrachtungen außer Acht gelaſſenen Verluſte durch Wärmeleitung und Strahlung der Umfaſſungsmauern um ſo fühlbarer, je höher die Temperaturen ſind. Aus dieſen Gründen wird man wohl nur ſelten die Luft höher als auf etwa 300° erwärmen; geſchieht die Erwärmung durch Dampfleitungen, ſo erhebt ſich die Temperatur meiſt nicht oder nur wenig über 100°.

Trockenmaſchinen. Die zum Trocknen feuchter Stoffe in Anwendung kommenden Maſchinen beſtehen außer in den zur Beſchaffung der erforderlichen Trocknungsluft dienenden Ventilatoren, hinſichtlich deren auf Th. III, 2 verwieſen werden kann, in Einrichtungen, welche die zu trocknenden Waaren in ſolcher Weiſe auslegen oder bewegen, daß ſie der Luft eine möglichſt große Oberfläche darbieten. In den Trockenhäuſern der Kattundruckereien beiſpielsweiſe werden die aus vielen zuſammengenähten Stücken gebildeten Zeuge in einzelnen neben einander herabhängenden Schleifen durch beſondere Maſchinen ausgelegt, von denen Fig. 508 (a. f. S.) die Anordnung erkennen läßt. §. 143.

Das auf die Walze a in vielen Windungen ſpiralförmig aufgewundene Zeug gelangt bei der Umdrehung der Walze b, welche die gegen ſie drückende Zeugſpule a durch Reibung mitnimmt, über die Leitrolle c hinweg und bildet eine unterhalb herabhängende Schleife s. Um dieſer Schleife gerade eine ſolche Länge zu geben, daß ihr unteres Ende den Fußboden des Trockenhauſes noch nicht berührt, wird der ganzen das Aushängen bewirkenden Maſchine, die in dem oberen Raume des Trockenhauſes auf wagerechten Balken e aufgeſtellt iſt, eine langſame Verſchiebung ertheilt, zu welchem Zwecke die Maſchine auf einem kleinen Wagen f befeſtigt iſt, deſſen Räder

auf Schienen der Balken *e* rollen können. Dieſe Verſchiebung wird mit Hülfe einer auf den Balken *e* befeſtigten Zahnſtange *g* erzeugt, in welche ein Zahnrad *k* eingreift, deſſen langſame Umdrehung von der Axe *b* aus durch zwiſchengeſchaltete Zahnräder erfolgt. Da nun auf den Balken *e* in regelmäßigen Abſtänden von einander feſte Latten *l* angebracht ſind, ſo iſt erſichtlich, daß das unabläſſig herabſinkende Zeug ſich über eine ſolche Latte *l*

Fig. 508.



hängt, ſobald die Leitwalze *c* über dieſe Latte hinweggetreten iſt, und es muß in Folge deſſen das Zeug zwiſchen je zwei ſolchen Latten *l* in Form der beabſichtigten Schleife herabhängen. Um dieſen Zweck in gehöriger Weiſe zu erreichen, iſt es nur nöthig, daß das Verhältniß der Abwickelgeſchwindigkeit *v* des Zeuges und der Verſchiebegeſchwindigkeit *w* des Wagens richtig gewählt werde. Bezeichnet *d* die Entfernung zweier Latten *l* und iſt *h* die Höhe einer Schleife, ſo muß der Wagen offenbar um die Ent-

fernung d ſich verſchoben haben, ſobald eine Zeuglänge $2h$ zur Abwickelung gekommen iſt, und man hat daher der Bedingung zu genügen

$$v : w = 2h : d,$$

was man durch geeignete Auswahl der zwiſchen b und k eingeſchalteten Ueberſetzungsräder immer leicht erreichen kann. Die mit fortſchreitender Abwickelung des Zeuges eintretende Verkleinerung des Halbmeſſers der Zeugſpule a hat auf die Abwickelgeſchwindigkeit v wegen der Bewegungsübertragung durch Reibung keinen Einfluß, und damit die Umdrehung auf die Walze b auch in jeder Stellung des Wagens erfolgt, wird ein über die Spannwalzen p geführter endloſer Riemen r angewendet, welcher an beiden Enden des Trockenhauſes über zwei gleich große Riemſcheiben geführt iſt. Man erſieht auch, daß dieſelbe Maſchine bei der entgegengeſetzten Umdrehung der Walze b dazu dienen kann, das getrocknete Zeug wieder aufzunehmen und auf die Spule a in ſpiralförmige Windungen zu wickeln. Die Walze b und die ganze Maſchine wird meiſtens in ſolcher Breite ausgeführt, daß drei Spulen a neben einander eingelegt werden können, ſo daß zu gleicher Zeit drei Zeugſtücke ausgehängt werden. Die zum Trocknen verwendete warme Luft führt man dieſen Häuſern am beſten oben zu, und zieht die feuchte kühlere Luft überall möglichſt gleichmäßig unten ab, ſo daß die in wagerechten Schichten ſehr langſam niederſinkende Luft genügend Gelegenheit findet, ſich mit Waſſerdämpfen zu ſättigen; nach dem Vorſtehenden eine Hauptbedingung für die zweckmäßige Wirkung derartiger Einrichtungen.

Während bei der Verwendung der vorſtehend beſchriebenen Maſchinen der Trockenproceß ein periodiſcher iſt, indem eine gewiſſe Menge der Stoffe während einer entſprechenden Zeit in einem abgeſchloſſenen Raume im Ruhezuſtande der Einwirkung der Luft ausgeſetzt wird, trocknet man vielfach naſſe Waaren auch in der Art, daß man ſie in ſehr langſamer Bewegung durch einen Raum hindurch führt, in welchem ſie einem entgegenkommenden Strome von erwärmter Luft ausgeſetzt ſind, ſo daß der Vorgang des Trocknens ein ununterbrochener iſt.

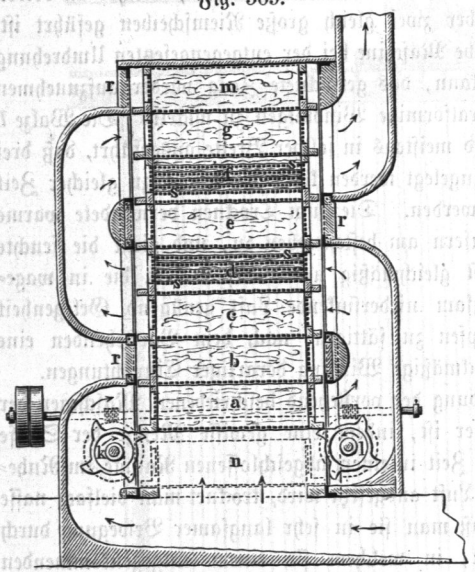
Als Beiſpiele der hierher gehörigen Maſchinen können die verſchiedenen Vorrichtungen angeführt werden, deren man ſich in der Weberei bedient, um die geſchlichteten oder geleimten Ketten für Gewebe dem vor der weiteren Verarbeitung auf den Webſtühlen erforderlichen Trocknen zu unterwerfen. Bei den meiſten dieſer Maſchinen werden die aus ſehr vielen, parallel neben einander liegenden Garnfäden beſtehenden Ketten, ſofern deren Trocknung nicht durch directe Berührung mit erhitzten Walzen geſchehen darf, auf einem mehr oder minder langen Wege in hin- und zurückgehenden Windungen [1])

[1]) Kronauer, Atlas d. mech Technologie, 2. Aufl. D. R.-P. Nr. 1817.

über Leitwalzen bewegt, während ihnen gleichzeitig ein Strom erwärmter Luft entgegengeführt wird.

In eigenthümlicher Art wird die Bewegung der zu trocknenden, aus den Wollwaſchmaſchinen kommenden Wollen in den dazu dienenden Wolltrockenmaſchinen bewirkt. Man bringt hierbei die Wolle in flache, viereckige Käſten, welche oben offen und unten mit Böden aus Drahtgeflecht verſehen ſind, und ordnet mehrere ſolcher Käſten über einander zu einer vierſeitigen Säule an, die in langſamen Niedergang verſetzt wird. Umſchließt man dieſe Säule durch einen Mantel, dem unten warme Luft zugeführt wird, während oben die Abzugsöffnung für die feuchte Luft ſich befindet, ſo kann man regelmäßig den am unteren Ende angekommenen Kaſten mit trockener Wolle entfernen und in den oben frei gewordenen Raum einen Kaſten mit feuchter Wolle einſchieben. Während bei den älteren, von Beu gebauten Maſchinen dieſer Art die Luft von unten nach oben die ganze Säule dieſer Käſten durchſtreichen mußte, iſt bei der Maſchine von Schimmel[1]) eine Aenderung dahin getroffen, daß die Luft ſeitlich über die Waare geführt wird. In Fig. 509, welche eine Skizze dieſer Maſchine vorſtellt, erkennt man die in dem prismatiſchen Schranke r eingeſchloſſenen Käſten $a, b, c \ldots$, die oben durch m eingeſchoben und unten bei n herausgenommen werden. Anſtatt der Böden ſind hier zwei gegenüberſtehende Seitenwände der Käſten durchbrochen, ſo daß die nach Angabe der Pfeile ſich bewegende Luft abwechſelnd von links und rechts über die Waare in die Käſten ſtreicht, welche letzteren zur Aufnahme gewiſſer Stoffe auch mit geeigneten Zwiſchenlagen, wie bei s angedeutet, verſehen ſein können.

Fig. 509.



Die entſprechende Abwärtsbewegung erhält die Kaſtenſäule durch die langſame Umdrehung der beiden Daumenwellen k und l, auf deren Daumen der

[1]) D. R.-P. Nr. 18926.

unterſte Kaſten ſo lange ruht, bis er, von den Daumen frei gelaſſen, nach unten abfallen kann, in welchem Augenblicke die nächſtfolgenden Daumen unter den darüber befindlichen Kaſten getreten ſind. Offenbar hat man es durch Regelung der Umdrehungsgeſchwindigkeit dieſer Daumenwellen in der Hand, die Zeitdauer beliebig groß zu machen, während welcher ein Kaſten in dem Behälter verweilt.

Bei vielen Geweben iſt es nöthig, dieſelben während des Trocknens in dem Zuſtande einer hinreichenden Spannung zu erhalten, um ein Krauswerden der Stoffe zu verhüten.

Zu dieſem Zwecke verwandte man in den Tuchfabriken früher ganz allgemein die im Freien oder auf den Speichern aufgeſtellten Spann- oder Trockenrahmen, beſtehend aus einer größeren Anzahl in gerader Linie hinter einander angebrachter ſenkrechter Pfoſten, zwiſchen denen in einem der Tuchbreite entſprechenden Abſtande zwei wagerechte Holme oder Langbäume befindlich ſind. Wird das betreffende Tuchſtück mit ſeinen Längsleiſten auf die an dieſen Holmen angebrachten ſpitzen Stifte gehakt, ſo kann die gehörige Spannung durch entſprechende Vergrößerung des Abſtandes der beiden Langbäume hervorgebracht werden, zu welchem Zwecke der obere Baum durch einfache Vorrichtungen in geringem Maße angehoben werden kann. Dieſe Trockenrahmen hat man wegen ihrer unvollkommenen Einrichtung, ſowie wegen der Langſamkeit und Unſicherheit des Trockenproceſſes in der freien Luft in neuerer Zeit meiſtens durch ſogenannte Tuchrahmmaſchinen erſetzt, d. h. durch Vorrichtungen, vermittelſt deren das ſtraff ausgeſpannte Tuch langſam durch einen geſchloſſenen Raum hindurchgeführt wird, in welchem eine höhere Temperatur entweder durch eingeführte warme Luft oder durch die Ausſtrahlung eines vorhandenen Heizröhrenſyſtems erhalten wird. Das Tuch wird durch dieſen Raum auf einem möglichſt langen Wege in der Regel in hin- und zurückgehenden Bahnen hindurchgeführt und tritt am Ende dieſes Weges hinreichend trocken aus der Kammer heraus. Die Bewegung des Tuches bewirkt man hierbei meiſtens durch zwei endloſe Ketten, welche parallel zu einander in geeigneter Weiſe über Leitrollen geführt werden, und deren Glieder durchweg mit den zum Aufhaken der Tuchleiſten dienenden Spitzen verſehen ſind. Wenn man dieſe beiden Ketten im Inneren der Kammer auf eine gewiſſe Strecke um eine entſprechende Größe divergiren läßt, ſo kann man die Anſpannung des Tuches nach der Breitenrichtung in vergleichsweiſe einfacher Art erreichen.

Eine ſolche Tuchrahmmaſchine iſt in Fig. 510 (a. f. S.) dargeſtellt, woraus man die Kette k erkennt, welche über die Kettenräder a, b, c, d, e und f geführt iſt. Von der durch die ganze Länge der Maſchine hindurchgehenden Betriebswelle g werden vermittelſt der Kegelräder h_1 die hinteren Kettenrollen b und d umgedreht, während die vorderen Kettenrollen c durch

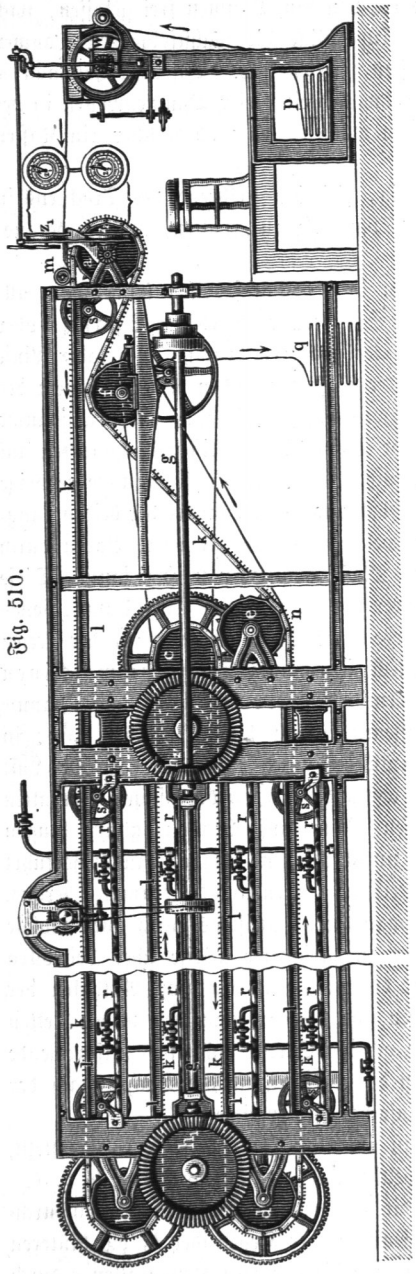


Fig. 510.

die Kegelräder h_2 ihre Bewegung empfangen. Durch dieſe Anordnung, vermöge deren jede der beiden endloſen Ketten gleichzeitig an drei Stellen angetrieben wird, bezweckt man, die Spannung in den Kettengliedern herabzuziehen. Würde man nämlich jede Kette nur an einer Stelle antreiben, ſo würde die Anſtrengung der Kettenglieder dem Widerſtande der ganzen Kette entſprechen, während zufolge der gewählten Anordnung eines mehrfachen Antriebes die Spannung, welche ein zwiſchen zwei Antriebspunkten gelegenes Kettenſtück erfährt, nur durch denjenigen Widerſtand hervorgerufen wird, welchen dieſes Kettenſtück findet. Dieſer Widerſtand iſt deswegen nicht unbedeutend, weil man, zur Vermeidung des Durchhängens der Ketten vermöge ihres Eigengewichtes, dieſelben durch wagerechte Rinnen oder Leitungen l unterſtützen muß, in denen die Kettenglieder gleiten, und die mit den entſprechenden Schlitzen verſehen ſind, durch welche die zum Aufhaken des Tuches an den Kettengliedern angebrachten Spitzen nach außen treten. Dieſe Führungsrinnen, die ſich natürlich nur zwiſchen den Kettenrädern befinden, ſind durch Schraubenſpindeln s nach der Breite zu verſtellen, ſo daß hierdurch ihre Entfernung von einander der Breite des zu trocknenden Tuches angepaßt werden

kann. Auch gewährt diese Einrichtung ein Mittel zur Erzielung jeder gewünschten Querspannung des Tuches, indem man die Entfernung der beiden Ketten auf einer gewissen Strecke ihres Weges in entsprechendem Maße zunehmen läßt.

Um dem von dem Packen p aufsteigenden Tuche die gehörige Längsspannung zu ertheilen, wird dasselbe über die mit einer Bremsvorrichtung versehene Walze w geführt, deren Umdrehung durch das dem Zuge der Ketten folgende Tuch selbst vermittelt wird. Der durch die Bremsung am Umfange dieser Walze hervorgerufene Widerstand ruft hierbei die Spannung des Tuches hervor, welche zwischen der Walze w und den Ketten eine gewisse geringe Verlängerung des Tuches bewirkt. Diese Verlängerung kann man benutzen, um den Grad der Anspannung jederzeit zu beurtheilen, indem man sowohl mit der Walze w wie mit der Axe der Kettenscheiben a je ein Zählwerk Z_1 und Z_2 in Verbindung bringt, so daß aus dem Stande der Zeiger auf den Zifferblättern dieser Zählwerke sowohl der Weg des Umfanges der Einzugwalze w wie auch derjenige der Ketten k jederzeit abgelesen werden kann. Aus der Größe, um welche die Bewegung des Walzenumfanges hinter derjenigen der Ketten in einer gewissen Zeit zurückbleibt, läßt sich ein Urtheil über die Größe der Tuchspannung gewinnen und demgemäß die letztere mit Hülfe der Bremsschrauben von w regeln.

Die Erwärmung des Tuches geschieht durch die zwischen je zwei Kettenzügen liegenden Röhren r, welche den Abdampf einer Dampfmaschine in vielen dicht neben einander angeordneten Zickzackgängen durch die Kammer hindurchführen, so daß die Trocknung vermöge der strahlenden Wärme erfolgt, die von der ausgedehnten Oberfläche dieser Heizröhren ausgeht. Eine unmittelbare Berührung des Tuches mit erwärmten Flächen findet nirgend statt, um ein Hartwerden der Wolle zu vermeiden. Die ganze Maschine ist mit Ausnahme des vorderen, zwischen a und w gelegenen Theiles in der Regel in einer geschlossenen Kammer aufgestellt, welche nur die zum Durchgang der Ketten erforderlichen Oeffnungen darbietet, so daß in dieser Kammer eine Temperatur von etwa 50 bis 60° vorherrscht. Während das Tuch bei m von zwei Arbeitern fortwährend auf die Ketten geführt wird, findet bei n dessen selbstthätige Ablösung statt, worauf es, durch die Walze o angezogen, bei q sich in regelmäßigen Lagen anhäuft.

Die Geschwindigkeit, mit welcher das Tuch durch diese Maschinen hindurchgezogen wird, hängt außer von der Beschaffenheit desselben und von der Höhe der Temperatur insbesondere von der Länge der Ketten, d. h. also von dem Wege ab, den das Tuch zurückzulegen hat. Bezeichnet allgemein t die Zeit, welche zum ausreichenden Trocknen eines Tuches von gewisser Beschaffenheit erforderlich ist, so ergiebt sich in jedem Falle die Geschwindig-

keit v der fortschreitenden Bewegung für die Ketten zu $v = \frac{l}{t}$, wenn l die Länge des von dem Tuche im Inneren des Trockenraumes zurückzulegenden Weges bedeutet. Man erkennt hieraus, daß die Geschwindigkeit v, also auch die Leistungsfähigkeit einer derartigen Trockenmaschine, im geraden Verhältniß mit deren Größe, d. h. mit jener Länge l wächst, indem die zum Trocknen einer bestimmten Waare erforderliche Zeit t natürlich unter gleichen Verhältnissen dieselbe und von der Größe der Maschine unabhängig ist.

Beispiel: Wenn der von dem Tuche im Inneren des Trockenraumes einer solchen Maschine zurückzulegende Weg 30 m beträgt und eine Waare von bestimmter Beschaffenheit zum Trocknen eine Zeit von 15 Minuten erfordert, so ergiebt sich die Geschwindigkeit für die Minute zu $v = \frac{30}{15} = 2\,\text{m}$, oder zu 33 mm in der Secunde, während die Geschwindigkeit nur halb so groß gewählt werden darf, wenn eine dickere Waare während einer Zeit von 30 Minuten sich innerhalb des Trockenraumes aufhalten muß. Eine doppelt so große Maschine, d. h. eine solche von doppelter Länge der Kettenführung innerhalb der Kammer, gestattet natürlich die doppelte Geschwindigkeit der Ketten.

§. 144. **Cylindertrockenmaschinen.** Die zum Trocknen baumwollener und leinener Gewebe, sowie bei der Herstellung des Maschinenpapiers gebräuchlichen Cylindertrockenmaschinen bestehen der Hauptsache nach aus mehreren hohlen, mit Dampf geheizten Walzen, welche neben oder über einander in geeigneten Gestellen drehbar gelagert sind, und mit deren Umfängen das darum geschlungene Zeug in unmittelbare Berührung gebracht wird. Wenn alle diese Walzen vermittelst der auf ihren Axen befindlichen Zahnräder in langsame Drehung versetzt werden, so ziehen sie das zu trocknende Zeug zwischen sich hindurch, wobei die von innen durch den Walzenmantel hindurchtretende Wärme unmittelbar zur Verdunstung der in der Waare enthaltenen Feuchtigkeit verwendet wird. Da in Folge der Wärmeabgabe der in jeder Trommel enthaltene Wasserdampf sich zu tropfbarem Wasser verdichtet, so hat man natürlich für fortwährende Entfernung desselben aus der Trommel und für stetige Zuführung frischen Dampfes zu sorgen. Zu diesem Zwecke macht man die beiden Zapfen jeder Trommel hohl und schließt an dieselben einerseits die Dampfzuleitungsröhre, andererseits das Wasserabführungsrohr mit entsprechenden Stopfbüchsen dampfdicht an, wenn man es nicht vorzieht, denselben Zapfen gleichzeitig zur Einführung des Dampfes und zur Ableitung des Wassers zu benutzen. Da das Niederschlagswasser sich an der tiefsten Stelle der Trommel ansammelt, so muß man für eine Erhebung desselben bis zur Höhe der Zapfen sorgen, zu welchem Zwecke man sich entweder eines gekrümmten, an der Umdrehung theilnehmenden Schöpfrohrs von der bekannten Einrichtung oder eines fest-

ſtehenden Hebers bedient, in deſſen untere, dem Mantel ſich möglichſt nahe anſchmiegende Oeffnung das Waſſer vermöge des in der Trommel herrſchenden Ueberdrucks getrieben wird.

Die Spannung des Dampfes im Inneren der Trommeln richtet ſich nach der darin zu erzielenden Temperatur, und man wird, da man die Spannung mit Rückſicht auf die beſchränkte Feſtigkeit der gußeiſernen Trommeln in der Regel nicht größer als zu etwa 6 Atmoſphären bemißt, demgemäß im Inneren der Trommeln höchſtens Temperaturen bis zu 160° C. erzielen. Da die Dampfſpannung bei geringer Steigerung der Temperatur ſehr ſchnell wächſt, ſo erkennt man, daß hohe Temperaturen in ſolchen Dampftrommeln überhaupt nicht zu erreichen ſind, man würde beiſpielsweiſe nach der in Th. II, 2 angeführten Tabelle ſchon Dampf von der bedeutenden Spannung von etwa 12 Atmoſphären anwenden müſſen, wenn man eine Temperatur von 188° erzielen wollte.

Wenn es, wie z. B. bei der Herſtellung des Papiers, darauf ankommt, die Temperatur der trocknenden Trommelfläche allmählich zu ſteigern, ſo hat man dies bei der Anwendung mehrerer Trommeln hinter einander durch entſprechende Regulirung der in jeder Trommel ſtattfindenden Dampfſpannung in der Hand, ſobald jede Trommel durch eine beſondere mit Abſperrventil verſehene Zuleitung mit dem Dampfkeſſel in Verbindung ſteht. Man findet aber auch die Anordnung vielfach ſo getroffen, daß derſelbe Dampf nach einander alle einzelnen Trommeln durchſtreicht.

Wollte man derartige Maſchinen mit nur einer Trommel ausführen, ſo müßte, da das zu trocknende Zeug immer während einer beſtimmten, von ſeiner Beſchaffenheit abhängigen Zeit mit dem Trommelumfange in Berührung bleiben muß, entweder der Umfang, alſo der Durchmeſſer der Trommel ſehr groß oder die Umfangsgeſchwindigkeit ſehr klein gewählt werden. Da große Durchmeſſer der Trommeln mit Rückſicht auf genügende Widerſtandsfähigkeit auch große Wandſtärken erfordern, wodurch nicht nur das Eigengewicht vergrößert, ſondern auch der Wärmedurchgang erſchwert wird, und womit auch manche andere Unbequemlichkeit, ſowie eine geringere Sicherheit gegen Exploſionen verbunden iſt, ſo pflegt man nur mäßige Durchmeſſer von etwa 0,8 bis 1 m zu wählen. Die Anzahl der zu verwendenden Trommeln beſtimmt ſich dann nach der erforderlichen Leiſtungsfähigkeit, da man die Geſchwindigkeit der Trommelumfänge, alſo die Länge des in beſtimmter Zeit getrockneten Zeuges, in demſelben Verhältniß, wie die Anzahl der Trommeln vergrößern kann. Bezeichnet wieder t diejenige Zeit, während welcher eine beſtimmte Waare mit geheizter Fläche erfahrungsmäßig in Berührung bleiben muß, um genügend getrocknet zu werden, und iſt d der Durchmeſſer jeder der angewandten n Trommeln, für welche das Umſpannungsverhältniß, d. h. das Verhältniß des von dem Stoffe um-

ſchlungenen zum ganzen Umfange durch α bezeichnet ſein mag, ſo erhält man die Geſchwindigkeit v durch die Beziehung

$$v = \frac{n \alpha \pi d}{t},$$

woraus man erkennt, daß eine Vergrößerung der Trommelzahl unter übrigens gleichen Verhältniſſen die Leiſtungsfähigkeit einer ſolchen Maſchine im geraden Verhältniſſe erhöht. Es beſteht daher hier eine ähnliche Beziehung in Betreff der Trommelzahl, wie ſie für die Rahmtrockenmaſchinen in Bezug auf die Länge der Spannketten gefunden wurde.

Das Umſpannungsverhältniß α wird man natürlich der Einheit möglichſt nahe zu bringen ſuchen durch geeignete Lagerung der Trommeln gegen einander bei mehreren Reihen derſelben oder durch paſſende Anordnung von Führungswalzen bei einer Trommelreihe, und zwar nicht nur, um die Leiſtungsfähigkeit der Maſchine möglichſt groß zu machen, ſondern auch behufs Verringerung des Wärmeverluſtes, wozu jede von der Waare nicht bedeckte Fläche Veranlaſſung giebt. Man wird bei den gewöhnlichen Anordnungen das Umſpannungsverhältniß α zwiſchen 0,7 und 0,8, alſo im Durchſchnitt etwa zu 0,75 annehmen dürfen, und hieraus folgt, daß durchſchnittlich $^1/_4$ des Umfanges aller Walzen Wärme ausſtrahlt, die nicht unmittelbar zum Trocknen der Waare verwendet wird. Der hieraus folgende Wärmeverluſt iſt deswegen erheblich, weil ſelbſtverſtändlich an den betreffenden Stellen die Umkleidung mit ſchlechten Wärmeleitern ausgeſchloſſen iſt, wie eine ſolche für die beiden Stirnflächen jeder Walze zweckmäßig angewandt wird. Wenn man die Stirnflächen der Walzen nicht durch Bekleidung mit ſchlechten Wärmeleitern möglichſt vor Abkühlung ſichert, ſo kann der hieraus entſtehende Wärmeverluſt ſehr beträchtlich ausfallen, und zwar wird derſelbe um ſo größer, je größer der Durchmeſſer d und je kleiner die Breite b der Trommeln iſt, wie folgende Rechnung lehrt.

Bei n Trommeln vom Durchmeſſer d und der Breite b berechnet ſich die trocknende Oberfläche F bei einem Umſpannungsverhältniß α zu

$$F = n \alpha \pi d b,$$

während die einer Ausſtrahlung unterworfene Fläche der beiderſeitigen Stirnwände F_0 durch $F_0 = \frac{n \pi d^2}{2}$ beſtimmt wird. Demnach ergiebt ſich das Verhältniß der verluſtbringenden Fläche F_0 der Stirnwände zu der eigentlich wirkſamen Fläche F der Umfänge zu

$$\frac{F_0}{F} = \frac{d}{2 \alpha b} = \frac{d}{1{,}5\, b}.$$

Es iſt alſo auch mit Rückſicht auf dieſen Wärmeverluſt vortheilhaft, kleine Durchmeſſer zu wählen, und es werden breite Maſchinen,

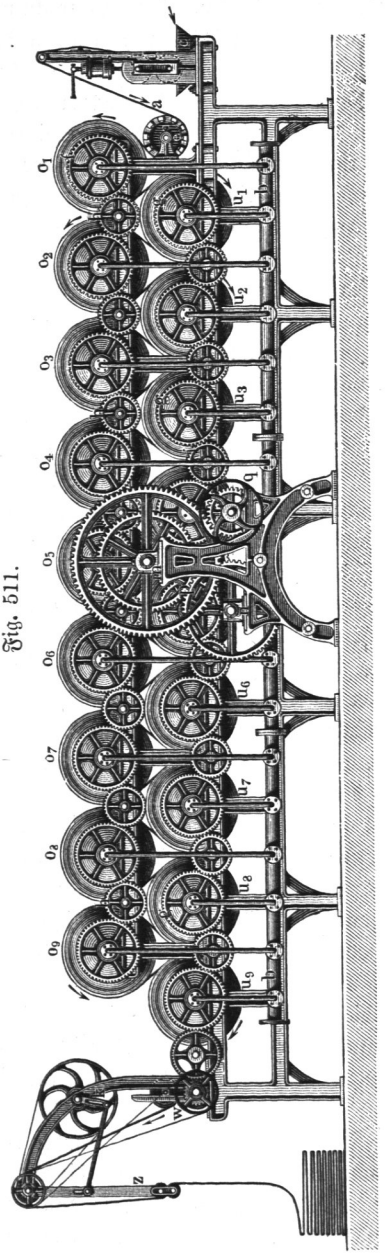


Fig. 511.

etwa für zwei Zeugbreiten, die Wärme beſſer wirkſam machen, als ſchmale.

Daß Trommeln von großem Durchmeſſer wegen ihres beträchtlichen Rauminhaltes größere Verluſte an Wärme ergeben ſollen, als ſolche von kleinerem Durchmeſſer, wie zuweilen behauptet wird, iſt nicht anzunehmen, da es ſich dabei nur um die zur Füllung der Cylinder zu Anfang des Betriebes erforderliche größere Dampfmenge handeln kann, deren Wärmeinhalt für den Betrieb nicht verloren iſt.

Eine Cylindertrockenmaſchine für die Appretur baumwollener Gewebe iſt in Fig. 511 dargeſtellt. In den zu beiden Seiten angebrachten gußeiſernen Rahmengeſtellen ſind 18 Trockencylinder in zwei Reihen über einander ſo angeordnet, daß das bei *a* eingehende Zeug abwechſelnd eine obere und eine untere Walze berührt, ſo daß es die letzte Walze u_9 verläßt, um zwiſchen den Glättwalzen *w* hindurch nach einem pendelnden Legapparate *z* zu gelangen, welcher vermöge der ihm durch die Kurbel *k* ertheilten Schwingungen das getrocknete Zeug in gleichmäßigen Lagen abliefert. Die Figur läßt die horizontale Dampfzuleitungsröhre *b* erkennen, mit welcher alle Trommeln durch Zweigröhren verbunden ſind; eine ähnliche Anordnung iſt auf der entgegengeſetzten Seite

für die Abführung des Niederſchlagswaſſers getroffen. Das zu trocknende Gewebe hat zuvor einen mit der Appreturmaſſe (Stärkebrei) gefüllten Behälter *c* und ein Paar Quetſchwalzen *d* paſſirt und gelangt zu den Trockentrommeln über die Walze *e* hinweg, deren Zweck in einem Ausſtreichen des Zeuges von der Mitte nach beiden Seiten hin beſteht, um die Bildung von Längsfalten zu verhüten. Um dieſen Zweck zu erreichen, erhalten die den Mantel dieſer Walze *e* bildenden Latten eine ſelbſtthätige hin- und zurückgehende Bewegung; die dazu dienende Einrichtung wurde bereits in Th. III, 1, §. 165 beſchrieben.

Die gleichmäßige Umdrehung der Trommeln wird durch die auf deren Axen angebrachten Zahnräder *f* und *g* bewirkt, derart, daß die Räder von je zwei benachbarten Walzen in ein gemeinſchaftliches Zwiſchenrad *h* und *i* eingreifen. Hierdurch wird erreicht, daß alle Walzen derſelben Reihe ſich nach derſelben Richtung umdrehen, ſobald eine einzige Walze in Bewegung geſetzt wird. Zu dem letzteren Zwecke werden die mittleren Walzen o_5 und u_5 durch Triebräder auf den Axen *m* und *n* in Umdrehung geſetzt. Da dieſe beiden Axen durch die beiden gleichen Räder *p* verbunden ſind, ſo erfolgt die Umdrehung der oberen Walzen *o* in dem der Umdrehung der Unterwalzen *u* entgegengeſetzten Sinne, wie dies der Führung des Stoffes um die Walzen entſpricht. Der Antrieb der ganzen Maſchine erfolgt durch einen Riemen auf die Riemenſcheibe *q*, deren Axe durch Zahnräder die Axe *m* bewegt.

Wenn die Zahnräder *f* und *g* auf den einzelnen Trommeln ſämmtlich dieſelbe Zähnezahl erhalten, ſo iſt unter der Vorausſetzung ebenfalls gleicher Trommeldurchmeſſer die Anzugsgeſchwindigkeit für das zu trocknende Zeug überall von derſelben Größe. Da nun die Waare bei dem Trocknen im Allgemeinen das Beſtreben zeigt, ſich der Länge nach zuſammenzuziehen, ſo wird bei der erwähnten Anordnung durchweg gleicher Geſchwindigkeit in dem Stoffe eine gewiſſe Längsſpannung erzeugt, die von der mehr oder minder großen Kraft abhängig iſt, mit welcher die Waare ſich zu verkürzen ſtrebt. Wenn die hieraus hervorgehende Dehnung des Stoffes deſſen Feſtigkeit in unzuläſſigem Grade beeinträchtigen ſollte, wie es bei dem Trocknen des Maſchinenpapiers der Fall iſt, ſo kann man dieſem Uebelſtande theilweiſe dadurch begegnen, daß man die Umfangsgeſchwindigkeit nach dem Ausgangsende der Maſchine hin entſprechend ermäßigt, was bei gleichen Walzendurchmeſſern durch eine geringe Vergrößerung der Zähnezahl für die Räder *f* und *g* erzielt werden kann.

Bei der vorgedachten Maſchine der Fig. 511 mit zwei über einander angeordneten Reihen von Trommeln kommt abwechſelnd die eine und die andere Seite des Zeuges in Berührung mit den Trommelumfängen, ſo daß eine möglichſt gleichmäßige Trocknung erzielt wird. Wenn dagegen nur eine Reihe von Trommeln vorhanden iſt, ſo bedarf es zur Erreichung deſſelben

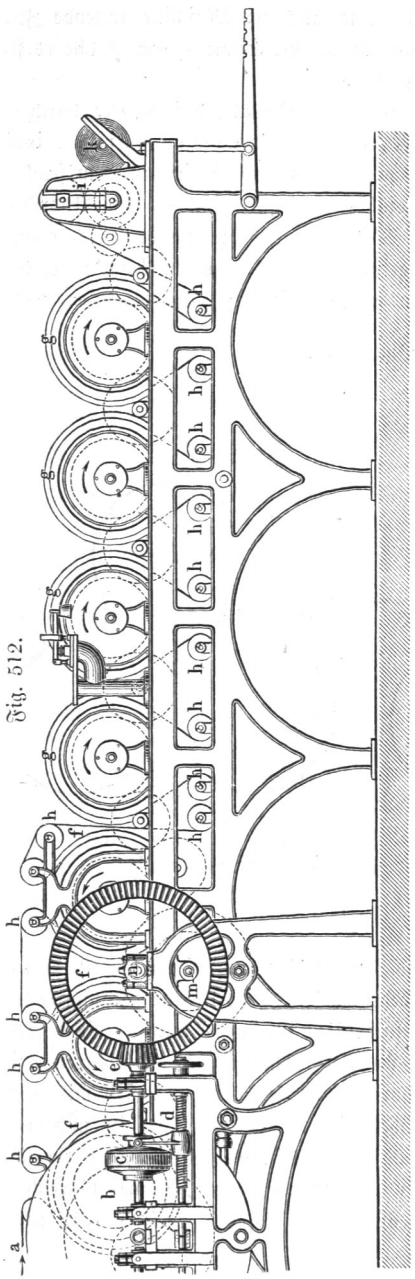


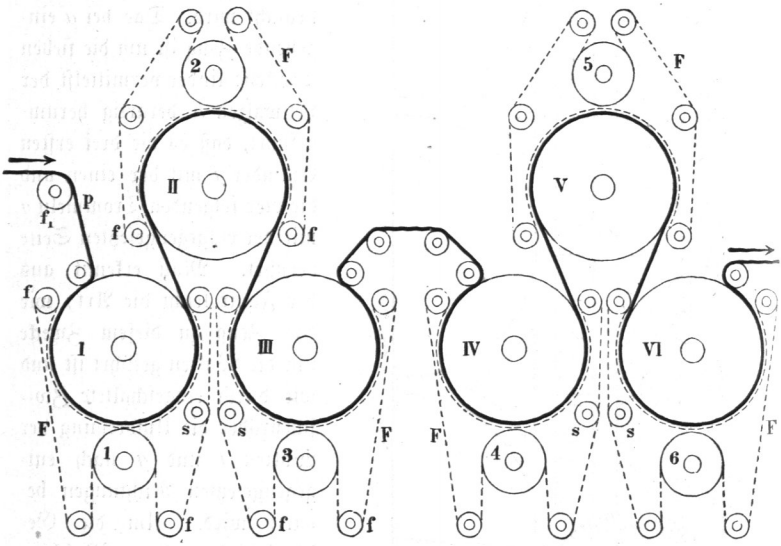
Fig. 512.

Zweckes einer beſonderen Führung des Zeuges um geeignete Leit- oder Führungswalzen, die in dieſem Falle auch ſchon erforderlich ſind, um einen möglichſt großen Theil der Walzenumfänge mit dem Tuche zu umſpannen. In Fig. 512 iſt eine derartige Maſchine dargeſtellt, wie ſie ebenfalls in Appretirungsanſtalten für baumwollene Gewebe gebraucht wird. Das bei *a* eingehende Zeug iſt um die ſieben Trockencylinder vermittelſt der Leitwalzen *h* derartig herumgeführt, daß es die drei erſten Cylinder *f* mit der einen und die vier folgenden Trommeln *g* mit der entgegengeſetzten Seite berührt. Man erkennt aus der Figur leicht die Art, wie das Zeug zu dieſem Zwecke um die Walzen geführt iſt und wie durch eingeſchaltete Zwiſchenräder die Umdrehung der Walzen *f* und *g* nach entgegengeſetzten Richtungen bewirkt wird. Um die Geſchwindigkeit der Maſchine nach der Beſchaffenheit des zu trocknenden Zeuges zu reguliren, dient das bekannte Reibungsgetriebe, aus den beiden Scheiben *b* und *c* beſtehend, von welchen *c* auf ſeiner Axe vermittelſt der Schraubenſpindel *d* verſchoben werden kann. Der Betrieb erfolgt durch die Kegelräder *e* auf die Welle *n*, welche weiter die-

jenige *m* und die Walzen bewegt. Das aus der Maſchine tretende Zeug gelangt zwiſchen den Walzen *i* hindurch auf die Spule *k*, auf welche es ſich in ſpiralförmigen Windungen aufwickelt.

Bei dem Trocknen des Papiers iſt es erforderlich, das letztere durch beſondere wollene oder leinene Tücher, die ſogenannten **Trockenfilze**, innig gegen die Trommelwandungen zu preſſen, da das Papier in dem feuchten Zuſtande nicht genug Widerſtandsfähigkeit beſitzt, um die zum Andrücken nöthige Spannung auszuhalten. Dieſe Trockenfilze werden als endloſe Tücher über geeignete Leitwalzen geführt und es iſt deren Anordnung hinreichend klar aus der Fig. 513 zu erkennen, welche einen Trockenapparat

Fig. 513.



für Papiermaſchinen vorſtellt und dem unten angezeigten Werke[1]) entnommen iſt. In dieſer Figur bedeuten I, II ... VI ſechs Dampftrockencylinder, um welche das Papier *p* ſo geführt iſt, daß es mit der einen Seite die Cylinder I, III, IV und VI der unteren Reihe und mit der anderen Seite die oberen Cylinder II und V berührt. Jeder Trockencylinder iſt mit einem beſonderen Filz *F* verſehen, der über die Walzen *f* geführt iſt und durch Reibung mitgenommen wird. Um dieſe Filze, welche in Folge der Berührung mit dem feuchten Papier Waſſer aufnehmen, immer hinreichend trocken zu erhalten, dienen die ebenfalls mit Dampf geheizten Filztrocken-

[1]) Hoyer, Die Fabrikation des Papiers.

trommeln 1, 2, ... 6, während die mit *s* bezeichneten ſtellbaren Walzen ſtets die genügende Spannung der Filze erhalten ſollen.

Es mag ſchließlich noch bemerkt werden, daß man anſtatt der mit Dampf geheizten Cylinder auch einfache am Umfange durchbrochene Lattentrommeln in Anwendung gebracht hat, über welche das Papier geführt wird, während ein im Inneren jeder Trommel angebrachtes Flügelwerk vermöge ſeiner ſchnellen Umdrehung beſtändig Luft durch das Papier und den Mantel der Trommel hindurchtreibt, ſo daß hierbei das Trocknen bei gewöhnlicher Temperatur ſtattfindet [1]).

Maſchinen zur Abſonderung durch Magnete. Es ſind hier §. 145.
auch diejenigen Apparate und Maſchinen zu erwähnen, welche eine Abſonderung von Eiſen und eiſenhaltigen Erzen von anderen Stoffen mit Hülfe von Magneten bewirken. In den Mahlmühlen wendet man vielfach einfache aus magnetiſchen Schienen, Roſten oder Kämmen beſtehende Apparate an, über die das zu vermahlende Getreide in einem dünnen Strom geführt wird, zu dem Zwecke, etwaige zwiſchen den Körnern vorhandene Eiſentheilchen durch die Magnete zurückzuhalten und dadurch einer Beſchädigung der Walzen vorzubeugen. Die Eiſentheilchen kommen in das Getreide insbeſondere in ſolchen Fällen, in denen ein Binden der Garben mit Eiſendraht vorgenommen wird, von welchem einzelne zurückbleibende Stücke durch die Wirkung der Dreſchmaſchinen zerkleinert werden. Selbſtverſtändlich iſt hier die Menge des abzuſcheidenden Eiſens immer nur gering im Vergleich zu der verarbeiteten Kornmenge, und es genügt daher hierfür meiſt ein einfacher Apparat mit permanenten Stahlmagneten, von denen zeitweiſe die zurückgehaltenen Eiſentheilchen abgenommen wurden.

Wenn es ſich dagegen im Aufbereitungsweſen um die Abſcheidung eiſenhaltiger Erze von anderen nicht eiſenhaltigen handelt, ſo müſſen die zur Anwendung kommenden Maſchinen ſelbſtthätig und ſtetig die Entfernung der von den Magneten angezogenen Theile bewirken. Solche Maſchinen ſind in neuerer Zeit namentlich zur Trennung der Blende von dem beigemengten Spatheiſenſtein angewendet worden, da dieſe beiden Erzarten einen zu geringen Unterſchied des ſpecifiſchen Gewichtes zeigen, um mit Rückſicht hierauf eine Abſonderung durch Setzmaſchinen oder andere der oben beſprochenen Apparate zu ermöglichen. Die Erze werden zu dem Ende nach entſprechender Zerkleinerung und Abſonderung nach der Korngröße einem Röſten ausgeſetzt, bevor ſie der magnetiſchen Scheidung unterliegen.

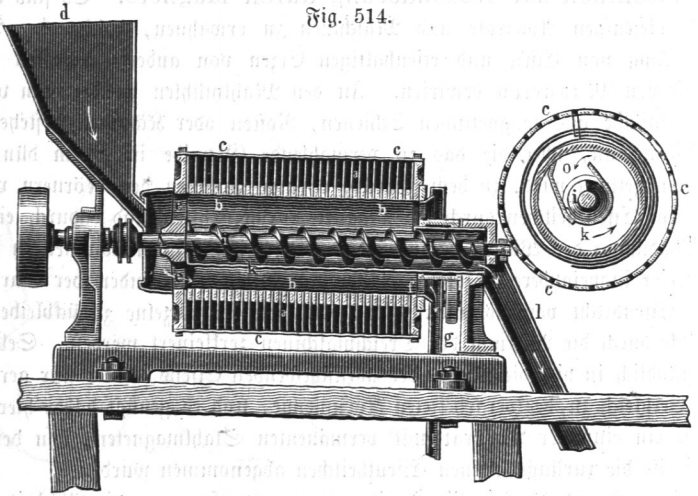
Die zur Verwendung kommenden Maſchinen arbeiten meiſtens mit Walzen, deren Umfang magnetiſch gemacht iſt, ſo daß ſie bei ihrer Umdrehung

[1]) Hoyer, Die Fabrikation des Papiers.

die magnetiſchen Eiſentheile feſthalten, die entweder durch Bürſten abgenommen werden, oder von ſelbſt in Folge ihres Gewichtes abfallen, ſobald die Walzenumfänge an beſtimmter Stelle ihren Magnetismus verlieren. Dieſe letztere Wirkung läßt ſich immer in vergleichsweiſe einfacher Art erreichen, ſobald man nicht permanente Stahlmagnete, ſondern Elektromagnete verwendet, was faſt allgemein gebräuchlich geworden iſt, ſeitdem die Erzeugung von elektriſchen Strömen durch Dynamomaſchinen eine größere Verbreitung erlangt hat.

Die Maſchine von Siemens[1]) iſt durch Fig. 514 veranſchaulicht. Der magnetiſche Apparat beſteht hier aus einer geneigt aufgeſtellten Walze oder

Fig. 514.



Trommel, welche aus vielen ringförmigen Scheiben *a* zuſammengeſetzt iſt, die im Inneren durch Meſſingringe *b* von einander getrennt gehalten, im äußeren Umfange dagegen durch Eiſenſtangen *c* verbunden ſind. Es können daher dieſe Eiſenſcheiben als die Schenkel von eigenthümlich gebildeten Hufeiſenmagneten angeſehen werden, deren ringförmige Pole im Inneren zwiſchen den Meſſingringen gelegen ſind. Durch zwiſchen den Scheiben befindliche Windungen iſolirter Drähte wird die Magnetiſirung hervorgebracht. Die Anzahl der Windungen und ſomit die Stärke des Magnetismus nimmt nach dem tiefer gelegenen Ende hin zu, damit alle Ringe möglichſt an der Scheidung ſich betheiligen und nicht das ganze magnetiſche Material ſofort von den erſten Ringen angezogen wird, was der Fall ſein würde, wenn ſchon die erſten Ringe ſtark magnetiſch wären. Da in Folge dieſer Be-

[1]) Elektrotechniſche Zeitſchrift 1880, S. 322.

wickelung die innere Röhrenfläche aus nahe neben einander befindlichen Nord- und Südpolen beſteht, ſo werden die aus dem Rumpfe d durch die Löcher der Scheibe e einfallenden Erze bei der Umdrehung der Walze geſchieden, indem die magnetiſchen Theile, an den Ringen haftend, von dieſen bei der Drehung mitgenommen werden, während das unmagnetiſche Gut ſich der Länge der Trommel nach durch dieſe bewegt, um durch die Löcher der Scheibe f hindurch nach der Abzugsrinne g zu gelangen. Um die magnetiſchen Theile ebenfalls aus der Trommel heraus zu befördern, dient eine auf der Axe A angebrachte Transportſchnecke i, welche ſich in der feſtliegenden Meſſingröhre k dreht und dadurch das Material, welches in dieſe Röhre durch den oberhalb derſelben angebrachten Schlitz o hineinfällt, nach l befördert. Da der eine Röhrenrand zu einem ſich tangential an das Trommelinnere anſchmiegenden Abſtreicher ausgebildet iſt, ſo wird hierdurch ſelbſtthätig ein ununterbrochenes Abnehmen der von den Ringen mit emporgehobenen Maſſen und eine Beförderung derſelben in die Röhre k bewirkt. Der von einer Dynamomaſchine gelieferte elektriſche Strom iſt in ſolcher Stärke zu verwenden, daß eine möglichſt gute Scheidung erfolgt, was in jedem Falle durch Probiren feſtzuſtellen iſt. Daß eine vollkommene Scheidung des Eiſens von den Zinkerzen durch derartige Maſchinen nicht erreicht werden kann, liegt auf der Hand, da die ausgeſchiedenen Eiſenerztheilchen meiſtens auch etwas Zink und die Blendetheilchen etwas Eiſen enthalten werden. Immerhin haben ſich dieſe und andere magnetiſche Scheidungsmaſchinen mehrfach im Hüttenweſen Eingang verſchafft und ihre Anwendung hat es ermöglicht, noch Erze zugute zu machen, welche ohne die Verwendung ſolcher Maſchinen nicht vortheilhaft verhüttet werden konnten.

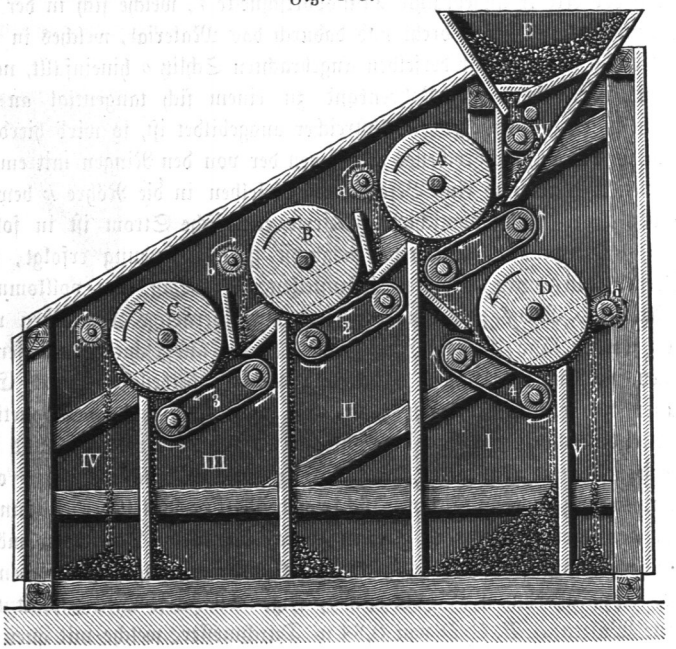
Von den übrigen, zu dem gleichen Zwecke dienenden Maſchinen mögen im Folgenden nur einige von abweichender Anordnung angeführt werden.

Der Apparat von Waſſermann[1]), Fig. 515 (a. f. S.), enthält vier hölzerne Walzen A, B, C, D von 0,34 m Durchmeſſer, welche mit quer zur Axe eingelaſſenen Hufeiſenmagneten armirt ſind, deren Pole einige Millimeter über den Walzenumfang hervorragen. Jede dieſer Walzen dreht ſich über einem Ledertuche ohne Ende 1, 2, 3, 4, welches über Walzen geſpannt iſt und im Sinne der Pfeile eine Bewegung erhält, deren Geſchwindigkeit nur etwa halb ſo groß wie die der Walzenumfänge iſt. Bürſtenwalzen a, b, c, d ſorgen für die Abnahme der an den Magnetpolen haftenden Theilchen. Das aus dem Rumpfe E fallende Erz von 2 bis 3 mm Korngröße gelangt in Folge der Drehung der Speiſewalze W zunächſt auf das Tuch 1, wo es durch die Walze A einer Trennung in magnetiſche Theile, die von

[1]) D. R.-P. Nr. 3749. Oeſterr. Ztſchrft. f. Berg- u. Hüttenweſen 1879, S. 339.

der Bürſte *a* dem Tuche 2 zugewieſen werden und unmagnetiſches Gut unterliegt, das dem Bande 4 zugeht. Auf dem letzteren ſollen die etwa noch vorhandenen Eiſenerztheilchen vermittelſt der Walze *D* abgehoben werden, ſo daß man in *I* möglichſt eiſenfreie Blende erhält. In gleicher Weiſe dienen die Walzen *B* und *C* dazu, die von der Walze *A* angehobene Maſſe noch einer zweimaligen Scheidung zu unterwerfen, um die etwa mechaniſch von der Walze *A* mitgeführten Blendetheilchen noch zu gewinnen.

Fig. 515.



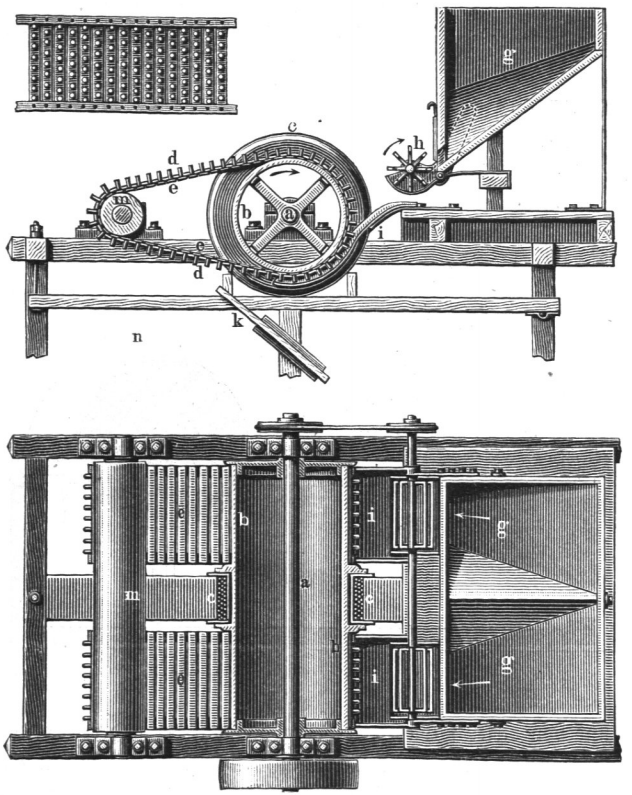
Man erhält demnach in *I*, *II* und *III* Blende, während die magnetiſchen Eiſenerze nach *IV* und *V* gelangen.

Bei der Maſchine von Keßler[1]), Fig. 516, dient als Magnet eine wagerechte eiſerne, mit Meſſingarmen auf ihrer Axe *a* befeſtigte Walze *b*, welche in der Mitte von einer feſtſtehenden, die Drahtwindungen aufnehmenden Spule *c* umgeben iſt. Sobald der von einer Dynamomaſchine kommende elektriſche Strom dieſe Drahtwindungen durchläuft, werden die beiderſeits aus der Spule hervorragenden Theile des eiſernen Mantels zu Magnetpolen, welche auch die Glieder einer endloſen, aus eiſernen Stäben *c*

[1]) D. R.-P. Nr. 33587 u. 36599.

zuſammengeſetzten Kette magnetiſch machen, ſoweit dieſe Stäbe die Trommel berühren. Auch die auf dieſen Stäben *e* angebrachten fingerartigen Eiſenſtifte *d* werden dabei magnetiſch. Wird nun die Trommel *b* in Umdrehung geſetzt und gleichzeitig für eine Zuführung der zu ſcheidenden Maſſe aus dem Rumpfe *g* mittelſt der Speiſewalze *h* geſorgt, ſo durchziehen die eiſernen Finger die auf den Blechboden *i* gelangte Maſſe und nehmen die magne-

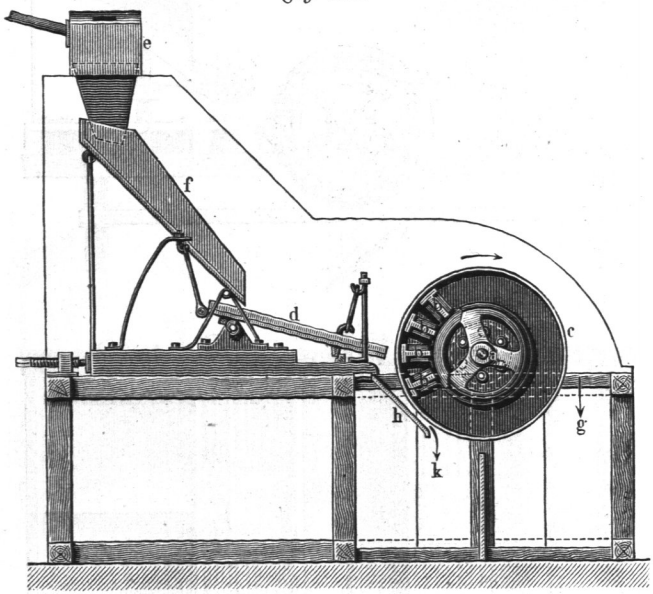
Fig. 516.



tiſchen Theile mit ſich fort, während die unmagnetiſchen auf dem verſtellbaren Brette *k* heruntergleiten. Da die Finger nach dem Verlaſſen der Walze *b* ihren Magnetismus verlieren, ſo fallen die angezogenen Theile zwiſchen *k* und der Spannwalze *m* ab und gelangen in den Raum *n*. Anſtatt der endloſen Kette ſoll man auch eine hohle, mit Stiften verſehene Walze anwenden können, welche von der magnetiſchen Walze an einer Stelle innerlich berührt wird.

Der auf der Grube Friedrichssegen bei Oberlahnſtein arbeitende Scheideapparat[1]), wie er durch Fig. 517 verdeutlicht wird, enthält im Inneren der um ihre Axe *a* drehbaren Meſſingtrommel *c* vier feſtſtehende Elektromagnete *b*, deren Pole dem inneren Trommelumfange möglichſt nahe ſtehen. Das zu ſcheidende, aus Zinkblende und Spatheiſenſtein beſtehende Erz wird der Maſchine aus dem Rumpfe *e* über die Vertheilungstafel *f* und den Rüttelſchuh *d* hinweg zugeführt, während die Meſſingtrommel *c* ſich um die feſtſtehenden Magnete *b* im Sinne des Pfeiles herumdreht. Hierbei werden die Eiſenerze durch die magnetiſche Wirkung gegen die Trommel

Fig. 517.



gepreßt und von dieſer mit emporgehoben, um auf der anderen Seite nach *g* abzufallen, während die Zinkblende unmittelbar auf dem Brette *h* nach *k* gelangt. Es wird angeführt, daß ein ſolcher Apparat auf der genannten Grube in 12 Stunden 24 000 kg Roherze mit 9 bis 12 Proc. Zink- und 20 bis 22 Proc. Eiſengehalt verarbeitet, und eine Trennung dieſer Maſſe in 8000 kg Blende mit 38 bis 40 Proc. Zinkgehalt und 16 000 kg Eiſenerz mit 38 bis 40 Proc. Eiſen- und 10 Proc. Mangangehalt erzielt. Der elektriſche Strom zur Magnetiſirung wird von einer Gramme'ſchen

[1]) D. R.-P. Nr. 24976. Zeitſchrift f. Berg-, Hütten- u. Salinenweſen, Bd. 29, S. 271.

Dynamomaſchine geliefert, die zu ihrem Betriebe eine Pferdekraft erfordert und vier ſolcher Scheideapparate mit Strom zu verſehen vermag.

Es ſcheint nach dem Vorſtehenden nicht nöthig, auf die vielen Apparate[1]) dieſer Art, welche vorgeſchlagen und ausgeführt worden ſind, näher einzugehen, da dieſelben ſich nicht grundſätzlich, ſondern hauptſächlich nur durch die Ausführungsformen von den angeführten unterſcheiden. Daß man derartige Maſchinen auch in Metalldrehereien zur Scheidung der Meſſingdrehſpäne von den Eiſenſpänen verwenden kann, liegt auf der Hand, auch hat man ſie wohl zur Abſcheidung der in der Thomasſchlacke enthaltenen Eiſentheile angewendet, um die zum Vermahlen dieſer Schlacke dienenden Maſchinen vor der ſchnellen Abnutzung zu ſchützen.

[1]) Engineering and Mining Journal 1883, 16. Mai. Berg- u. Hüttenmänniſche Ztg. 1883, S. 454; 1891, S. 142 u. 187. Zeitſchrift d. Ver. deutſch. Ing. 1891, S. 1029.

Viertes Capitel.

Die Maſchinen zur Formgebung durch Materialentnahme.

§. 146. **Allgemeine Uebersicht.** Die in dieſem Capitel zu beſprechenden Maſchinen haben den Zweck, Gegenſtände von beſtimmter Form aus rohen oder in geeigneter Weiſe vorgerichteten Materialſtücken dadurch herzuſtellen, daß beſtimmte Materialtheile in Form von Spänen von der Oberfläche der Arbeitsſtücke abgetrennt werden. Es gehören zu dieſer Gruppe vornehmlich die zur Bearbeitung von Metallen dienenden Werkzeugmaſchinen, wie ſie zur Bearbeitung der durch Gießen oder Schmieden erzeugten Arbeitsſtücke vielfache Verwendung in den Maſchinenbauanſtalten und mechaniſchen Werkſtätten finden, ebenſo wie die Holzbearbeitungsmaſchinen, die aus zugeſchnittenen Holzſtücken verſchiedene Gegenſtände herſtellen ſollen. Dieſe beiden Verwendungsarten ſollen im Folgenden auch ganz beſonders ins Auge gefaßt werden, da der Gebrauch der in Betracht kommenden Maſchinen für andere Materialien, wie z. B. Stein, Horn, Elfenbein u. ſ. w., nur geringere Bedeutung hat und beſondere Eigenthümlichkeiten nicht darbietet.

Alle dieſe Maſchinen arbeiten mit einem Werkzeuge, das trotz aller durch die Beſchaffenheit der zu erzeugenden Flächen bedingten Verſchiedenheit immer auf der Wirkung des Keils beruht, deſſen ſcharfe Kante durch entſprechenden Druck zum Eindringen in das Material veranlaßt wird, ſo daß bei einer Bewegung dieſes Keils relativ gegen das Arbeitsſtück die ſich dieſer Bewegung entgegenſtellenden Materialtheile in Form von Spänen von dem zu bearbeitenden Gegenſtande abgelöſt werden. Dieſe Ablöſung geſchieht dabei je nach der Form und Stellung des zur Wirkung kommenden Keils bei den härteren Materialien, wie die Metalle ſind, mehr durch eine ſchabende als ſchneidende Wirkung, ſo daß hierbei die Schubfeſtigkeit des Materials zu überwinden iſt, während die für Holz und andere weichere Stoffe gebräuchlichen Werkzeuge eine mehr ſchneidende Wirkung unter Auf-

hebung der Spaltfestigkeit des Materials zu äußern haben. Durch die gedachte gegenseitige Bewegung des Werkzeuges gegen das Arbeitsstück entsteht an dem letzteren durch Ablösen der Späne eine von der Form der arbeitenden Kante des Werkzeuges abhängige Furche, Vertiefung oder Aushöhlung, und indem man durch wiederholte oder stetige Versetzung der Werkzeugkante gegen das Arbeitsstück viele solcher Furchen oder Vertiefungen neben einander entstehen läßt, wird schließlich die gewünschte Begrenzungsfläche des Arbeitsstückes hergestellt. Demgemäß kann man die gesammte, von dem Werkzeuge gegen das Arbeitsstück vollführte Bewegung aus zwei Einzelbewegungen zusammengesetzt denken, und zwar aus der Haupt- oder Arbeitsbewegung, vermöge deren der Span abgeschält wird, und aus der zur Versetzung des Werkzeuges dienenden Fortrückungs- oder Schaltbewegung, deren Zweck darin besteht, die Späne in regelmäßiger Aufeinanderfolge neben einander abzuschälen. Schaltbewegung nennt man die letztgedachte deswegen, weil sie für den Fall einer periodischen Versetzung meistens mit Hülfe der bekannten Schalträder ausgeführt wird. Es ist hieraus ersichtlich, daß man die an dem Arbeitsstücke hergestellte Begrenzung als diejenige Fläche bezeichnen kann, welche die Werkzeugkante vermöge der ihr gegen das Arbeitsstück ertheilten Gesammtbewegung beschreibt, oder daß man auch sagen kann, es entstehe an dem Arbeitsstücke die entsprechende Umhüllungsfläche des Werkzeuges.

Was die beiden hier angeführten Bewegungen anbetrifft, so ist festzuhalten, daß es sich dabei nur um die relativen oder gegenseitigen Bewegungen handelt, und es für den beabsichtigten Zweck gleichgültig ist, welche dieser beiden Bewegungen dem Arbeitsstücke oder dem Werkzeuge mitgetheilt wird. Man kann demnach wohl die folgenden Fälle in der Anordnung der zugehörigen Maschinen unterscheiden:

1. das Arbeitsstück macht beide Bewegungen;
2. das Werkzeug macht beide Bewegungen;
3. das Arbeitsstück macht die Arbeitsbewegung, während dem Werkzeuge die Schaltbewegung ertheilt wird, und
4. das Werkzeug erfährt die Arbeitsbewegung und man ertheilt dem Arbeitsstücke die zur Versetzung der Späne erforderliche Schaltbewegung.

Es mag hierzu nur bemerkt werden, daß alle diese Anordnungen bei den in Gebrauch befindlichen Arbeitsmaschinen auch wirklich vorkommen, doch ist auf diese Eintheilung ein besonderes Gewicht deswegen nicht zu legen, weil die Wirkungsart davon nicht abhängt, welchem der beiden Theile man die betreffenden Bewegungen mittheilt, insofern es, wie schon bemerkt wurde, für die Wirkungsweise immer nur auf die relative Bewegung des Werkzeuges gegen das Arbeitsstück ankommt.

Da die Arbeitsbewegung das Ablöſen des Spans bewirkt, ſo iſt erſichtlich, daß die Geſchwindigkeit dieſer Bewegung in erſter Reihe die Größe der Arbeitsleiſtung beſtimmen wird, indem unter der Vorausſetzung eines beſtimmten Spanquerſchnittes die Menge des abgetrennten Spanmaterials im geraden Verhältniſſe zu der Geſchwindigkeit der Arbeitsbewegung ſteht. Man wird die Größe dieſer Geſchwindigkeit daher natürlich immer ſo groß wählen, wie es erfahrungsmäßig mit der Herſtellung einer ſchönen Arbeitsfläche und mit der Dauerhaftigkeit der Werkzeuge verträglich iſt, welche letzteren bei übermäßig großer Geſchwindigkeit ſich ſtark erhitzen und abſtumpfen. Es hängt dieſe Geſchwindigkeit hauptſächlich von der Beſchaffenheit des zu bearbeitenden Materials ab; ſie kann im Allgemeinen um ſo größer gewählt werden, je weicher das Material iſt, zum Theil iſt auch die beſondere Wirkungsart des Werkzeuges darauf von Einfluß. Nähere Angaben ſiehe im folgenden Paragraphen.

Da nach dem Vorſtehenden die Schaltbewegung den Zweck hat, eine ſolche Verſetzung des Werkzeuges gegen das Arbeitsſtück hervorzurufen, daß die einzelnen Späne gleichmäßig neben einander abgetrennt werden, ſo muß dieſe Bewegung immer mit einer ſehr geringen Geſchwindigkeit erfolgen, da es mit Rückſicht auf die beſchränkte Widerſtandsfähigkeit des Werkzeuges ſowohl wie der ganzen Maſchine nur möglich iſt, Späne von geringem Querſchnitte abzutrennen. Es wird daher durch die Fortrückungsbewegung in der zwiſchen zwei auf einander folgenden Schnitten verſtreichenden Zeit eine Verſchiebung des Werkzeuges gegen das Arbeitsſtück bewirkt werden, deren Betrag gleich der in der Verſchiebungsrichtung gemeſſenen Dicke des Spans iſt. Was man hier unter zwei auf einander folgenden Schnitten zu verſtehen hat, wird ſich aus den ſpäteren Bemerkungen ergeben.

Man kann die hierher gehörigen Maſchinen eintheilen in ſolche mit geradliniger und mit kreisförmiger Arbeitsbewegung, wozu ſich folgendes bemerken läßt.

Wenn man dem Werkzeuge gegen das Arbeitsſtück eine geradlinig fortſchreitende Bewegung ertheilt, ſei es, daß dieſe Bewegung auf das Werkzeug bei ruhendem Arbeitsſtücke oder umgekehrt auf das letztere bei ſtillſtehendem Werkzeuge übertragen wird, ſo hebt das Werkzeug, welches in dieſem Falle den Namen Meißel oder Stichel erhält, eine geradlinige Rinne oder Furche aus dem Arbeitsſtücke aus, und es iſt nöthig, nach deren Vollendung dem Stichel die entgegengeſetzte Bewegung gegen das Arbeitsſtück zu ertheilen, um eine neue Furche dicht neben der erzeugten herzuſtellen. Während dieſes Rückganges kann der Stichel eine Wirkung nicht äußern, es ſei denn, daß man ihm vor dem Beginn des Rückganges eine halbe Umdrehung um ſeine eigene Axe ertheile, damit die Schneide ſich auch während des Rückganges in der für die Abtrennung eines Spans erforderlichen Stellung befinde.

Eine ſolche Wendung des Stichels nach erfolgtem Schnitte findet im Allgemeinen nicht ſtatt, es arbeitet vielmehr bei den hierher gehörigen Maſchinen, die man als **Hobelmaſchinen** und **Stoßmaſchinen** bezeichnet, der Stichel nur bei dem Vorgange, während die Rückführung ohne Arbeitsleiſtung erfolgt. Bei dieſen Maſchinen hat man daher den Stichel während eines Hin- und Herganges durch die Schaltbewegung um die Dicke des abzulöſenden Spans zu verſchieben, und es iſt bei dieſen Maſchinen mit geradliniger Arbeitsbewegung allgemein üblich, dieſe Verſtellung periodiſch vor dem jedesmaligen Beginn eines neuen Schnittes vorzunehmen. Wenn man, wie dies bei einer gewiſſen Ausführungsart der Fall iſt, dem Stichel nach vollendetem Schnitte die erwähnte Wendung um 180 Grad ertheilt, ſo muß natürlich die Verſetzung nach jedem Hingange ſowohl, wie nach jedem Rückgange ſtattfinden. In dieſem Falle läßt man auch den Rückgang mit derſelben Geſchwindigkeit wie den Vorwärtsgang erfolgen, während man in dem meiſt gebräuchlichen Falle des leeren Rückganges den letzteren mit einer größeren Geſchwindigkeit vorzunehmen pflegt, als den Vorwärtsgang, um durch die Verkleinerung der ungenutzt verſtreichenden Zeit die Leiſtungsfähigkeit der Maſchine zu erhöhen.

Die Richtung der behufs der Stichelverſetzung angewandten Schaltbewegung ſteht bei allen hier in Betracht kommenden Maſchinen mit geradliniger Arbeitsbewegung ſenkrecht zu dieſer letzteren. Es ergiebt ſich daraus, daß die von dem Stichel erzeugte Fläche eine Ebene ſein muß, ſobald die Schaltbewegung ebenfalls eine geradlinige iſt, daß man dagegen in der hier gedachten Art auch abwickelbare Flächen, wie **Cylinder**, **Kegel**, **gewiſſe Schraubenflächen** u. ſ. w., herſtellen kann, ſobald man eine paſſende Schaltbewegung für die Verſtellung des Stichels in Anwendung bringt.

Das bekannteſte Beiſpiel für die Verwendung einer **kreisförmigen** Arbeitsbewegung bietet die gewöhnliche **Drehbank**, bei welcher das feſtgehaltene Werkzeug, das hier ebenfalls Stichel genannt wird, aus der Oberfläche des Arbeitsſtückes eine ringförmige Furche aushebt. Hierbei iſt es allgemein gebräuchlich, dem Stichel gegen das Arbeitsſtück eine **ununterbrochene Fortrückungsbewegung** zu ertheilen, woraus man erkennt, daß der Stichel auf dem Arbeitsſtücke nicht viele einzelne in ſich zurücklaufende Rinnen, ſondern eine einzige **ſchraubenförmige** Furche mit vielen neben einander gelegenen Gängen ausarbeitet. Die Fortrückungsbewegung ſteht hierbei ebenfalls ſenkrecht auf der Arbeitsbewegung und es geſtattet daher dieſe Anordnung die Erzeugung von irgendwie geſtalteten **Umdrehungsflächen**, wie ſie erzeugt gedacht werden können, wenn man ſich die Bahn, die das Werkzeug vermöge der Schaltbewegung zurücklegt, als eine Erzeugungslinie um die Axe der rotirenden Arbeitsbewegung herum-

geführt denkt. Es entſtehen auf dieſe Art beiſpielsweiſe cylindriſche, kegelförmige oder ebene Flächen, je nachdem die Fortrückbewegung parallel zur Drehaxe gerichtet iſt oder dieſe unter einem ſchiefen und bezw. unter einem rechten Winkel ſchneidet. Wollte man die Fortrückung des Stichels in einer zur Drehaxe windſchiefen Geraden vornehmen, ſo würde das Arbeitsſtück die Form des zugehörigen Umdrehungshyperboloids annehmen. Bei einigen der hierher gehörenden Maſchinen hat man noch eine beſondere Mannigfaltigkeit der herſtellbaren Formen dadurch erzielt, daß man die Drehaxe der Arbeitsbewegung nicht wie bei der gewöhnlichen Drehbank unwandelbar feſt lagert, ſondern dieſer eine nach beſtimmtem Geſetze erfolgende Verſetzung ertheilt; hierauf gründet ſich die Herſtellung *ovaler* und verſchiedener ſogenannter *unrunder* Gegenſtände, wie ſie beiſpielsweiſe als Gewehrſchäfte, Schuhleiſten u. ſ. w. vorkommen.

Die vorſtehenden Bemerkungen gelten nicht nur für die Bearbeitung maſſiver ſtab- oder ſcheibenförmiger Arbeitsſtücke auf deren äußerer Oberfläche, ſondern ebenſo für das *Ausdrehen hohler* und das *Ausbohren röhrenförmiger Körper*, und es macht auch keinen weſentlichen Unterſchied, ob die Arbeitsbewegung, wie bei den gewöhnlichen Drehbänken üblich iſt, dem Arbeitsſtücke mitgetheilt wird, oder ob man das Werkzeug in Umdrehung ſetzt, und das Arbeitsſtück undrehbar befeſtigt. Die letztere Anordnung findet ſich ziemlich allgemein bei den zum Ausbohren cylindriſcher Höhlungen gebräuchlichen Bohrwerken, den ſogenannten *Cylinderbohrmaſchinen*, bei denen das aus einem oder mehreren Sticheln beſtehende Werkzeug um eine Axe gedreht und gleichzeitig längs derſelben einer Verſchiebung behufs der Verſetzung des Spans unterworfen wird.

Die eigentlichen *Bohrmaſchinen* unterſcheiden ſich von den vorgedachten Cylinderbohrmaſchinen dadurch, daß ſie cylindriſche Löcher oder Höhlungen in maſſiven Arbeitsſtücken erzeugen ſollen, während den letztgenannten Maſchinen das Ausarbeiten ſchon vorhandener Höhlungen obliegt. Zu dieſem Zwecke muß das Werkzeug der Bohrmaſchinen, der ſogenannte *Bohrer*, mit einer Schneide verſehen ſein, die von ſeiner Drehaxe bis an den Umfang des zu erzeugenden Loches reicht, wobei man zur Vermeidung einer einſeitigen Wirkung dieſe Schneide zu beiden Seiten der Bohreraxe ſymmetriſch anordnet, ſo daß bei der Umdrehung des Bohrers ſich der Schnitt am *Grunde* der entſtehenden cylindriſchen Höhlung diametral über die *ganze Breite* derſelben erſtreckt. Die Fortrückung des Bohrers geſchieht bei dem eigentlichen Lochbohren immer in der Richtung der Drehaxe, und faſt in allen Fällen in ſtetiger Bewegung, woraus ſich ergiebt, daß die in der Richtung der Bohreraxe gemeſſene Dicke des Spans gleich derjenigen Größe iſt, um welche die Fortrückung während einer *halben* Umdrehung des Bohrers ſtattfindet. In den meiſten Fällen ertheilt man dieſe

Fortrückungsbewegung dem Bohrer, nur ſelten wird das Arbeitsſtück gegen den Bohrer bewegt.

Wenn man dem rotirenden Bohrer eine Fortrückbewegung in gerader Linie *ſenkrecht* zu ſeiner Drehaxe mittheilt, ſo entſteht in dem Arbeitsſtücke eine geradlinige Furche oder *Nuth* von einer Breite gleich der des Bohrers und einer Tiefe gleich der Dicke des Spans, welche Tiefe man beliebig vergrößern kann, wenn man den Bohrer wiederholt hin- und zurückführt und ihn vor jedesmaliger Umkehr um die Dicke eines neuen Spans nach der Richtung ſeiner Axe verſchiebt. In dieſer Weiſe arbeiten die ſogenannten *Langlochbohrmaſchinen*, wie ſie zur Herſtellung von Nuthen oder Schlitzen verwendet werden, die zwar in der Regel eine geradlinige Erſtreckung haben, welche man aber ebenſo gut in anderer Form erzeugen kann, ſobald man nur die zur Axe ſenkrechte Verſchiebung des Bohrers in paſſender Art vornimmt.

Die zuletzt gedachte Wirkung des Bohrers in den Langlochbohrmaſchinen hat ſchon eine gewiſſe Aehnlichkeit mit derjenigen der ſogenannten *Fräſen*, unter welchen man im Allgemeinen Umdrehungskörper verſteht, die an ihrer Oberfläche eine größere Anzahl ringsum gleichmäßig vertheilter Schneidkanten tragen. Wird eine ſolche Fräſe in ſchnelle Umdrehung geſetzt, ſo nehmen die gedachten Schneiden von dem dargebotenen Arbeitsſtücke das ihnen im Wege befindliche Material in Geſtalt feiner Späne fort, ſo daß das Arbeitsſtück an der bearbeiteten Stelle eine die Fräſe berührende Hohlform annimmt. Die zur ununterbrochenen Arbeit erforderliche Fortrückbewegung, welche ebenſowohl dem Arbeitsſtücke wie der Fräſe mitgetheilt werden kann, findet hierbei in der Regel ſtetig und in einer Richtung ſenkrecht zur Fräſenaxe ſtatt, während eine Verſetzung nach der Axenrichtung meiſt nur herbeigeführt wird, um nach einem vollbrachten Schnitte eine neue Schicht abzufräſen. Wenn man bei einer Fräſe die Fortrückbewegung ſtetig nach der Axenrichtung vornimmt, ſo ſtimmt die Wirkung im Weſentlichen mit derjenigen der gewöhnlichen Lochbohrmaſchinen überein, und man erhält als das Ergebniß der Arbeit eine von der Form der Fräſe abhängige Höhlung oder Vertiefung.

Da die durch Fräſen herſtellbaren Flächen ſowohl durch die Geſtalt der Fräſen wie auch durch die Bahn der Fortrückung beliebig verändert werden können, ſo gewähren die Fräſen ein vergleichsweiſe bequemes und vielfach zur Verwendung kommendes Mittel zur Bearbeitung der verſchiedenſten Gegenſtände aus Metall und Holz; die Hobelmaſchinen für Holz beruhen ausſchließlich auf der Verwendung von rotirenden *Meſſerköpfen*, deren Wirkung mit derjenigen der Fräſen der Hauptſache nach übereinſtimmt.

Bezeichnet man durch w die Fortrückung der Fräſe während einer Umdrehung der letzteren, und hat dieſe ringsum z ſchneidende Kanten, ſo ergiebt ſich eine Dicke der abgelöſten Späne, nach der Richtung der Fortrückung gemeſſen, gleich $\frac{w}{z}$, und da w im Allgemeinen ſehr gering und die Zähnezahl z in der Regel ziemlich groß gewählt wird, ſo folgt hieraus, daß die Fräſen das Material in Form ſehr feiner Späne abtrennen, womit die Erzeugung ſehr glatter Flächen in Verbindung ſteht, wie dies etwa bei der Bearbeitung der Gegenſtände mit den bekannten Handfeilen der Fall iſt, deren Arbeit zu erſetzen die Fräſen daher beſonders geeignet ſind.

Wenn man anſtatt der aus Stahl gebildeten, mit mehr oder weniger feinen Zähnen verſehenen Fräſen Umdrehungskörper aus einem mehr oder minder harten Material, wie z. B. Sandſtein oder Schmirgel, verwendet, ſo erhält man bei einem in gleicher Art wie bei den Fräſen angewandten Betriebe Arbeitsflächen, die ſich durch beſondere Schönheit und Glätte auszeichnen, indem hierbei die einzelnen kleinen an dem Werkzeuge in Folge der natürlichen Rauhigkeit des Materials vorhandenen Hervorragungen wie ebenſo viele feine Zähne wirken, die bei ihrer ſchnellen Bewegung die ihnen im Wege ſtehenden Materialtheilchen des Arbeitsſtückes wegſtoßen. Die hierbei zur Verwendung kommenden *Schleifmaſchinen* werden nicht nur zur Darſtellung der glatteſten Flächen in Gebrauch genommen, ſondern ſie dienen insbeſondere auch für die Bearbeitung der härteſten Stoffe, wie Glas und ſolcher Gegenſtände, die vermöge ihrer geringen Widerſtandsfähigkeit nur eine äußerſt zarte Behandlung durch das Abſtoßen der feinſten Späne geſtatten. Als ein Beiſpiel hierfür können die aus feinen Drahthäkchen beſtehenden *Kratzenbeſchläge* gewiſſer in den Spinnereien gebräuchlichen Maſchinen angeführt werden. Streng genommen wären hierbei auch die zum *Poliren* von allerlei Gegenſtänden gebräuchlichen Maſchinen anzuführen, da auch das durch dieſelben bewirkte Poliren harter Stoffe weſentlich auf dem Abſtoßen äußerſt feiner Maſſentheilchen beruht, doch dürften die letzteren Maſchinen wegen ihres in der *Vollendung* der *Oberfläche* beſtehenden Zweckes, und ſofern ihre Einrichtung, wie z. B. bei den Polirtrommeln, eine von den der hier betrachteten Maſchinen weſentlich abweichende iſt, paſſend als zur Gruppe 9 der Maſchinen zur *Oberflächenbearbeitung* gehörig anzuſehen ſein, ebenſo durften die in Capitel I angeführten Schleifmaſchinen zur Erzeugung von *Holzſtoff* dort angeführt werden, indem der Zweck derſelben nicht ſowohl in einer Bearbeitung der Holzſtücke als vielmehr in der Erzeugung des entſtehenden Abſchliffes, alſo weſentlich in einer *Zerkleinerung* zu erkennen iſt.

Werkzeugmaschinen im Allgemeinen. Entsprechend dem vorstehend angegebenen Zwecke der Werkzeugmaschinen, der in der Herstellung von Gegenständen ganz bestimmter Form aus rohen Arbeitsstücken besteht, kommt es bei diesen Maschinen in erster Reihe darauf an, die Anordnung so zu treffen, daß diese Formen in möglichster Vollkommenheit wirklich erzeugt werden können. Hierzu ist vor allen Dingen eine thunlichst feste und sichere Unterstützung bezw. Befestigung sowohl des Arbeitsstückes wie auch des Werkzeuges anzustreben, und es sind die zur Arbeitsleistung erforderlichen Bewegungen dieser Theile in genau vorgeschriebenen Bahnen vorzunehmen. Um diese Zwecke zu erreichen, sind die unterstützenden Gestelle und sonstigen Maschinentheile in derartig kräftigen Abmessungen und Formen zu gestalten, daß dieselben möglichst widerstandsfähig sind, damit sie unter dem Einflusse der darauf wirkenden Kräfte Erzitterungen und Schwingungen in merklicher Art nicht unterliegen. Es wird hierzu im Allgemeinen nicht genügen, die Abmessungen dieser Maschinentheile lediglich mit Rücksicht auf ihre *Bruchsicherheit* zu bestimmen, sondern es muß meist eine über das dadurch gebotene Maß hinausgehende Anhäufung von Massen stattfinden, weil gerade durch die *Massenwirkung* in der geeignetsten Weise die Schwingungen herabgezogen werden können. Aus demselben Grunde wird für ein gehörig *sicheres Fundament* von genügender Masse zu sorgen sein, mit welchem schwerere Maschinen fest zu verbinden sind, während bei Maschinen, die nur geringeren Kräften unterworfen sind, und die nur mit mäßigen Geschwindigkeiten betrieben werden, in der Regel durch das Eigengewicht der frei auf das Fundament gestellten Maschinen die genügende Standfähigkeit erzielt werden kann. Daß man daher auch nur die leichteren Maschinen, wie z. B. kleine Drehbänke, in den oberen Etagen der Fabrikgebäude aufstellen und alle schweren Maschinen zu ebener Erde und nicht über Kellergewölben anbringen wird, ist von selbst klar. Im Allgemeinen wird man sagen können, daß die mit einer Werkzeugmaschine zu erreichende Genauigkeit unter sonst gleichen Verhältnissen um so größer sein wird, je massiger die einzelnen Theile, insbesondere die Gestelle ausgeführt sind, unter der Voraussetzung einer zweckmäßigen Vertheilung des Materials natürlich, wie sie sich aus den Anstrengungen der einzelnen Theile während der Arbeit ergiebt. §. 147.

Die in Bewegung zu versetzenden Theile der Werkzeugmaschinen bedürfen, damit die beabsichtigte Bewegung in möglichster Reinheit eintrete, einer sehr sorgfältigen *Lagerung* und *Führung*, wobei ganz besonders darauf zu achten ist, daß ein durch den Verschleiß veranlaßter sogenannter *todter Gang* möglichst nicht eintrete, oder, wenn er sich eingestellt haben sollte, durch geeignete Nachstellvorrichtungen wieder zu beseitigen sei. Daß durch die Wirksamkeit solcher Nachstellvorrichtungen die richtige Lage der betreffenden

Theile nicht beeinträchtigt werden darf, daß beiſpielsweiſe eine Drehbankſpindel durch etwaiges Verſtellen ihrer Lager nicht aus der Axe der Drehbank heraustreten darf, iſt eine Anforderung, mit welcher die Genauigkeit der erreichbaren Arbeit in engem Zuſammenhange ſteht. Am beſten wird man einem todten Gange oder einer durch den Verſchleiß einzelner Theile herbeigeführten ſchlotternden Bewegung dadurch zuvorkommen, daß man jene Theile nicht nur aus ſehr widerſtandsfähigem Material, z. B. aus gehärtetem Stahl, ausführt, ſondern auch die zur Unterſtützung dienenden Auflagerflächen möglichſt groß macht, ſo daß der auf jede Flächeneinheit entfallende Auflagerdruck entſprechend klein wird.

Von weſentlichem Einfluß auf die gute Wirkung aller Werkzeugmaſchinen iſt natürlich die Verwendung vorzüglicher Werkzeuge, weil durch deren zweckmäßige Anordnung und gute Schärfung nicht nur der zum Betriebe erforderliche Kraftbedarf auf ein möglichſt geringes Maß herabgezogen wird, ſondern weil dabei auch die auf die einzelnen Theile wirkenden Kräfte thunlichſt klein ausfallen, womit wiederum geringere Erzitterungen dieſer Theile und die Erzeugung ſchönerer Arbeit in Verbindung ſteht. Ueber die Grundſätze, wonach die einzelnen Werkzeuge mit Rückſicht auf möglichſte Verringerung des von ihnen zu überwindenden Widerſtandes auszuführen ſind, wird bei den einzelnen Maſchinen das Nähere angeführt werden.

Was die Geſchwindigkeiten der einzelnen Arbeitsmaſchinen anbetrifft, ſo wird indeſſen bei deren Bemeſſung nicht die Rückſicht auf den kleinſtmöglichen Arbeitsaufwand in erſter Reihe maßgebend ſein können, weil dieſe Rückſicht im Allgemeinen ſo kleine Geſchwindigkeiten erfordern würde, daß die Leiſtungsfähigkeit der Maſchinen auch nur entſprechend gering ſein würde. Denn da zu dem Betriebe der Werkzeugmaſchinen immer ein erheblicher Betrag menſchlicher Handarbeit nöthig iſt, deren Beſchaffung mit beträchtlichen Koſten für Arbeitslöhne u. ſ. w. verknüpft iſt, und weil gegen dieſe Koſten und die für Herſtellung, Unterhaltung und für den geſammten Betrieb der betreffenden Werkſtätten zu machenden Aufwendungen die Koſten der Betriebskraft in faſt allen Fällen nur gering ſind, ſo muß bei der Feſtſtellung der Geſchwindigkeiten die Rückſicht auf einen möglichſt wirthſchaftlichen Betrieb der ganzen Werkſtätte einerſeits und auf die Erzeugung vorzüglicher Arbeit andererſeits von hervorragender Bedeutung ſein. Man wird daher die Geſchwindigkeiten ſo groß wählen, wie dieſelben überhaupt noch gewählt werden können, ohne dadurch die Schönheit und Genauigkeit der zu erzeugenden Bearbeitungsflächen zu beeinträchtigen. Dieſe vortheilhafteſten Geſchwindigkeiten werden demnach nicht nur von der beſonderen Wirkungsart der einzelnen Werkzeuge, ſondern vornehmlich von den Eigenſchaften der zu bearbeitenden Stoffe abhängen, und ſie können nur auf Grund von vielfach damit gemachten Erfahrungen feſtgeſtellt werden. Als einen ungefähren Anhalt für die nach

dem Vorbemerkten vortheilhaftesten Geschwindigkeiten der Werkzeugmaschinen kann die folgende, dem Werke von Hart über Werkzeugmaschinen[1]) entnommene Zusammenstellung dienen.

Bezeichnung der Maschine	Material	Arbeitsgeschwindigkeit in Millimetern für 1 Secunde	Fortrückung in Millimetern für 1 Umdreh. oder 1 Schnitt
Kleine Drehbänke . . .	Schmiedeisen . . .	90 — 100	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$
„ „ . . .	Gußeisen	80 — 90	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$
„ „ . . .	Stahl	40 — 50	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$
„ „ . . .	Messing, Bronze . .	160 — 200	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$
„ „ . . .	Holz	300 — 400	$\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$
Große Drehbänke . . .	desgl.	desgl.	$\frac{1}{3}$ — 1
Plan- u. Räderdrehbänke	desgl.	desgl.	$\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{2}$
Walzendrehbänke . . .	Hartguß	30 — 40	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{3}$
Vertical-Bohrmaschinen	Schmiedeisen . . .	70 — 80	$\frac{1}{12}$ — $\frac{1}{4}$
„ „	Gußeisen	60 — 70	$\frac{1}{12}$ — $\frac{1}{4}$
„ „	Stahl	30 — 40	$\frac{1}{12}$ — $\frac{1}{4}$
„ „	Messing, Bronze . .	100 — 120	$\frac{1}{12}$ — $\frac{1}{4}$
„ „	Holz	250 — 300	$\frac{1}{12}$ — $\frac{1}{4}$
Horizont.-Bohrmaschinen	desgl.	desgl.	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
Langloch-Bohrmaschinen	desgl.	desgl.	Länge $\frac{1}{4}$—$\frac{4}{5}$ Tiefe $\frac{1}{10}$—$\frac{2}{5}$
Cylinder-Bohrmaschinen	Schmiedeisen . . .	60 — 70	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „	Gußeisen	50 — 60	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „	Stahl	25 — 35	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „	Messing, Bronze . .	90 — 100	$\frac{1}{4}$ — 1
Kleine Hobelmaschinen .	Guß- u. Schmiedeisen	90 — 100 Rückgang 2fach	$\frac{1}{4}$ — $1\frac{1}{4}$
Große Hobelmaschinen .	„ „	80 — 90 Rückg. $2\frac{1}{2}$—3f.	$\frac{1}{2}$ — $2\frac{1}{2}$
Kleine Shapingmaschinen	Schmiedeisen . . .	150 — 170	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „	Gußeisen	130 — 150	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „	Stahl	80 — 100	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „	Messing, Bronze . .	180 — 220	$\frac{1}{4}$ — 1

[1]) J. Hart, Die Werkzeugmaschinen f. d. Maschinenbau zur Metall- und Holzbearbeitung. München 1879.

Bezeichnung der Maschine	Material	Arbeits-geschwindigkeit in Millimetern für 1 Secunde	Fortrückung in Millimetern für 1 Umdreh. oder 1 Schnitt
Große Shapingmaschinen	Schmiedeisen . . .	130 — 150	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „	Gußeisen	110 — 130	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „	Stahl	70 — 90	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „	Messing, Bronze . .	160 — 220 Rückg. $1\frac{1}{3}$–$1\frac{1}{2}$ f.	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
Kleine Stoßmaschinen .	Schmiedeisen . . .	120 — 140	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „ .	Gußeisen	100 — 120	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „ .	Stahl	80 — 90	$\frac{1}{4}$ — 1
„ „ .	Messing, Bronze . .	140 — 160	$\frac{1}{4}$ — 1
Große Stoßmaschinen .	Schmiedeisen . . .	110 — 130	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „ .	Gußeisen	90 — 110	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „ .	Stahl	75 — 85	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
„ „ .	Messing, Bronze . .	130 — 150 Rückg. $1\frac{1}{3}$–$1\frac{1}{2}$ f.	$\frac{1}{3}$ — $1\frac{1}{2}$
Fräsmasch. m. Frässcheibe	Schmiedeisen . . .	150 — 180	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
„ „ „	Gußeisen	180 — 200	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
Fräsmasch. m. Messerkopf	Guß- u. Schmiedeisen	200 — 250	$\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{2}$
Räderfräsmaschinen . .	„ „ „	300 — 400	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
„ . .	Holz	4000 — 5000	$\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{2}$
Schraubenschneidmasch. .	Schmiedeisen u. Stahl	25 — 35	—
Holz- u. Modelldrehbänke	Holz	400 — 600	$\frac{1}{4}$ — $1\frac{1}{4}$
Holzbohrmaschinen . .	„	300 — 400	$\frac{1}{4}$ — 1
Holzhobelmaschinen . .	„	15 — 20 m	$\frac{3}{4}$ — $1\frac{1}{2}$
Holzfräsmaschinen . . .	„	8 — 10 m	$\frac{1}{4}$ — $\frac{3}{4}$
Zapfenschneid- u. Schlitz-maschinen	„	12 — 16 m	$\frac{1}{4}$ — $1\frac{1}{4}$
Gattersägen	„	$2\frac{1}{2}$ — 3 m	$1\frac{1}{2}$ — 3
Kreissägen	„	20 — 30 m	—
Bandsägen	„	10 — 12 m	—

Der Betrieb der in einer Werkstätte befindlichen Werkzeugmaschinen erfolgt der Regel nach von einer gemeinsamen Betriebswelle, und zwar fast immer durch Riemen, weil durch diese die Bewegung in der bequemsten Weise auf die in mehr oder minder großer Entfernung von einander aufgestellten Maschinen übertragen werden kann, und die Bewegung eine gleich-

mäßigere iſt, als durch Zahnräderübertragungen erreichbar wäre. Die letzteren finden zwar eine ausgedehnte Anwendung, doch immer nur innerhalb der einzelnen Maſchinen, indem nämlich die betreffenden Zahnradgetriebe in den Maſchinen ſelbſt als weſentliche Theile derſelben vorkommen, wo ſie zur Erzielung der langſameren Bewegungen nicht zu umgehen ſind. Jedenfalls wird man immer auf möglichſt ſorgfältige Ausführung der Zahnräder Werth zu legen haben, und nur Räder anwenden, deren Zähne durch Fräſen auf Räderſchneidmaſchinen hergeſtellt worden ſind.

Damit die von der Hauptbetriebswelle nach den einzelnen Werkzeugmaſchinen geführten Riemen den Raum in der Werkſtätte nicht in unzuläſſiger Art beengen, lagert man die Hauptwelle ſtets oberhalb und bewirkt die Uebertragung der Bewegung in der Regel durch Vermittelung einer ebenfalls oberhalb aufgehängten Vorgelegswelle, des ſogenannten Deckenvorgeleges. Indem dieſe Vorgelegswelle neben der feſt auf ihr befindlichen Antriebsriemſcheibe eine Los- oder Leerſcheibe erhält, iſt eine Ausrückung des Betriebes durch Verſetzung des Riemens auf dieſe Leerſcheibe jederzeit ermöglicht. Von der Vorgelegswelle aus erfolgt der Antrieb auf diejenigen Maſchinen, welche, wie die Drehbänke und Bohrmaſchinen, je nach dem Durchmeſſer der bearbeiteten Umdrehungsfläche mit verſchieden großer Umdrehungsgeſchwindigkeit bewegt werden müſſen, durch Vermittelung der aus Theil III, 1 bekannten Stufenſcheiben.

Die einzelnen, bei den Werkzeugmaſchinen zur Verwendung kommenden Getriebe ſind größtentheils ebenfalls aus Theil III, 1 bekannt, ſo daß hierauf an den entſprechenden Stellen verwieſen werden kann; nur gewiſſe Getriebe, wie z. B. die Umſteuerungsvorrichtungen der Hobelmaſchinen, werden eine beſondere Erläuterung nöthig machen.

Die Anwendung von Schwungrädern findet ſich im Allgemeinen nur bei den Werkzeugmaſchinen mit hin- und wiederkehrender Bewegung, die mittelſt eines Kurbelgetriebes dieſe Bewegung erlangen, ſo namentlich bei gewiſſen Arten von Hobelmaſchinen, während bei den Maſchinen mit rotirender Arbeitsbewegung wegen des gleichmäßigen Widerſtandes beſondere Schwungmaſſen in der Regel nicht zur Anwendung kommen. Die Betreibung der hier zu betrachtenden Arbeitsmaſchinen durch beſondere, mit dieſen Maſchinen vereinigte Dampfmaſchinen, wie ſie wohl für große Scheren oder Sägen zuweilen vorkommt, iſt im Allgemeinen nicht gebräuchlich.

Die Ermittelung der für eine Werkzeugmaſchine erforderliche Betriebskraft iſt nur auf Grund von Erfahrungen und Verſuchen mit einiger Annäherung vorzunehmen, da die aus der Beſchaffenheit des bearbeiteten Materials, ſowie aus der Wirkungsweiſe des Werkzeuges und der Einrichtung der Maſchine ſich ergebenden Einflüſſe ſich einer rechneriſchen Behandlung entziehen. Im Allgemeinen kann man annehmen, daß der aus der eigent-

lichen Arbeitswirkung folgende Widerſtand unter ſonſt gleichen Umſtänden im geraden Verhältniſſe zu der Menge des in beſtimmter Zeit abgelöſten Spanmaterials ſteht, ſo daß man dieſen der eigentlichen Nutzleiſtung zugehörigen Arbeitsbetrag durch $L_n = a\,Q$ ausdrücken kann, wenn Q das Gewicht der in der Zeiteinheit erzeugten Späne und a eine Erfahrungszahl vorſtellt, die ſowohl von der Art der Maſchine wie von der Beſchaffenheit des Arbeitsſtoffes abhängt. Außer dieſem Nutzwiderſtande ſind aber natürlich noch die ſchädlichen Widerſtände der Reibung u. ſ. w. zu überwinden, wie ſie zwiſchen den einzelnen Getriebetheilen auftreten. Man pflegt hierbei wohl einen Unterſchied zwiſchen den ſchädlichen Widerſtänden des Leerganges und den während des Arbeitsvorganges in Folge der dabei ausgeübten Druckkräfte auftretenden Reibungen zu machen, und nimmt dann die letzteren in der Regel proportional mit der Nutzarbeit an, während man den Widerſtand der leer gehenden Maſchine durch einen conſtanten Werth berückſichtigt, deſſen Größe man für jede einzelne Maſchine durch Verſuche feſtſtellen kann. Hiernach würde man für den Arbeitsaufwand einer Werkzeugmaſchine im Allgemeinen einen Ausdruck von der Form

$$L = (1 + m)\,a\,Q + b$$

aufzuſtellen haben, worin b dem Leergangswiderſtande entſpricht und m das Verhältniß angiebt, in welchem die in Folge der Nutzarbeit $a\,Q$ neu hinzutretenden ſchädlichen Widerſtände zu jener Nutzarbeit ſtehen. Ueber die Größe der zum Betriebe der einzelnen Maſchinen erforderlichen Arbeit ſollen an den betreffenden Stellen nähere Angaben gemacht werden.

Bei denjenigen Maſchinen, welche, wie die Hobelmaſchinen, abwechſelnd nur während des Vorganges nützliche Arbeit verrichten, um darauf den Rückgang leer zu vollführen, hat man den Arbeitsbedarf für den Vorwärtsgang und für den Rückgang geſondert zu beſtimmen, und die Summe von beiden in Rechnung zu bringen.

Bei einer größeren Anzahl von gleichzeitig betriebenen Maſchinen, wie ſie in den bezüglichen Werkſtätten neben einander vorzukommen pflegen, iſt es nicht nöthig, die für alle dieſe Maſchinen erforderliche Betriebskraft der Summe der für alle einzelnen ermittelten gleich zu ſetzen, da niemals alle dieſe Maſchinen zu gleicher Zeit in Thätigkeit ſein werden. Da nämlich der Betrieb jeder Werkzeugmaſchine durch gewiſſe Pauſen unterbrochen wird, während deren ein Stillſtand zum Aufbringen, Vorrichten, Abnehmen u. ſ. w. des Arbeitsſtückes nöthig iſt, ſo ergiebt ſich hieraus, daß von einer größeren Anzahl neben einander aufgeſtellter Werkzeugmaſchinen immer nur ein gewiſſer Theil in Thätigkeit ſein wird, ſo daß der im Durchſchnitt nöthige Kraftaufwand entſprechend geringer ausfallen muß, als der für den ununterbrochenen Betrieb aller Maſchinen erforderliche.

Die Geſchwindigkeit der zum Betriebe von Werkzeugmaſchinen dienenden Hauptbetriebswelle kann man paſſend zu etwa 100 Umdrehungen in der Minute annehmen; bezüglich der den Deckenvorgelegen zu gebenden Umdrehungsgeſchwindigkeit giebt Hart die folgende Zuſammenſtellung an:

Angemeſſene Umdrehungsgeſchwindigkeiten der Deckenvorgelege in der Minute.

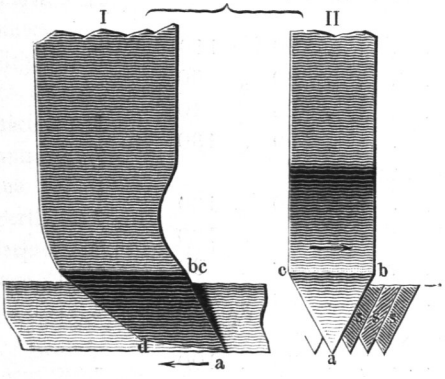
Für kleine Drehbänke	80	bis	110	Umdrehungen
„ große Drehbänke	30	„	60	„
„ Plandrehbänke	20	„	40	„
„ Wandbohrmaſchinen	100	„	130	„
„ Vertical-, Radial- und Langlochbohrmaſchinen	80	„	100	„
„ Hobel- und Stoßmaſchinen . .	80	„	100	„
„ Shapingmaſchinen	70	„	90	„
„ Fräsmaſchinen	60	„	80	„
„ Räderfräsmaſchinen				
a. Eiſen	90	„	100	„
b. Holz	200	„	220	„
„ Schraubenſchneidmaſchinen . .	80	„	90	„
„ Holzbearbeitungsmaſchinen . .	200	„	300	„

Stichel. Das zum Bearbeiten auf Hobelmaſchinen und Drehbänken allgemein angewandte Werkzeug iſt der Stichel oder Meißel, der nach ſeiner Verwendung wohl Drehſtichel, Drehmeißel, Hobelſtichel, Hobelmeißel genannt wird. Dieſes Werkzeug beſteht der Hauptſache nach aus einem Stahlſtabe, der an einem Ende gehärtet und durch Schleifen mit einer Schneide verſehen iſt, die ſich als die Durchſchnittslinie zweier Flächen darſtellt. Die Geſtalt dieſer Schneide hängt hauptſächlich von der jener beiden Flächen ab, die des Schleifens wegen niemals hohl, ſondern entweder eben oder convex ſein müſſen; die eine Fläche, durch deren Nachſchleifen das Schärfen des ſtumpf gewordenen Stichels zu geſchehen pflegt, iſt faſt immer eine Ebene. §. 148.

Eine ſehr gebräuchliche Form des Stichels iſt durch Fig. 518 (a. f. S.) dargeſtellt, woraus erſichtlich iſt, daß die Schneide durch die beiden Kanten ab und ac einer dreiſeitigen körperlichen Ecke $abcd$ gebildet wird, die dadurch entſteht, daß an das nach der Geſtalt eines dreiſeitigen Prismas geformte Ende des Stichels die Ebene abc ſchräg zur Axe dieſes Prismas angeſchliffen wird. Von dieſen beiden Schneidkanten kommt faſt immer nur die eine zur Wirkung, und zwar die linke oder die rechte, je nachdem die Fortrückung des Werkzeuges nach der einen oder anderen Seite erfolgt. Die

in Fig. II. angedeuteten kleinen Trapeze s machen die Wirkungsweiſe des Stichels bei dem Hobeln deutlich, indem dieſe Trapeze die Querſchnitte der nach einander von der Stichelkante ab abgelöſten Späne darſtellen, ſobald vorausgeſetzt wird, daß der Stichel in der Richtung des Pfeiles nach jedem vollendeten Schnitte um die Entfernung dieſer Trapeze verſetzt wird. Bei der entgegengeſetzten Fortrückung des Stichels kommt natürlich die andere Schneidkante ac in entſprechender Art zur Wirkung. Wie die Figur erkennen läßt, wird in dieſer Weiſe an das Arbeitsſtück eine Oberfläche gearbeitet, welche viele dicht neben einander liegende parallele Rippen oder Furchen zeigt, ſobald die Schneide des Stichels in eine ſcharfe Ecke a ausläuft.

Fig. 518.



Will man dieſe Rippenbildung vermeiden, ſo kann dies durch eine Form der Schneide nach Fig. 519 geſchehen, die aus derjenigen in Fig. 518 dadurch entſtanden gedacht werden kann, daß man die Kante ad des gedachten dreiſeitigen Prismas durch einen ebenen Schliff bis zu geringer Breite abgeſtumpft hat. Vielfach auch pflegt man eine Abrundung dieſer Kante vorzunehmen, und auch anſtatt des dreiſeitigen Prismas eine cylindriſche Begrenzung des Stichelendes zu wählen, wodurch man eine entſprechend gekrümmte Schneide, wie in Fig. 520, erhält. Es ergiebt ſich aus dieſer Figur, daß bei einer ſolchen Form der Schneide die Querſchnitte der einzelnen Späne die Geſtalt halber Sicheln annehmen, und daß die auf der bearbeiteten Fläche entſtehenden Rippen nur ſehr geringe Höhen haben. Daß dem Ende des Stichels eine entſprechend geänderte Stellung gegen das Arbeitsſtück gegeben werden muß, wenn es ſich darum handelt, durch abwärts gerichtete Fortrückung des Stichels ſenkrechte oder ſchräge Flächen des Arbeitsſtückes herzuſtellen, wird durch Fig. 521 verdeutlicht.

Fig. 519.

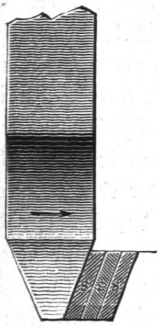
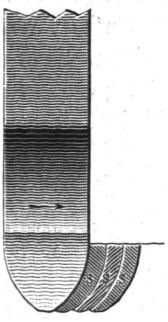


Fig. 520.



Aehnliche Bemerkungen gelten auch für das Abdrehen auf der Drehbank. Hierfür ist in Fig. 522 ein Stichel gezeichnet, welcher bei der gleichmäßigen Umdrehung des Arbeitsstückes A in der Richtung des Pfeiles einen Span s von einer Dicke ablöst, die gleich der dem Stichel während einer ganzen Umdrehung des Arbeitsstückes ertheilten Fortrückung ist. Wenn, wie in der Figur vorausgesetzt wurde, diese Fortrückung in der radialen Richtung erfolgt, so daß der Stichel eine zur Axe senkrechte Ebene bearbeitet, so ist der Durchschnitt durch das Arbeitsstück an der Stelle der Stichelschneide durch eine archimedische Spirale afg begrenzt, deren Richtung in a mit der Tangente des daselbst an den um C gelegten Kreis einen Winkel σ bildet, der durch die Beziehung gegeben ist $tg\,\sigma = \frac{\delta}{2\pi r}$, vorausgesetzt, daß r den Halbmesser Ca und δ die nach radialer Richtung gemessene Dicke des abgelösten Spans bedeutet, und unter der ferneren, bei Drehbänken in der Regel erfüllten Bedingung, daß die Fortrückung des Stichels ununterbrochen und mit einer der Drehbewegung stets proportionalen Geschwindigkeit erfolgt. Man ersieht hieraus, daß die Kante oder Fläche ad des Stichels nicht in die Tangente at an den durch a gelegten Kreis, in welcher die Arbeitsbewegung des Punktes a erfolgt, fallen darf, sondern daß diese Fläche des Stichels um einen gewissen Winkel dat, welcher mindestens dem

Fig. 521.

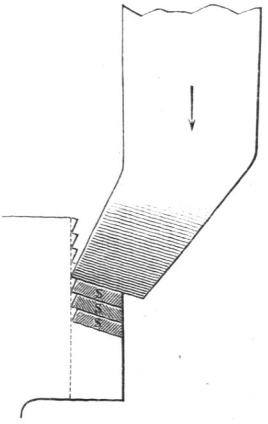
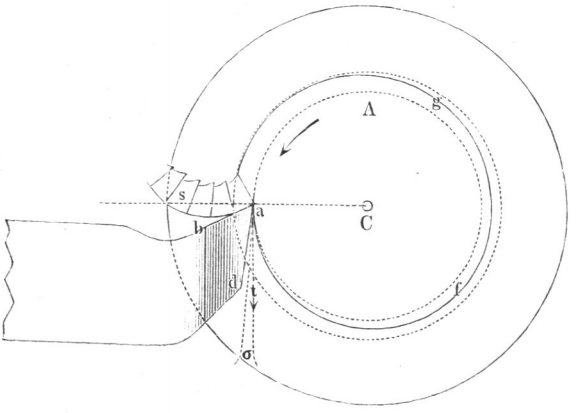


Fig. 522.



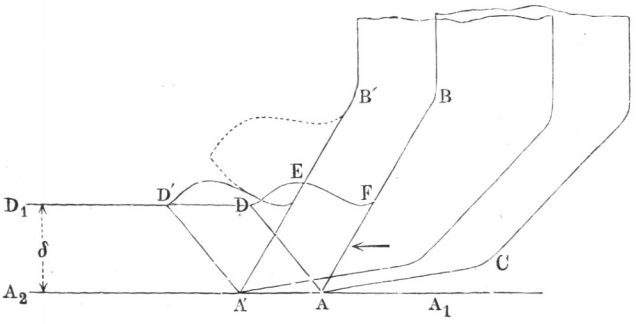
berechneten Werthe von σ gleich zu machen iſt, von der Bewegungsrichtung des Arbeitsſtückes abweichen muß. Man bezeichnet dieſen Winkel $dat = \gamma$ als den Anſtellungswinkel, und pflegt denſelben bei den gewöhnlichen Stichseln zum Drehen und Hobeln von Metallen etwa 3 bis 4^0 groß zu machen. Bei den Hobelmaſchinen würde zwar eine Abweichung der Stichelbegrenzung von der Bewegungsrichtung des Arbeitsſtückes mit Rückſicht auf die Fortrückung des Stichels nicht nöthig ſein, da hierbei dieſe Fortrückung erfolgt, während der Stichel ſich ganz außerhalb des Arbeitsſtückes befindet, doch pflegt man auch hierbei immer dem Anſtellwinkel eine gewiſſe Größe zu geben, um die Reibung zu umgehen, welche ſonſt in Folge einer Berührung der gedachten Rückfläche des Stichels mit der gehobelten Furche eintreten würde. Bei Drehbänken dagegen iſt eine Fortrückung des Stichels überhaupt nicht möglich, wenn der Anſtellwinkel nicht mindeſtens die oben beſtimmte Größe σ haben würde, und man erkennt leicht, daß auch bei geringer Dicke δ des Spans dieſer Werth ein erheblicher wird, ſobald ſich die Schneide des Stichels der Drehaxe nähert, was beſonders zu beachten iſt, wenn es ſich um das Abdrehen ebener Scheiben oder kegelförmiger Spitzen handelt.

Der durch den Stichel abgelöſte Span zerbröckelt bei ſpröden Metallen, wie Gußeiſen, ſogleich bei ſeiner Bildung in einzelne Stückchen, deren Größe mit der Dicke des Spans zunimmt. Bei zäheren Metallen, wie Schmiedeiſen, Stahl oder Kupfer dagegen erſcheinen zwar die Späne in Geſtalt zuſammenhängender, meiſt ſchraubenförmig gewundener Locken von oft ſehr bedeutender Länge, doch ſind dieſelben ſehr leicht zerbrechlich, und zerfallen bei einer Biegung in einzelne Bruchſtücke. Bei näherer Betrachtung zeigt ein ſolcher Span auf ſeiner äußeren Oberfläche eine einigermaßen glatte Beſchaffenheit, die wohl als eine Folge der Verſchiebung des Spans bei ſeiner Entſtehung auf der glatt geſchliffenen Fläche ab des Stichels anzuſehen iſt, da hierbei das Spanmaterial mit großem Drucke gegen den Stichel gepreßt wird. Die Innenfläche der Späne dagegen iſt immer ſehr rauh, und das Material des Spans zeigt ſich durchſetzt von vielen radialen Sprüngen, die in ſehr gleichmäßigen Abſtänden auftreten, wie dies in Fig. 522 angedeutet iſt. Nach den Flächen dieſer Sprünge, in denen der Zuſammenhang des Stoffes nahezu aufgehoben iſt, erfolgt denn auch die erwähnte Zerbröckelung; die Ränder des Spans erſcheinen gleichzeitig oftmals mit kleinen Zacken verſehen, die, den einzelnen Elementen entſprechend, häufig die Regelmäßigkeit feiner Perlenſchnüre zeigen.

Dieſe Eigenthümlichkeiten der Späne, wie man ſie bei dem Bearbeiten der meiſten Metalle, mit Ausnahme der weichſten, Blei, Zinn ꝛc., beobachten kann, läßt ſich in der folgenden Art erklären.

Es sei BAC, Fig. 523, der zur geradlinig anzunehmenden Schneidkante eines Stichels senkrechte Durchschnitt des letzteren, also der Neigungswinkel des Keils, als welchen man sich die Stichelschneide vorzustellen hat, und es möge sich in A die zur Zeichnung senkrechte Schneide projiciren. Es werde ferner angenommen, daß dieser Stichel von dem Arbeitsstücke, dessen obere Begrenzung durch die Ebene DD_1 dargestellt sein möge, einen Span von der Dicke $\delta = D_1A_2$ abhobeln solle, indem man dem Stichel gegen das Werkstück eine Verschiebung in der Richtung A_1A_2 ertheilt. In CAA_1 ist sonach der Anstellwinkel vorgestellt. Dabei soll zunächst vorausgesetzt werden, daß die Länge der Schneidkante A gleich oder größer sei, als die Breite des Arbeitsstückes, indem man sich das letztere vorläufig als eine schmale Schiene denken mag, deren Breite nicht größer ist, als die Schneide A, so daß bei einer Ablösung des Spans der Zusammenhang nur längs der

Fig. 523.



Grundfläche A_1A_2 aufzuheben ist. Wenn auch in Wirklichkeit die Verhältnisse insofern andere sind, als der abzulösende Span außer an dem Grunde auch noch an einer Seite abgetrennt werden muß, so wird es für die folgende Betrachtung behufs Erklärung des Vorganges zulässig sein, die erwähnte einschränkende Voraussetzung zu machen, da anderenfalls die Verhältnisse zu schwierig zu übersehen wären.

Wenn bei der Bewegung des Stichels dessen vordere Fläche AB mit bestimmtem Drucke gegen das vor ihm befindliche Material wirkt, so wird dasselbe in Folge seiner mehr oder minder großen Dehnbarkeit eine gewisse Verschiebung seiner Theilchen erleiden, derart, daß diese Theilchen nach derjenigen Seite hin ausweichen, nach welcher sie einen Widerstand nicht erfahren, d. h. hier also nach oben. Das Material nimmt daher in Folge der gedachten Einwirkung des Stichels eine Form an, wie sie etwa durch $ADEF$ angedeutet ist, wobei eine gewisse Biegung nach oben und ein Zusammendrücken, ein sogenanntes Stauchen des Materials eintritt. In

dem Maße, wie dieſes Stauchen und damit der Widerſtand zunimmt, den das Material einem ſolchen entgegenſetzt, muß auch die von dem Stichel ausgeübte Kraft wachſen, und es wird bei einer gewiſſen Größe dieſer Kraft der Fall eintreten, wo das Material dieſer Druckkraft nicht mehr widerſtehen kann, und daher nach einer gewiſſen Richtung abgeſchoben wird. Die Unterſuchung wird lehren, daß dieſes Abſchieben nach der Richtung einer Ebene AD ſtattfindet. In dem Augenblicke des Abſchiebens des Elementes ADF verſchwindet der dem Stichel ſich entgegenſetzende Widerſtand faſt vollſtändig, indem alsdann nicht mehr die Cohäſion des Metalles, ſondern nur die geringe Reibung zu überwinden iſt, die ſich der Fortſchiebung des von dem Arbeitsſtücke abgetrennten kleinen Prismas ADF längs der Flächen AD und AF entgegenſetzt. Bei der weiteren Bewegung wiederholt ſich der vorher beſprochene Vorgang, indem die Vorderfläche des Stichels das ſtehen gebliebene Material zunächſt in A und dann weiter hinauf zuſammendrängt, wobei wiederum die gedachte Stauchung und Aufbiegung ſtattfinden muß, bis in einer neuen Lage des Stichels, etwa in $A'B'$, die ausgeübte Preſſung wiederum einen Werth erreicht hat, bei welchem das Material in einer neuen Fläche $A'D'$ abgeſchoben wird. Hieraus erklären ſich nicht nur die in den Spänen vorhandenen Sprünge, die den Flächen des Abſchiebens AD, $A'D'$ entſprechen, ſondern auch die gezackte Oberfläche im Inneren des Spans, ſowie deſſen Krümmung, welche eine Folge der bei der Aufbiegung der Elemente an deren oberer Fläche eintretenden Verkürzung iſt. Es ſteht mit der Zuſammendrückung durch das Stauchen auch in Verbindung, daß die gebildeten Späne erfahrungsmäßig immer kürzer ſind, als der Weg des Stichels, eine Verkürzung, die unter Umſtänden bei ſehr nachgiebigem Metall wohl bis zu 40 Proc. betragen kann. Dagegen iſt die durchſchnittliche Dicke des Spans entſprechend größer als die Tiefe δ, um welche der Stichel behufs der Spanbildung vorgeſtellt wurde.

Man erkennt aus dem Vorangegangenen auch, daß der Stichel keineswegs, wie man auf den erſten Blick geneigt iſt, anzunehmen, einem fortgeſetzt gleichen Drucke ausgeſetzt iſt, ſondern daß der Druck auf den Stichel in regelmäßiger Wiederholung zwiſchen dem kleinſten, wenig mehr als Null betragenden Werthe unmittelbar nach dem Abſchieben eines Elementes bis zu dem größten Betrage ſteigt, wie er zum Abſchieben eines der beſagten kleinen Prismen erfordert wird. In Folge dieſes regelmäßig wachſenden Druckes geräth der Stichel in eine zitternde oder ſchwingende Bewegung, deren Periode genau übereinſtimmt mit derjenigen, in der ſich die Abſchiebung der kleinen Prismen vollzieht. Bei hinreichender Biegſamkeit des Stichels, wie ſie vorhanden iſt, wenn dieſer zwiſchen der Befeſtigungsſtelle und der Schneide eine große freie Länge hat, und bei dem Abtrennen ſtarker Späne iſt dieſe Erzitterung deutlich an der bearbeiteten Fläche zu erkennen,

die mit kleinen, den Schwingungen entsprechenden wellenförmigen Erhöhungen und Vertiefungen versehen ist, und es gründet sich hierauf die bei allem Hobeln und Drehen stets befolgte Regel, den Stichel möglichst unnachgiebig und starr zu befestigen, und seine freie Länge auf das thunlich geringste Maß zu beschränken. Man hat oftmals dieses Erzittern des Stichels der Verschiedenheit des Widerstandes zugeschrieben, wie sie aus der stets vorhandenen Ungleichförmigkeit des bearbeiteten Materials entsteht; daß hierin nicht der Grund liegen kann, folgt schon aus der Regelmäßigkeit, mit welcher die Schwingungen des Stichels stattfinden. Eine Vergleichung der besagten kleinen Wellen der bearbeiteten Fläche mit den Elementen des dabei fallenden Spans würde zweifellos auf übereinstimmende Zahlen führen.

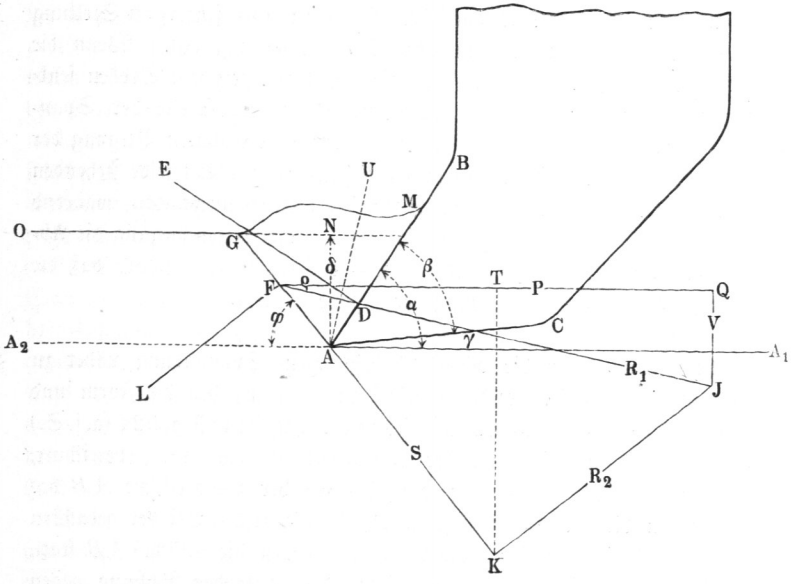
Es kann bemerkt werden, daß die schraubenförmige Windung der in Gestalt von Locken abfallenden Späne ihren Grund in einer schrägen Stellung der Schneide gegen die Richtung der Arbeitsbewegung hat. Wenn die Schneide senkrecht zur Bewegung des Hobelns bezw. bei dem Drehen senkrecht zur Umfangsbewegung des Arbeitsstückes an der Stelle der Spanbildung steht, so wird der Span in Folge der oben erwähnten Biegung der einzelnen Bruchstücke nach der Form eines senkrecht zur Schneide stehenden Kreises bezw. einer ebenen spiralförmigen Curve gewunden, während bei einer schrägen Stellung der Schneide gegen die Arbeitsbewegung die Abweisung des Spans von der Vorderfläche des Stichels so erfolgt, daß die bekannte schraubenförmige Windung der Späne entsteht.

§. 149

Fortsetzung. Um die vorstehend besprochene Spanbildung näher zu untersuchen, und insbesondere den Einfluß zu erkennen, den die Form und Stellung des die Schneide bildenden Keils hierbei hat, sei in Fig. 524 (a. f. S.) der Keilwinkel BAC mit β und der Anstellwinkel CAA_1 mit γ bezeichnet, so daß $\alpha = BAA_1 = \beta + \gamma$ die Neigung der Vorderfläche AB des Stichels gegen die Bewegungsrichtung A_1A_2 bedeutet. Bei der gedachten Wirkung findet eine Pressung des Materials gegen die Fläche AB statt, deren Richtung nach den bekannten Gesetzen der gleitenden Reibung gegen die Normale zur Ebene AB um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ geneigt sein muß. Ist daher DE das Loth zur Ebene AB in einem Punkte D, der als der Mittelpunkt aller von dem Material gegen AB ausgeübten Kräfte gedacht werden kann, so findet man die gesammte Reaction des Materials gegen die Fläche AB in einer Geraden FD, die mit dem Lothe ED einen Winkel $FDE = \varrho$ bildet, und mit ED zusammen in einer zur Schneide A senkrechten Ebene gelegen ist. Es möge die Größe dieser von dem Material in der Richtung FD auf die Fläche AB ausgeübten Reaction oder Pressung mit R_1 bezeichnet werden. Setzt man den Augenblick voraus, in welchem das Material, wie beschrieben, längs einer

gewiſſen Fläche AG abgeſchoben wird, ſo wirkt dieſem Abſchieben ein Widerſtand entgegen, welcher nach der Richtung GA anzunehmen iſt, und deſſen Größe gleich $S = b\lambda s$ geſetzt werden muß, wenn $\lambda = AG$ die Länge der Abſchiebungsfläche, b deren Breite ſenkrecht zur Ebene der Figur und s die Scherfeſtigkeit des Materials für eine Flächeneinheit bedeutet. Auf das abzuſchiebende kleine Prisma GAM wirken daher die beiden Kräfte S in der Richtung von G nach A und eine der Reaction R_1 gleiche und entgegengeſetzte Kraft in der Richtung von D nach F hin. Dieſe beiden Kräfte, welche ſich in F ſchneiden, bedürfen zum Gleichgewichte, das unmittelbar vor dem eintretenden Abſchieben ſtattfindet, einer dritten, ebenfalls

Fig. 524.



durch F gehenden Kraft, als welche die Reaction oder Preſſung R_2 angeſehen werden muß, die von dem Arbeitsſtück gegen das Prisma GAM in deſſen Auflagerfläche AG ausgeübt wird. Dieſe Kraft kann nur ſenkrecht zu der Fläche AG angenommen werden, denn in dem vorausgeſetzten Augenblicke unmittelbar vor dem Abſchieben findet längs der Fläche AG noch keine gleitende Bewegung ſtatt, und ſobald dieſelbe eintritt, iſt bereits der Zuſammenhang des Materials an dieſer Trennungsfläche aufgehoben.

Wenn daher in der Figur die Kraft R_1 durch die Strecke FJ dargeſtellt iſt, ſo erhält man in der Projection FK derſelben auf die Richtung der Trennungsfläche AF die Größe des Scherwiderſtandes S, während das

Loth KJ das Maß der von dem Arbeitsstücke gegen das abzuschiebende Prisma ausgeübten Reaction R_2 vorstellt.

Um nun zu untersuchen, nach welcher von den unendlich vielen durch A gehenden Ebenen, nach denen ein Abschieben des Materials stattfinden kann, ein solches thatsächlich eintritt, hat man nur festzustellen, in welcher von diesen Ebenen die auf die Flächeneinheit bezogene Anstrengung den größten Werth erreicht, weil die Anstrengung für diese Ebene zuerst den zum Abschieben erforderlichen Betrag s annehmen muß. Bezeichnet man zu dem Ende den vorläufig noch unbekannten Winkel GAA_2, den die Trennungsebene mit der Bewegungsrichtung A_1A_2 bildet, mit φ, so ergiebt sich aus dem Dreieck JFK, dessen Winkel bei J, wie leicht zu ersehen ist, gleich $180^0 - (\alpha + \varrho + \varphi)$ ist, die Beziehung:

$$S = R_1 \sin(\alpha + \varrho + \varphi).$$

Bezeichnet ferner δ die Dicke AN des abzulösenden Spans senkrecht zur Bewegungsrichtung, so hat man $AG = \lambda = \frac{\delta}{\sin\varphi}$, und daher die Größe der Trennungsfläche von der Breite b gleich $\frac{b\,\delta}{\sin\varphi} = F$. Es ergiebt sich folglich allgemein die Anstrengung in dieser Fläche AG für jede Flächeneinheit zu $\sigma = \frac{S}{F} = \frac{R_1 \sin(\alpha + \varrho + \varphi)\sin\varphi}{b\,\delta}$.

Um denjenigen Werth von φ zu finden, für welchen diese Spannung zu einem Größten wird, bildet man $\frac{\partial\sigma}{\partial\varphi} = 0$, also:

$$\sin(\alpha + \varrho + \varphi)\cos\varphi + \cos(\alpha + \varrho + \varphi)\sin\varphi = 0,$$

oder

$$tg(\alpha + \varrho + \varphi) = -tg\,\varphi.$$

Hieraus ergiebt sich

$$\alpha + \varrho + \varphi = 180^0 - \varphi, \text{ oder } \varphi = \frac{180 - (\alpha + \varrho)}{2}$$

für diejenige Ebene, längs welcher das Abschieben stattfinden muß. Man findet daher die Gleitfläche, wenn man den Reibungswinkel $\varrho = BAU$ anträgt, und den Winkel $UAA_2 = 180 - (\alpha + \varrho)$ durch AG halbirt.

Mit diesem Werthe von φ erhält man

$$S = \frac{s\,b\,\delta}{\sin\varphi} = \frac{s\,b\,\delta}{\cos\frac{\alpha + \varrho}{2}} = R_1 \sin\left(\alpha + \varrho + 90^0 - \frac{\alpha + \varrho}{2}\right)$$

$$= R_1 \cos\frac{\alpha + \varrho}{2},$$

oder für bestimmte Werthe von s, b, δ und ϱ die Größe der von dem Stichel nach der Richtung JD auszuübenden Pressung:

$$R_1 = \frac{s\,b\,\delta}{\cos^2\frac{\alpha+\varrho}{2}}.$$

Da die Bewegung des Stichels durch eine nach der Richtung A_1A_2 wirkende Kraft P ausgeübt wird, so bestimmt sich diese bei rechtwinkeliger Zerlegung von JF zu

$$P = QF = R_1 \sin(\alpha+\varrho) = \frac{s\,b\,\delta\;2\sin\frac{\alpha+\varrho}{2}\cos\frac{\alpha+\varrho}{2}}{\cos^2\frac{\alpha+\varrho}{2}}$$

$$= s\,b\,\delta\;2\,tg\,\frac{\alpha+\varrho}{2},$$

während die zu QF senkrechte Seitenkraft JQ durch

$$V = JQ = R_1\cos(\alpha+\varrho) = s\,b\,\delta\,\frac{\cos(\alpha+\varrho)}{\cos^2\frac{\alpha+\varrho}{2}}$$

ausgedrückt wird. Diese letztere Seitenkraft ist nach der Figur gleich der Differenz der beiden nach derselben Richtung genommenen Componenten von $FK = S$ und $KJ = R_2$.

Um auch die Arbeit A zu bestimmen, die von dem Stichel verrichtet werden muß, um einen Span von den vorausgesetzten Verhältnissen auf eine Länge gleich l abzutrennen, hätte man $A = Pl$ zu setzen, wenn die Kraft P fortwährend in der oben berechneten Größe ausgeübt werden müßte; nach den vorangegangenen Bemerkungen ist dies aber nicht der Fall. Danach ist die aufzuwendende Kraft vielmehr regelmäßigen Veränderungen zwischen dem Anfangswerthe, der nur wenig größer als Null ist, und dem oben berechneten größten Werthe P unterworfen. Man wird daher die auszuübende Arbeit zu

$$A = \nu\,Pl = \nu\,s\,b\,\delta\,l\;2\,tg\,\frac{\alpha+\varrho}{2}$$

annehmen können, wenn unter ν ein Bruch, kleiner als Eins, verstanden wird. Dieser Werth ν würde gleich 0,5 zu setzen sein, wenn der Anfangswerth der Kraft P gleich Null wäre, und seine Steigerung zu dem größten Werthe im geraden Verhältnisse mit dem zurückgelegten Wege des Stichels stattfände. Man wird den Werth von ν vielleicht zwischen 0,6 und 0,7 annehmen können.

Aus der oben für den Winkel φ gefundenen Formel

$$\varphi = \frac{180^0 - (\alpha + \varrho)}{2}$$

ergiebt sich das bemerkenswerthe Resultat, daß die Neigung der Ebene AG, nach der die Trennung des Materials erfolgt, unabhängig von der Dicke und Breite des Spans sowohl, wie auch von der Beschaffenheit des Materials ist, und daß diese Neigung außer von der Größe der Reibung an der Vorderfläche des Stichels nur abhängt von dem Winkel α, unter welchem diese Fläche gegen die Bewegungsrichtung geneigt ist. Der Keilwinkel β der Schneide sowohl wie der Anstellungswinkel γ sind an sich ohne Einfluß, die Lage von AG hängt nur von der Summe dieser beiden Winkel ab. Es findet hier also ein wesentlicher Unterschied zwischen der Wirkung des Hobelns oder Drehens und dem Vorgange bei dem eigentlichen Schneiden durch Messer statt, bei welchem letzteren nach §. 54 der Keilwinkel eine wesentliche Rolle spielt.

Nennt man den Winkel BAG des abgeschobenen Prismas an der Schneide den Wirkungswinkel, und bezeichnet ihn mit w, so hat man für denselben:

$$w = 180^0 - \alpha - \varphi = \frac{180 - (\alpha - \varrho)}{2},$$

woraus man erkennt, daß dieser Winkel um so größer ausfällt, je kleiner der Schneidwinkel α gewählt wird. Dies stimmt auch mit den von Thime[1]) angegebenen Versuchen überein, und es wird an der unten angezeigten Stelle dieses Verhalten dadurch erklärt, daß der Wirkungswinkel um so größer werden müsse, je größer die von der Stichelfläche ausgeübte Normalkraft ist, die mit abnehmender Neigung α derselben zunimmt.

Ferner erkennt man aus der für die Kraft P gefundenen Formel

$$P = s b \delta \; 2 tg \frac{\alpha + \varrho}{2},$$

daß diese Kraft und damit auch die zum Abtrennen einer gewissen Materialmenge $b \delta l$ erforderliche Arbeit unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei Bearbeitung desselben Materials, im geraden Verhältniß mit dem Werthe von $tg \frac{\alpha + \varrho}{2}$ steht, also mit dem Winkel α abnimmt. Die hier folgende Tabelle giebt eine Zusammenstellung der nach den vorstehenden Formeln berechneten Werthe von φ, w und P für eine Reihe von Winkeln α zwischen 30 und 120°, aus welcher man die Zunahme der Kraft P mit wachsender

[1]) Thime, Sur le rabotage de métaux, St. Petersbourg 1877. v. Hoyer, Lehrb. d. vergl. mechan. Technologie, Bd. 1, 1888.

Neigung α des Stichels gegen die Bewegungsrichtung erkennt. Es ist hierbei eine Größe des Reibungswinkels von $\varrho = 14^0$ vorausgesetzt, entsprechend einem Reibungscoëfficienten von etwa 0,25.

$$\varrho = arctg\ 14^0 = 0{,}25.$$

$\alpha =$	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0	80^0	90^0	120^0
$\varphi = \frac{180 - (\alpha + \varrho)}{2}$	68^0	63^0	58^0	53^0	48^0	43^0	38^0	23^0
$w = \frac{180 - (\alpha - \varrho)}{2}$	82^0	77^0	72^0	67^0	62^0	57^0	52^0	37^0
$P = sbd\ 2tg\frac{\alpha + \varrho}{2}$								
$tg\frac{\alpha + \varrho}{2} =$	0,404	0,509	0,625	0,754	0,839	1,072	1,082	2,356

Wenn auch die hier ermittelten Formeln und Werthe aus verschiedenen, weiter unten näher angegebenen Gründen nur als Annäherungen betrachtet werden können, so sind sie doch geeignet, von der eigentlichen Wirkungsart bei der Abtrennung der Späne und von dem Einfluß der einzelnen Größen ein ungefähres Bild zu geben.

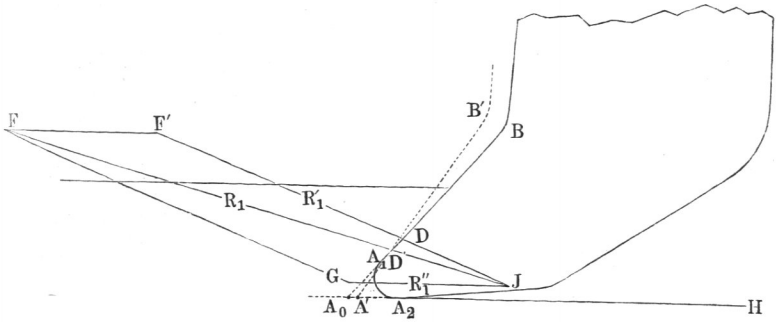
Die Gründe, weswegen die vorstehende Ermittelung nur als Annäherung betrachtet werden kann, sind der Hauptsache nach die folgenden: Zunächst wird bei der wirklichen Arbeit des Stichels der Span nicht nur, wie hier der Einfachheit wegen angenommen werden mußte, an der Fläche $A_1 A_2$ abgetrennt, sondern es muß auch ein Ablösen des Spans an seiner schmalen Seite stattfinden, wie aus einer Betrachtung der Figur 518 ersichtlich ist. Diese Seitenfläche hat zwar immer nur eine geringe Größe, da man im Allgemeinen die Dicke der Späne im Vergleich mit ihrer Breite nur klein wählt, doch wird zum Abreißen des Spans an seiner schmalen Kante immerhin eine gewisse Kraft erforderlich sein, die in der vorstehenden Ermittelung unberücksichtigt geblieben ist.

Ferner wird die Ablösung des Spans nicht, wie hier angenommen wurde, in einer reinen Scherwirkung bestehen; es wird vielmehr in Folge der aufbiegenden Wirkung, die von der Vorderfläche des Stichels vor der Abtrennung des betreffenden Prismas auf dasselbe ausgeübt wird, in demselben auch eine gewisse Biegungsspannung hervorgerufen werden, in Folge deren die Abtrennung bis zu gewissem Grade einem Abreißen entspricht. Diese Wirkung, welche sich bei der Arbeit des gewöhnlichen Handhobels der Tischler, besonders bei schrägem Faserlaufe des Holzes, durch ein Ausreißen einzelner

Fasern zuweilen zu erkennen giebt, wird indessen bei Metallen nur einen geringen Einfluß ausüben; die Erfahrung wenigstens zeigt, daß eine Neigung zum Ausreißen einzelner Metalltheile unter regelrechten Verhältnissen nicht vorhanden ist.

Endlich ist im Vorhergehenden immer angenommen worden, daß der Stichel vollkommen scharf sei, d. h. daß die Schneide wirklich eine geometrische Linie ohne Ausdehnung quer zu ihr sei, eine Voraussetzung, die natürlich auch bei der sorgfältigsten Schärfung niemals erfüllt ist, und die um so weniger vorausgesetzt werden kann, je mehr sich der Stichel während des Gebrauches abgestumpft hat. Es wird der Wirklichkeit daher immer mehr entsprechen, anzunehmen, daß die Schneide des Stichels durch eine gewisse Fläche etwa von cylindrischer Gestalt[1]) nach Fig. 525 dargestellt ist, und die mehr oder minder gute Schärfung kann nur den Zweck haben, die Breite $A_1 A_2$ dieser Fläche, d. h. also den Durchmesser der cylindrischen

Fig. 525.



Schneidenbegrenzung zu verkleinern. Man kann den Einfluß einer solchen mehr oder minder starken Abrundung der Schneide etwa in folgender Weise berücksichtigen. Man kann sich vorstellen, daß die Reaction des Materials gegen die cylindrische Fläche der abgestumpften Schneide durch eine Kraft $R_1'' = GJ$ dargestellt sei, die parallel zu der Bewegungsrichtung des Stichels angenommen wird. Denkt man dann ferner die Hauptreaction R_1' wieder wie oben in einem Punkte D angreifend und gegen die Normale zur Fläche $A_1 B$ unter dem Reibungswinkel ϱ geneigt, so kann man diese etwa durch $F'J$ dargestellte Kraft R_1' mit derjenigen R_1'' zu einer Mittelkraft zusammensetzen, die man durch das Parallelogramm der Kräfte in $FJ = R_1$ erhält. Es ist hierzu allerdings nöthig, für das gegenseitige Verhältniß der beiden Theilreactionen R_1' und R_1'' eine gewisse Annahme zu machen, die von der mehr oder minder guten Schärfung, sowie von der mehr oder minder großen

[1]) Hermann Fischer, Allg. Grundsätze des mechan. Aufbereitens, S. 372.

Dicke des Spans abhängig sein wird. Jedenfalls erkennt man aus dieser Betrachtung, daß in Folge der an der Schneide vorhandenen Abstumpfung die Wirkung des Stichels, dessen vordere Fläche unter dem Winkel BA_0H gegen die Bewegungsrichtung geneigt ist, wie diejenige eines vollkommen scharfen Stichels zu betrachten sein wird, dessen Neigung eine entsprechend größere ist, wie sie sich in der Figur durch den Winkel $B'A'H$ darstellt.

Nach den oben für die Größe der Kraft P und der zur Bewegung des Stichels erforderlichen Arbeit gefundenen Formeln hätte man, um diese Kraft und diese Arbeit möglichst klein zu erhalten, den Neigungswinkel α der Brustfläche des Stichels gegen die Bewegungsrichtung so klein wie möglich zu machen. Die Verkleinerung dieser Neigung α findet ihre natürliche Grenze dadurch, daß der Stichel nicht nur widerstandsfähig genug sein muß, um unter der auf ihn wirkenden Reaction R_1 des abzutrennenden Materials nicht zu zerbrechen, es muß auch die durch diesen Druck erzeugte Biegung des Stichels nur gering sein, weil sonst ein tieferes Eindringen der Schneide in das Arbeitsstück zu befürchten ist, so daß der Stichel sich fängt, womit in der Regel ein Abbrechen der Schneide verbunden ist. Aus diesen Gründen wird die Wahl der zweckmäßigsten Schneidwinkel nur mit Rücksicht auf praktische Erfahrungen getroffen werden können. Aus zahlreichen Versuchen, welche der Marineingenieur Jössel[1]) zu Indret anstellte, ergaben sich die in der folgenden Zusammenstellung enthaltenen Werthe für die vortheilhaftesten Anstellungs- und Keilwinkel der Stichel zur Bearbeitung von Schmiedeisen und Gußeisen. Die gleichfalls angegebenen Verhältnißzahlen für die zugehörigen Betriebskräfte wurden ebenfalls durch Versuche ermittelt.

Tabelle

der Kantenwinkel und Anstellungswinkel der Stichel.

Schmiedeisen	Kantenwinkel β	45^0	48^0	51^0	54^0	57^0
	Anstellungswinkel γ	—	6^0	3^0	0	—
	Verhältnißzahlen der Betriebskräfte	—	0,41	0,33	0,44	—
Gußeisen	Kantenwinkel β	45^0	48^0	51^0	54^0	57^0
	Anstellungswinkel γ	—	7^0	4^0	1^0	—
	Verhältnißzahlen der Betriebskräfte	—	0,285	0,28	0,285	—

Hiernach ist die Summe der Winkel $\beta + \gamma = \alpha$ constant zu 54 für Schmiedeisen und zu 55 für Gußeisen anzunehmen. Für Bronze scheinen sich als günstigste Werthe $\beta = 66^0$ und $\gamma = 3^0$ zu ergeben.

[1]) Bulletin de la soc. d'Encouragement, 1864, p. 595. Hieraus im Polyt. Centralblatt 1865, S. 353.

Für die bei den verschiedenen Maschinen zweckmäßig anzuwendenden Werthe jener Winkel giebt Jöſſel die nachstehende Tabelle und führt in Bezug auf die Ausführung der Stichel folgende Bedingungen an:

Tabelle

der Kantenwinkel und Anstellungswinkel der Stichel für die gebräuchlichsten Werkzeugmaschinen.

Material	Bezeichnung der Maschinen	Kantenwinkel β	Anstellungswinkel γ
Schmiedeisen und Gußeisen	Drehbänke, Cylinderbohrmaschinen, Hobelmaschinen, Shapingmaschinen (Beſtoßmaschinen)	51^0	4^0
	Stoßmaschinen	66^0	3^0
Bronze	Drehbänke, Cylinderbohrmaschinen, Hobelmaschinen, Shapingmaschinen (Beſtoßmaschinen)	66^0	3^0
	Stoßmaschinen	76^0	3^0

Das Werkzeug soll sich in wenig, etwa zwei oder drei Hitzen und ohne das für die Beschaffenheit des Stahls nachtheilige Stauchen schmieden lassen. Die Schneide soll frei liegen und nicht zu lang sein, etwa gleich der anderthalb- bis zweifachen Spanbreite, um ein bequemes Schärfen zu gestatten. Die Querschnitte des Stichels sollen mit Rücksicht auf die Biegung bemessen werden, welcher der Stichel durch den Widerstand des Materials ausgesetzt ist. Zur leichten Ablösung des Spans soll man die Schneidkante gegen die Bewegungsrichtung etwas schräg stellen, auch soll bei Maschinen mit abwechselnd hin- und hergehender Bewegung die Schneide so gestellt werden, daß dieselbe nicht plötzlich in ihrer ganzen Länge, sondern allmählich zur Wirkung kommt, um Stöße und Brüche zu vermeiden. Besonders ist darauf zu achten, daß durch die Biegung, welche der Stichel während der Arbeit erleidet, die Schneide nicht in das Arbeitsstück einzudringen veranlaßt wird, sondern aus dem Material herauszutreten strebt.

Die Geſtalt, welche man den Sticheln zu geben hat, richtet ſich im Uebrigen natürlich nach den Zwecken, denen ſie zu dienen haben, vornehmlich nach der Form der von ihnen herzuſtellenden Arbeitsflächen; es mögen im Folgen-

Fig. 526.

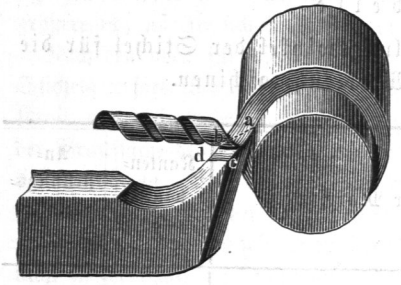


Fig. 527.

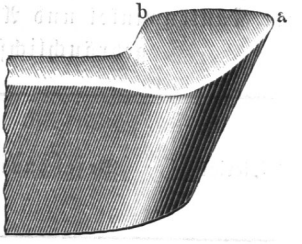
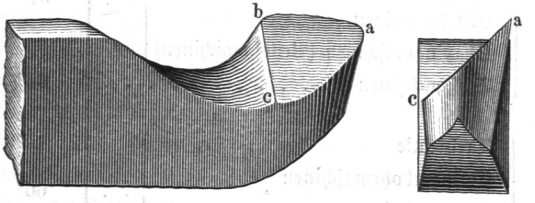


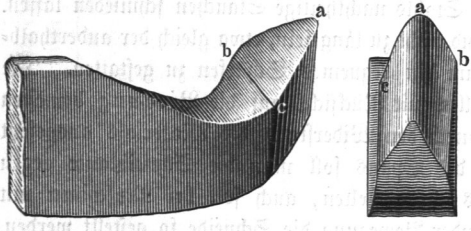
Fig. 528.



den einige der hauptſächlich zur Verwendung kommenden Stichel angeführt werden.

Für leichte Arbeiten ſchleift man die Stichel nach Fig. 526[1]) ſo an, daß die vordere Fläche oder Kappe *abcd* ſenkrecht zu der Mittelebene ſteht, wodurch man zwei ſymmetriſche Kanten *ab* und *ac* erhält, von denen die eine oder andere zum Angriffe kommt, je nachdem die Fortrückung nach rechts oder links erfolgt.

Fig. 529.



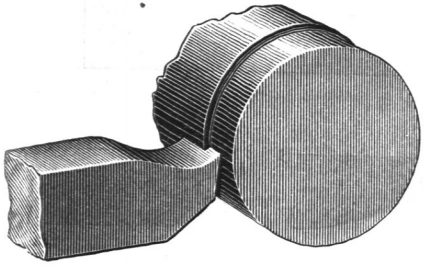
Für größere Arbeiten und zum Abtrennen ſtärkerer Späne pflegt man durch Neigung der Kappe gegen die Mittelebene eine einſeitig liegende Schneide zu erzeugen, wie durch die Fig. 527 bis 529 zur Anſchauung

[1]) Die Fig. 526 bis 534 und 536 ſind dem Werke von Joſhua Roſe, Modern Machine Shop Practice, London, entnommen.

gebracht ist. In allen diesen Figuren ist die zur Wirkung kommende Schneidkante mit *a b* bezeichnet.

In welcher Art ein zum Schlichten dienender Stichel auszuführen ist, wird durch Fig. 530 erläutert. Wenn es sich darum handelt, die Ecken zwischen zwei zusammenstoßenden Flächen zu bearbeiten, so muß der Schneide des Stichels eine entsprechende einseitige Lage gegeben werden, wie es durch die Figuren 531 bis 533 verdeutlicht wird. Selbstverständlich sind derartige Stichel ebenso wie die in Fig. 527 bis 529 dargestellten als rechte und linke auszuführen.

Fig. 530.



In Fig. 534 ist noch ein Stichel gezeichnet, wie er passend für Bronze Anwendung findet; die obere Fläche des Stichels steht hier ungefähr

Fig. 531.

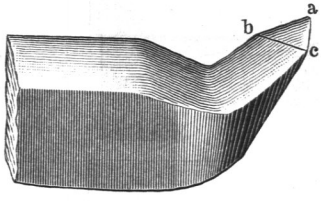
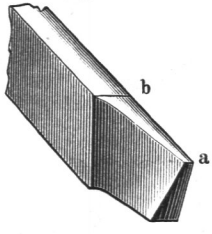


Fig. 532.



rechtwinkelig zu der Bewegungsrichtung des zu bearbeitenden Materials, dessen Späne in kleinen Bruchstücken abfliegen. Eine geringere Neigung des Stichels, wie sie für Eisen verwendet werden kann, würde bei Bronze zu einem Einreißen des Materials führen. Eine derartig große Neigung giebt man auch wohl dem Stichel bei der Verarbeitung von Eisen, wenn es sich um die Abtrennung sehr feiner Späne behufs Vollendung der Arbeitsfläche durch eine mehr schabende Wirkung handelt.

Fig. 533.

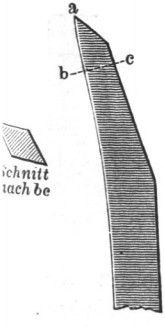
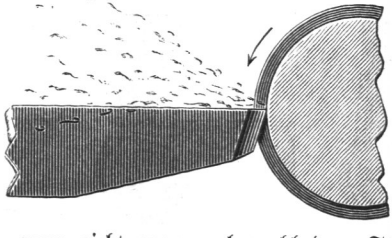


Fig. 534.



Um bei der Herſtellung der Stichel möglichſt an Material zu ſparen, bedient man ſich vielfach beſonderer Meißelhalter, die ſo vorgerichtet ſind, daß darin ein Stäbchen Stahl von dreieckigem oder auch wohl rundem

Fig. 535.

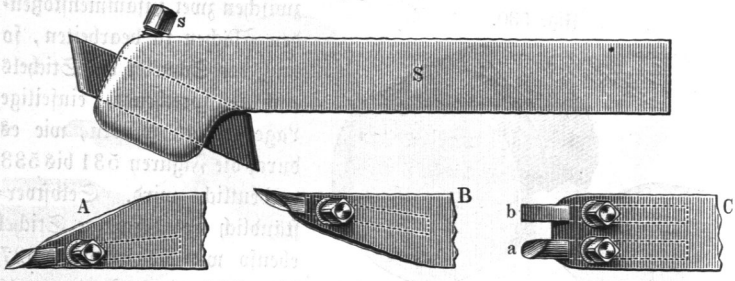
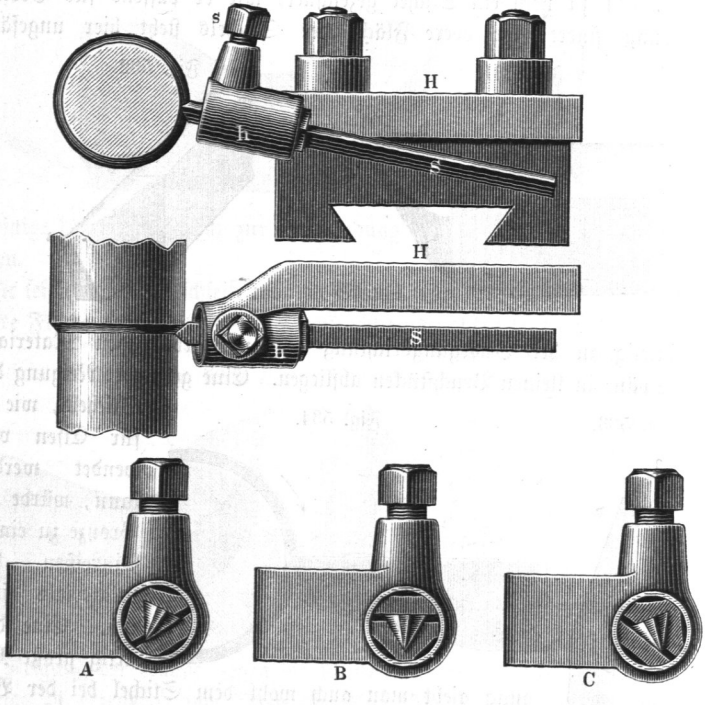


Fig. 536.

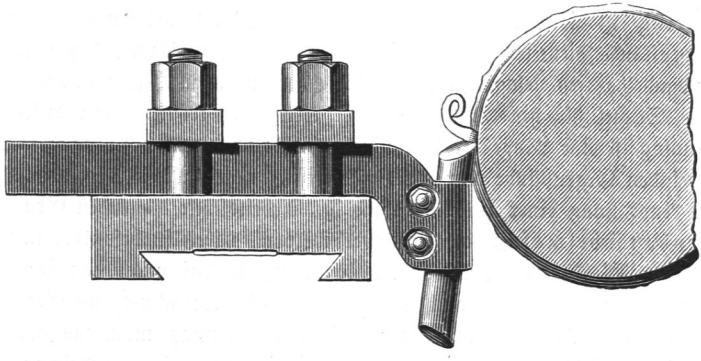


Querſchnitte durch Schrauben oder Keile in der geeigneten Neigung gegen das Arbeitsſtück befeſtigt werden kann, ſo daß durch einfaches Anſchleifen der Endfläche die gewünſchte Schneide erzeugt wird. In Fig. 535

iſt ein ſolcher Meißelhalter dargeſtellt, welcher im weſentlichen aus dem ſchmiedeiſernen Stab *S* beſteht, der am vorderen Ende mit einer oder auch wohl mit mehreren ſchrägen Durchbrechungen verſehen iſt, die zur Aufnahme kurzer Stahlmeſſer dienen, deren Befeſtigung durch Schrauben *s* geſchieht. In *A* iſt ein rechter, in *B* ein linker Seitenſtichel angegeben, während *C* die Anordnung von zwei hinter einander zur Wirkung kommenden Sticheln zeigt, von denen *a* zum Arbeiten aus dem Rohen, Schruppen, und *b* zum Vollenden der Fläche, Schlichten, gebraucht wird.

Ein Meißelhalter von abweichender Beſchaffenheit iſt in Fig. 536 gezeichnet. Der dreikantige Stahlſtab *S* wird hierbei mittelſt der Druck-

Fig. 537.



ſchraube *s* in der Hülſe *h* des eiſernen Halters *H* feſtgeſtellt, und zwar kann der Stichel *S* in verſchiedener Stellung eingeſetzt werden, wie durch *A*, *B* und *C* dargeſtellt iſt, ſo daß die Stellung in *C* bei der Bewegung nach rechts und die Stellung in *A* bei der Fortrückung nach links angewandt wird, während man die mittlere Stellung *B* für die Bearbeitung von Bronze gebrauchen kann. Die Möglichkeit, den Stichel in dieſen verſchiedenen Lagen feſtzuſtellen, iſt dadurch erreicht, daß der Stichel innerhalb der Büchſe *h* durch zwei Backen von geeigneter Form umfangen wird.

Der in Fig. 537 dargeſtellte Halter, welcher die Verwendung von Rundſtahl ermöglicht, dürfte hiernach von ſelbſt deutlich ſein.

Hobelmaſchinen. Alle Hobelmaſchinen für Metalle, von denen hier allein gehandelt werden ſoll, haben die geradlinig hin- und hergehende Arbeitsbewegung oder Verſchiebung des Stichels gegen das Arbeitsſtück gemeinſam, und ſie unterſcheiden ſich von einander weſentlich dadurch, daß bei einzelnen dieſe Bewegung dem Arbeitsſtücke, bei anderen dem Stichel mitgetheilt wird. Bei allen Maſchinen zur Bearbeitung von Gegenſtänden mittlerer Länge §. 150

werden die letzteren auf einer in wagerechten Prismenführungen verſchieblichen Platte, dem *Tiſche*, befeſtigt, während der Stichel an einem quer über dieſem Tiſche angebrachten Träger befindlich iſt, längs deſſen ihm nur die zur Spanverſetzung nöthige Verſchiebung in zwei zu einander ſenkrechten Richtungen ertheilt wird. Da hierbei der zu hobelnde Gegenſtand abwechſelnd zu beiden Seiten des Stichels befindlich iſt, ſo folgt hieraus, daß der von der Maſchine beanſpruchte Raum mindeſtens die *doppelte Länge* des längſten zu hobelnden Gegenſtandes haben muß, und ebenſo hat das die Führungen des Tiſches aufnehmende *Geſtell* oder *Bett* der Hobelmaſchine annähernd eine ſolche Länge zu erhalten. Dieſes für das Hobeln ſehr langer Gegenſtände, wie z. B. der Grundrahmen von Dampfmaſchinen und der Geſtelle langer Drehbänke oder Hobelmaſchinen, unbequeme Erforderniß iſt die Veranlaſſung geweſen, die für die Bearbeitung ſehr langer Gegenſtände dienenden Hobelmaſchinen derart auszuführen, daß über dem unwandelbar feſt gelagerten Arbeitsſtücke der in einem Querſchlitten befindliche Stichel die hin- und hergehende Bewegung erhält. Bei dieſer Anordnung iſt eine Länge der Maſchine erforderlich, welche die Länge der zu hobelnden Gegenſtände nur wenig übertrifft. Dieſe Maſchinen, welche von der Anordnung einer zur Aufnahme der Arbeitsſtücke dienenden Grube als *Grubenhobelmaſchinen* bezeichnet werden, haben insbeſondere in franzöſiſchen Werkſtätten Verwendung gefunden, ſo daß man das ihnen zu Grunde liegende Syſtem auch als das franzöſiſche bezeichnet, im Gegenſatze zu dem engliſchen Syſtem, unter welcher Bezeichnung man das der vorgedachten Tiſchhobelmaſchinen verſteht, die in England allgemeinere Verbreitung gefunden haben. Als Nachtheil der Grubenhobelmaſchinen pflegt man meiſtens den Umſtand anzuführen, daß auf ihnen eine ſo gute und genaue Arbeit wie auf den Tiſchhobelmaſchinen deswegen nicht zu erzielen iſt, weil der den Stichel tragende Querſchlitten in Folge ſeiner geringeren Maſſe und weniger ſicheren Führung leicht zu Erzitterungen des Stichels Veranlaſſung giebt, die bei den Tiſchhobelmaſchinen nicht in gleichem Maße auftreten.

Wenn andererſeits die Arbeitsbewegung bei der Bearbeitung ſehr ſchmaler Flächen nur ſehr kurz iſt, ſo pflegt man ebenfalls dem Stichel die Arbeitsbewegung zu ertheilen, zu welchem Behufe derſelbe in der Regel an dem freien Ende einer prismatiſchen Stange angebracht wird. Während dieſe Bauart der ſogenannten *Shapingmaſchinen* oder *Beſtoßmaſchinen* für geringe Hobellängen bis zu etwa 0,6 m große Bequemlichkeit in der Anordnung wie im Betriebe darbietet, eignet ſie ſich begreiflicherweiſe weniger in den Fällen, wo ein größerer Ausſchub erforderlich iſt, da alsdann das weit aus den Führungen frei hervortretende Ende der den Stichel tragenden Stange großen auf Klemmung und Biegung wirkenden Momenten aus-

gesetzt sein würde. Man nennt diese Maschinen wohl auch Feilmaschinen, weil sie vorzugsweise dazu dienen, die bei der Handarbeit mittelst der Feilen herzustellenden schmalen Flächen zu bearbeiten. In dieser Art, mit Verwendung einer den Stichel tragenden Stange oder Barre, werden immer die Nuthstoßmaschinen ausgeführt, bei denen die Arbeitsbewegung in senkrechter Linie erfolgt. Auch bei diesen Maschinen ist der Ausschub des Stichels aus dem angeführten Grunde nur gering, derselbe beträgt selten mehr als 0,5 m. Ebenso wendet man einen über oder neben dem Arbeitsstücke hin- und hergehenden Stichel bei den Specialmaschinen an, wie sie beispielsweise zum Hobeln von Radzähnen zuweilen im Gebrauch sind.

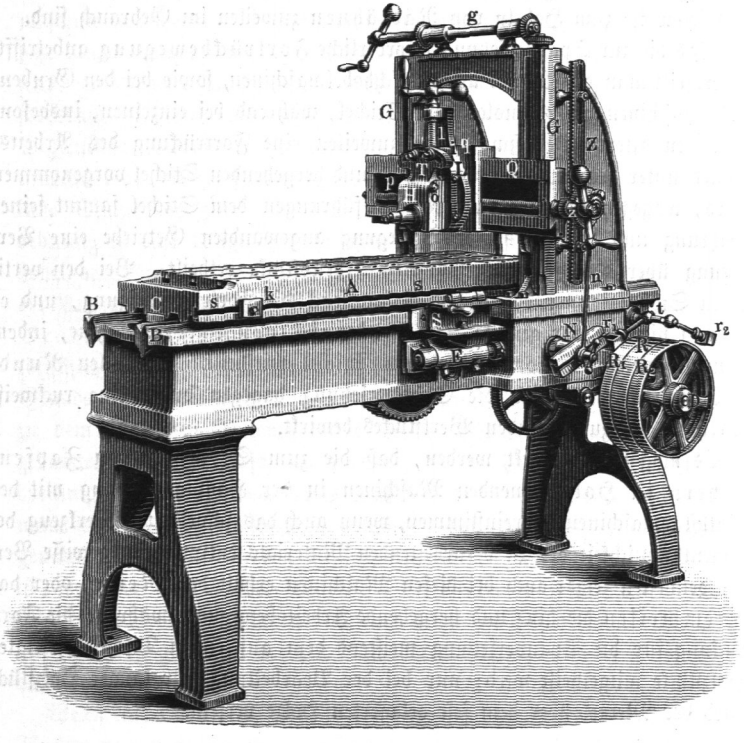
Was die zur Spanversetzung erforderliche Fortrückbewegung anbetrifft, so ertheilt man dieselbe bei allen Tischhobelmaschinen, sowie bei den Grubenhobelmaschinen ausnahmslos dem Stichel, während bei einzelnen, insbesondere den älteren Bestoßmaschinen zuweilen eine Fortrückung des Arbeitsstückes unter dem in fester Bahn hin- und hergehenden Stichel vorgenommen wird, wogegen man bei anderen Ausführungen dem Stichel sammt seiner Führung und dem zu seiner Bewegung angewandten Getriebe eine Versetzung über dem fest eingespannten Arbeitsstücke ertheilt. Bei den verticalen Stoßmaschinen erhält das Arbeitsstück die Fortrückbewegung, und es machen hiervon nur gewisse Zahnstoßmaschinen eine Ausnahme, indem man bei diesen die Fortrückung dem Stichel mittheilt. Bei allen Rundhobelmaschinen wird die Spanversetzung dagegen durch eine ruckweise Drehung des zu hobelnden Werkstückes bewirkt.

Es mag hier bemerkt werden, daß die zum Stemmen von Zapfenlöchern in Holz dienenden Maschinen in der Hauptanordnung mit den Nuthstoßmaschinen übereinstimmen, wenn auch das schneidende Werkzeug der Eigenthümlichkeit des zu verarbeitenden Materials entsprechend gewisse Verschiedenheiten zeigt; auch bei diesen Maschinen erhält der Meißel oder das Stemmeisen die hin- und hergehende Arbeitsbewegung, während die Fortrückung für die Spanversetzung meistens dem auf einem Tische befestigten Holzstücke mitgetheilt wird; nur bei der Bearbeitung sehr langer Holzstücke wird der Meißel über dem fest gelagerten Holze versetzt.

Tischhobelmaschinen. Eine kleine Tischhobelmaschine von einer §. 1
viel gebräuchlichen Anordnung von Frister u. Roßmann in Berlin ist durch Fig. 538 (a. f. S.) versinnlicht. Man erkennt daraus in *A* die horizontale, auf ihrer oberen Fläche genau ebene Tischplatte, auf der die zu bearbeitenden Gegenstände durch Schrauben befestigt werden, zu deren Anbringung entsprechende Löcher und Nuthen vorgesehen sind, die sich im Inneren des Tisches zur Aufnahme der vorstehenden Schraubenköpfe entsprechend erweitern. Vermittelst zweier parallelen, aus der Unterfläche

des Tiſches hervorragenden Rippen von V-förmigem Querſchnitte wird der Tiſch in den genau paſſend gearbeiteten Furchen B des Geſtelles oder Bettes der Maſchine ſehr ſicher gerade geführt, und es wird die Bewegung auf ihn durch eine ebenfalls an der unteren Seite angebrachte Zahnſtange C übertragen, in deren Zähne ein auf einer Queraxe angebrachtes Zahngetriebe eingreift. Die in der Figur nicht ſichtbare Axe dieſes Getriebes erhält ihre Umdrehung von der Betriebsaxe D aus durch zwiſchen geſchaltete Zahn-

Fig. 538.



rädervorgelege, wie aus den ſpäteren Erläuterungen ſich ergeben wird. Zum Antrieb der Axe D ſind auf derſelben neben einander drei gleiche Riemſcheiben R_1 R und R_2 von gleichem Durchmeſſer befindlich, von denen die mittlere R feſt aufgekeilt iſt, während die ſeitlichen R_1 und R_2 loſe auf der Axe laufen, da ſie als Leerſcheiben zu dienen haben. Zwei Riemen, ein offener und ein gekreuzter, ſind von der oberhalb aufgehängten Vorgelegswelle nach dieſen Scheiben geführt, und zwar gehen dieſelben auf die Leerſcheiben R_1 und R_2, ſobald die Maſchine ſich außer Betrieb befindet. Es

ist hieraus ersichtlich, daß die Axe D nach der einen oder anderen Richtung umgetrieben wird, je nachdem der offene oder der gekreuzte Riemen auf die mittlere Festscheibe R gelegt wird, und daß in Folge hiervon der Tisch hin- oder zurückgeführt wird.

Um das Versetzen der Riemen auf den Scheiben R in gehöriger Weise selbstthätig durch die Maschine zu bewirken, dient eine besondere Umsteuervorrichtung, die von dem Tische A in Wirksamkeit gesetzt wird, sobald derselbe sich dem Ende seines jedesmaligen Hubes auf der einen oder anderen Seite nähert. Bei der abgebildeten Maschine sind zu dem Ende in einem seitlich angebrachten Schlitze s zwei hervorstehende Knaggen oder Anstoßdaumen verstellbar angebracht, von welchen in der Figur nur der eine k sichtbar ist, und die den Zweck haben, bei dem Anstoßen gegen das kurze Schieberstück S demselben eine geringe Verschiebung nach der einen oder anderen Seite zu ertheilen. Diese Verschiebung des Stückes S kann in geeigneter Art zur Verschiebung der beiden Riemgabeln r_1 und r_2 benutzt werden, so daß dadurch die nöthige Umkehrung der Tischbewegung erzielt wird. Bei der abgebildeten Maschine bewirkt zu dem Ende der Schieber S mittelst eines hervorstehenden Zapfens, der in eine schraubenförmige Curvennuth der Axe E eintritt, eine geringe Drehung dieser Axe nach der einen oder anderen Richtung, wodurch ein auf dem inneren Ende dieser Axe angebrachter Arm die Verschiebung der die Riemgabeln tragenden Stange t vermittelt. Es ist leicht ersichtlich, daß man zu demselben Zwecke die Einrichtung noch in mannigfach geänderter Art treffen kann, so z. B. läßt man vielfach die Anstoßknaggen k abwechselnd von der einen oder anderen Seite gegen das obere Ende eines aufrecht stehenden Hebels wirken, der um einen darunter angebrachten wagerechten und zur Tischbewegung senkrechten Zapfen schwingt, und man kann dann durch passende Zugstangen oder Hebel die Schwingungen dieses Hebels auf die Riemgabeln übertragen.

Da die Arbeit des Hobelns nur stattfindet, während der Tisch nach der einen Seite verschoben wird, und zwar bei der abgebildeten Maschine während der Bewegung des Tisches von links nach rechts, so wird auch nur während dieses Hinganges die Geschwindigkeit des Tisches so klein bemessen, wie es für die gute Wirkung erforderlich ist, worüber in §. 147 die nöthigen Angaben gemacht wurden; dagegen pflegt man zur Verkürzung der ungenützt verstreichenden Zeit des leeren Rückganges den letzteren mit einer zwei- bis dreimal so großen Geschwindigkeit stattfinden zu lassen. Bei der hier betrachteten Maschine wird dies einfach dadurch erreicht, daß man auf der über der Maschine aufgehängten Vorgelegswelle für die beiden Riemen zwei besondere Riemscheiben von verschiedener Größe anordnet; wenn daher die Scheibe für den offenen Riemen, welcher den Rücklauf veranlaßt, doppelt so großen Durchmesser hat, wie diejenige des gekreuzten

Riemens, ſo muß der Rücklauf auch mit der doppelten Geſchwindigkeit des Vorlaufes erfolgen. Anſtatt dieſer Einrichtung verwendet man auch vielfach zwei beſondere Räderüberſetzungen von entſprechend verſchiedenem Ueberſetzungsverhältniſſe, und man kann in dieſem Falle den Betrieb der Hobelmaſchine mit einem einzigen Riemen bewirken, ſobald man die Anordnung ſo trifft, daß bei dem Vorlaufe eine zweimalige Räderübertragung und bei dem Rücklaufe nur eine einmalige zwiſchen der Axe der Riemſcheibe und der des Tiſchgetriebes zur Wirkſamkeit kommt, wie ſpäter noch näher angeführt werden ſoll.

Der Stichel wird in dem Stichelhalter H durch eine oder mehrere Schrauben unwandelbar befeſtigt, ſo zwar, daß er ſammt dem Stichelhalter eine geringe Drehung um den Querbolzen o annehmen kann, indem der Stichelhalter in Geſtalt einer um dieſen Querbolzen aufgehängten Klappe ausgeführt iſt. Der dieſe Klappe zwiſchen zwei ſeitlichen Wangen aufnehmende Klappenträger T iſt mit einem Schlittenſtücke i verbunden, das zwiſchen parallelen Führungen des mit dem Namen der Lyra bezeichneten Stückes L vertical verſchieblich iſt. Zur Erzielung einer ſolchen Verſchiebung dient eine in der Lyra befindliche Schraubenſpindel l, deren Mutter mit i verbunden iſt, ſo daß dieſer Theil mit der Klappe und dem Stichel ſich auf- oder abwärts bewegt, je nachdem die Schraube l an der oberhalb angebrachten Handhabe linksum oder rechtsum gedreht wird. Die Lyra ſelbſt iſt an dem Schlitten q angebracht, der quer über die ganze Tiſchbreite an dem mit prismatiſchen Führungen verſehenen Querträger Q einer Verſchiebung befähigt iſt, die mittelſt der Schraubenſpindel p in ähnlicher Weiſe zu bewirken iſt, wie die ſenkrechte Verſchiebung des Schiebers i durch die Schraube l. Es iſt hiernach erſichtlich, wie durch die Verſchiebung des Stichels mittelſt der Schraube p oder l die Erzeugung einer horizontalen oder verticalen Ebene an dem Arbeitsſtücke zu ermöglichen iſt. Um auch die Herſtellung geneigter Flächen zu geſtatten, hat man die Lyra L dergeſtalt um einen Mittelzapfen drehbar mit dem Querſchlitten q verbunden, daß dadurch die Schraube l und die Führung von i unter der gewünſchten Neigung gegen das Loth feſtgeſtellt werden kann.

Außer der gedachten Drehbarkeit der Lyra L auf dem Querſchlitten q iſt auch dem Klappenträger T die Möglichkeit gegeben, auf dem Verticalſchlitten i um einen kleinen Winkel verdreht zu werden, zu welchem Zwecke der Klappenträger an ſeinem oberen Ende mit einem zu ſeinem Drehzapfen concentriſchen Schlitze verſehen iſt, welcher die Feſtſtellung des Klappenträgers und der Klappe mittelſt zweier Schrauben geſtattet. Der Zweck dieſer Anordnung iſt folgender. Die Befeſtigung des Stichels in einer um den Querbolzen o drehbaren Klappe dient dazu, dem Stichel bei dem Rückgange des Tiſches eine mäßige Aufwärtsbewegung durch ein geringes Ueber-

kippen der Klappe nach vorn zu gestatten, damit die Stichelschneide, welche sonst mit großem Drucke in der soeben gehobelten Furche schleifen würde, sich nicht zu schnell abstumpfe. Es ist nun leicht zu ersehen, daß sich durch die mittelst der Klappe dem Stichel gewährte Beweglichkeit wohl dieser Zweck erreichen und ein Ablösen der Stichelschneide von dem Arbeitsstücke erzielen läßt, so lange man durch Benutzung der Querverschiebung auf Q eine horizontale Fläche hobelt. Wenn dagegen durch Benutzung der Schraube l eine verticale Fläche hergestellt wird, so kann durch das besagte Ueberkippen der Klappe bei dem Rücklaufe eine Ablösung der Stichelschneide nicht erfolgen, sobald der Querbolzen o senkrecht zu der Schraube und zu deren Verschiebungsrichtung steht. Der beabsichtigte Zweck wird in diesem Falle vielmehr nur erzielt werden können, sobald man den Querbolzen o gegen die zur Schraube l senkrechte Richtung ein wenig neigt, so daß die Stichelschneide sich bei dem Ueberkippen der Klappe in einer kreisbogenförmigen Bahn erhebt, welche von der an dem Arbeitsstücke erzeugten verticalen Fläche *heraus nach außen* gerichtet ist. Es ergiebt sich hieraus, daß die Neigung, die dem Querbolzen o bei Benutzung der Verticalverschiebung gegeben werden muß, entweder nach der einen oder nach der anderen Seite vorzunehmen ist, je nachdem der Stichel links oder rechts schneidet. Auch ergiebt sich, daß diese Bedingung nicht nur bei dem Hobeln verticaler Flächen, sondern überhaupt bei der Benutzung der Schraube l zur Stichelversetzung, also auch bei dem Hobeln geneigter Ebenen mittelst schräger Stellung der Lyra erfüllt werden muß.

Man bemerkt aus der Figur, daß der Querträger Q ebenfalls einer verticalen Verstellung an den beiden Gestellständern G befähigt ist, und zwar dienen hierzu zwei im Inneren dieser Ständer angebrachte Schraubenspindeln, denen durch die Queraxe g mittelst zweier Winkelradvorgelege eine gleichzeitige und gleich große Umdrehung ertheilt werden kann. Diese Verstellung dient nicht zur Stichelfortrückung während des Betriebes, sondern sie hat nur den Zweck, den Stichel mit seinem Halter oder *Support* in eine der Dicke des zu bearbeitenden Gegenstandes entsprechende Höhe über dem Tische zu stellen, um in allen Fällen den Stichel nur wenig aus dem Stichelhalter heraustreten lassen zu müssen.

Die Fortrückung des Stichels um die Spandicke erfolgt nicht unmittelbar nach geschehenem Schnitte, sondern sobald der *Rückgang beendet* ist, und bevor der neue Schnitt stattfindet, weil dem Stichel der Rückgang erschwert werden würde, wenn man noch vor der Vollführung desselben die Verstellung vornehmen wollte. Es ist daher nöthig, die Bewegung des Tisches etwas größer anzunehmen, als die Hobellänge des Schnittes beträgt, damit die gedachte Fortrückung in der Zeit geschehen kann, während welcher der Stichel ganz außer Berührung mit dem Arbeitsstücke ist. Diese Fortrückung wird

bei den kleineren Hobelmaſchinen in horizontaler Richtung immer ſelbſtſtändig von der Maſchine aus bewirkt, während man die verticale Verſchiebung häufig aus freier Hand durch Umdrehung der Schraube l an ihrer Handhabe ausführt. Bei den größeren Hobelmaſchinen pflegt man auch die Verſtellung des Stichels in ſenkrechter und ſchräger Richtung ſelbſtthätig vorzunehmen. Zur ſelbſtthätigen Verſtellung dient ein auf der Schraubenſpindel an deren äußerem Ende befindliches Zahnrad z, dem vermittelſt einer Schaltklinke eine geringe Drehung mitgetheilt wird, wie ſie der Größe der beabſichtigten Verſchiebung entſpricht. Dieſe Schaltklinke wird gleichzeitig mit der Umſteuerung der Maſchine bewegt, und zwar benutzt man in der Regel hierzu auch den Umſteuerungsmechanismus. Aus der Figur erkennt man das zu dieſem Zwecke vorhandene Schubſtängelchen n, deſſen abwechſelnd auf- und niedergehende Bewegung von dem geſchlitzten Hebel N bewirkt wird, auf deſſen Axe die Steuerungswelle E durch Kegelrädchen ihre ſchwingende Bewegung überträgt. Da der Hub dieſes Stängelchens durch Verſetzung ihres unteren Zapfens in dem Schlitze des Hebels N nach Belieben verändert werden kann, ſo iſt hierdurch das Mittel gegeben, dem Stichel die der Dicke des zu hobelnden Spans entſprechende Verſchiebung zu ertheilen. In Betreff dieſes Schaltgetriebes, deſſen Wirkſamkeit aus dem in Th. III, 1 Angegebenen ſich erklärt, möge hier nur bemerkt werden, daß durch beſondere Vorrichtungen die Möglichkeit gewahrt bleiben muß, die Bewegung auf das Schaltrad der Schraube p in jeder Höhenlage des Querträgers Q zu übertragen. Dies wird vielfach in einfacher Weiſe dadurch erzielt, daß man die Schubſtange n genau cylindriſch macht und nach oben hin verlängert, um ſie dort in einem Auge zu führen, ſo daß ſie mit dem von ihr bewegten Schalthebel in jeder Höhenlage des Querträgers durch eine Stellſchraube feſt verbunden werden kann. Bei der in der Figur dargeſtellten Maſchine iſt derſelbe Zweck durch die Anordnung einer ſenkrecht verſchieblichen Zahnſtange Z erreicht, die mit einem an dem Querträger angebrachten Zahnrädchen ſtetig im Eingriffe verbleibt, ſo daß dieſe von der Zugſtange n auf und nieder bewegte Zahnſtange auch immer dieſes Zahnrädchen in Schwingung verſetzt, wie hoch man den Querträger Q auch geſtellt haben möge. Die ſo veranlaßte Schwingung des zuletzt erwähnten Zahnrädchens kann dann zur Bewegung der Schaltklinke benutzt werden.

§. 152. **Bewegung des Tiſches.** In welcher Weiſe die hin- und hergehende Bewegung des Tiſches erzeugt wird, wenn derſelbe mit einer der Länge nach angebrachten Zahnſtange verſehen iſt, bedarf nach dem Vorhergehenden keiner weiteren Erläuterung, und es iſt danach auch deutlich, wie die Umkehrung vermittelſt zweier Riemen geſchieht, von denen der eine offen und der andere

gekreuzt iſt. Auch wurde ſchon angeführt, daß der Rücklauf einfach dadurch mit größerer Geſchwindigkeit bewirkt werden kann, daß die beiden auf der Deckenvorgelegswelle angeordneten Betriebsſcheiben entſprechend verſchiedene Durchmeſſer erhalten. Von den drei hierbei auf der Antriebswelle der Maſchine befindlichen Riemſcheiben iſt die mittlere die feſte, während die beiden ſeitlich vorhandenen loſe laufen. Wird, wie es meiſtens üblich iſt, die Verſetzung der beiden Riemgabeln gleichzeitig bewirkt, ſo hat jede von den drei Riemſcheiben eine Breite gleich der doppelten Riembreite zu erhalten, wogegen auf der treibenden Deckenvorgelegswelle zwei verſchieden große Scheiben anzubringen ſind, deren Breite zu je drei Riembreiten zu bemeſſen iſt, Fig. 539. In dieſer Figur ſind die Riemen für den Vorwärtsgang gezeichnet, und man erkennt daraus, daß zur Umſteuerung eine Verſchiebung beider Riemen um die doppelte Riembreite erfolgen muß, daß alſo in dem Augenblicke der mittleren Riemſtellung, wie ſie durch die Punktirung angedeutet iſt, auf die Hobelmaſchine von keinem der beiden Riemen Bewegung übertragen wird, ein Umſtand, auf den bei der Anordnung der Steuerung Rückſicht zu nehmen iſt.

Fig. 539.

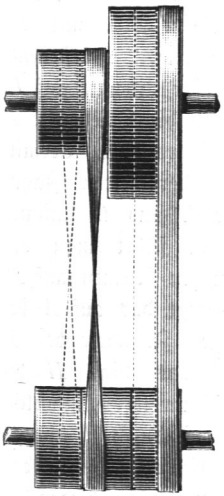
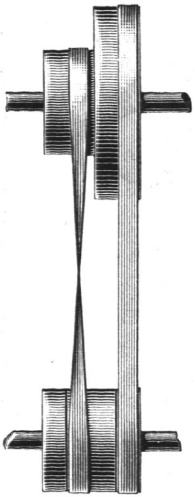


Fig. 540.

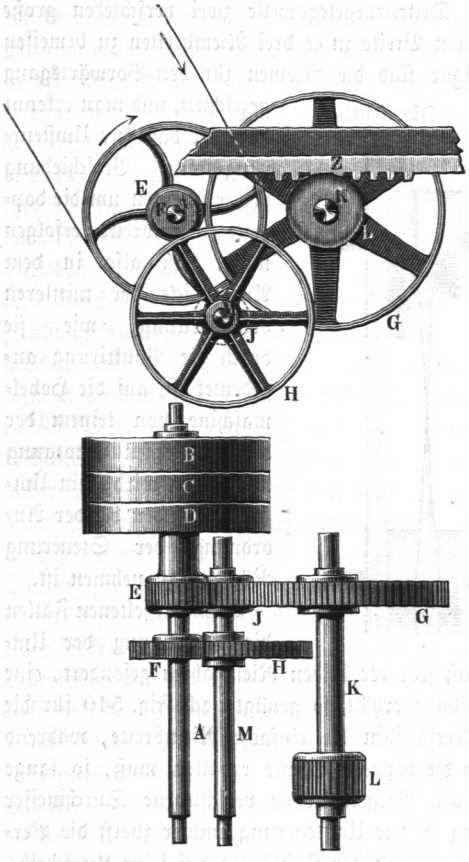


Wenn in ſeltenen Fällen die Anordnung der Umſteuerung ſo getroffen wird, daß jede der beiden Riemgabeln geſondert, eine nach der anderen, ihre Verſchiebung erhält, ſo genügt nach Fig. 540 für die beiden ſeitlich angebrachten Leerſcheiben die einfache Riembreite, während die mittlere feſte Scheibe doch die doppelte Breite erhalten muß, ſo lange die treibenden Scheiben auf der Vorgelegswelle verſchiedene Durchmeſſer haben. Bei dieſer Anordnung iſt zur Umſteuerung immer zuerſt die Verſchiebung des treibenden Riemens von der Feſtſcheibe auf ſeine Leerſcheibe, alſo im Betrage einer Riembreite, und darauf eine ebenſo große und gleichgerichtete Verſchiebung des anderen Riemens von ſeiner Leerſcheibe auf die feſte erforderlich. Die zur Erzielung dieſer Bewegung erforderliche Einrichtung iſt indeſſen nicht einfach genug, um durch ſie den Vortheil der geringeren Scheibenbreiten zu erkaufen, weswegen ſie nur ſelten Anwendung

findet. Es ergiebt ſich übrigens leicht aus den Figuren 539 und 540, daß die feſte Riemſcheibe nur die einfache Riembreite erfordert, ſobald die Geſchwindigkeit für den Rückgang die gleiche wie für den Vorgang iſt, die beiden Scheiben auf der Vorgelegswelle daher durch eine cylindriſche Trommel erſetzt werden können.

Um für den Betrieb der Hobelmaſchine nur einen einzigen Riemen nöthig zu haben, wird vielfach die in Th. III, 1, Fig. 674 dargeſtellte Einrichtung angewandt, wie ſie durch Fig. 541 verſinnlicht wird. Hierbei dient die mittlere Scheibe C als Leerſcheibe, B iſt feſt auf der Welle und D loſe darauf, aber aus einem Stück mit dem Zahngetriebe E beſtehend. Läuft der Riemen auf D, ſo wird die Triebwelle K des Tiſches durch Vermittelung der beiden Zahnräder E und G linksum gedreht; führt man dagegen den Riemen auf B, ſo bewegt das auf A befeſtigte Zahngetriebe F durch das Rad H die Zwiſchenwelle M, welche nun erſt durch J und G die Triebwelle K für den Tiſch umdreht. Wegen der zweimaligen Räderüberſetzung erfolgt dieſe Umdrehung nach rechts und mit entſprechend kleinerer Geſchwindigkeit, wie ſie für den Vorgang erforderlich iſt. Bezeichnet man durch die Buchſtaben die Durchmeſſer oder die Zähnezahlen dieſer Räder, ſo hat man das Verhältniß der beiden Geſchwindigkeiten für den Rücklauf und den Vorgang:

Fig. 541.

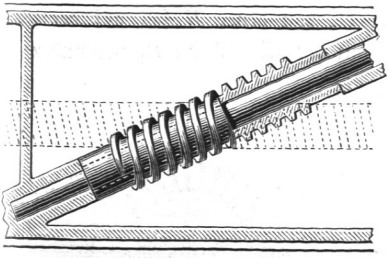


$$n = \frac{E}{G} : \frac{F}{H} \cdot \frac{J}{G} = \frac{E}{F}\,\frac{H}{J},$$

oder, wenn $F = E$ gemacht wird, $n = \frac{H}{J}$. Es iſt übrigens zu bemerken, daß jede der beiden Scheiben B und D, ſobald die andere den Betrieb übernimmt, in einer Richtung umläuft, die derjenigen der angetriebenen Scheibe entgegengeſetzt iſt, und zwar iſt hierbei die Umfangsgeſchwindigkeit der Scheibe D während des Vorgangs n mal kleiner und diejenige von B bei dem Rücklauf n mal größer als die Geſchwindigkeit des Riemens.

Anſtatt des in die Zahnſtange des Tiſches eingreifenden Stirnrades wendet Sellers bei ſeinen Hobelmaſchinen eine Schnecke oder Schraube an, deren Gängen entſprechend die Zahnſtange mit ſchräg geſtellten Zähnen verſehen iſt, wie Fig. 542 verdeutlicht, in welcher die über der Schnecke befindliche Zahnſtange punktirt angegeben iſt. Dieſe Schrägſtellung der Zähne hat den Zweck, den Seitendruck zu vermeiden, welcher ſich bei Anwendung gerader, zur Verſchiebungsrichtung ſenkrecht ſtehender Zähne in Folge der gleitenden Reibung an den Gewindegängen der Schnecke einſtellen müßte, und wovon man ſich in folgender Art Rechenſchaft geben kann. Bezeichnet α den Winkel, unter dem die Gewindegänge der Schnecke gegen deren zur Axe ſenkrechten Querſchnitt geneigt ſind, ſo hätte man die Axe A der Schnecke unter demſelben Winkel gegen die Bewegungsrichtung des Tiſches zu neigen, wenn die Zahnſtange mit normalen, d. h. zur Länge der Zahnſtange ſenkrechten Zähnen verſehen ſein ſollte. In dieſem Falle würde die von den Gewindegängen der Schnecke gegen dieſe Zähne ausgeübte Wirkung nach dem bekannten Geſetze über die Reibung gegen die Bewegungsrichtung der Zahnſtange um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ geneigt ſein, ſo daß der Druck P zwiſchen den Zähnen einen Seitendruck $P \sin \varrho$ auf den Tiſch ausüben würde, der von den Prismenführungen aufzunehmen wäre. Wenn man dagegen dieſen Seitendruck vermeiden will, ſo hat man der Axe der Schnecke eine Neigung $\alpha + \varrho$ gegen die Tiſchbewegung zu geben. Bei der in der Figur dargeſtellten Anordnung von Sellers, welche der unten angezeigten Quelle[1]) entnommen wurde, iſt der Neigungswinkel der Gewindegänge $\alpha = 12^0$ und derjenige der Schneckenaxe gegen die Tiſchführung 24^0, ſo daß unter der Annahme eines Reibungswinkels gleich $\varrho = 12^0$ der gedachte Seitendruck vermieden iſt.

Fig. 542.



[1]) Hart, Die Werkzeugmaſchinen f. d. Maſchinenbau.

Anſtatt der Zahnſtange wird bei den Hobelmaſchinen von Whitworth eine Schraubenſpindel zur Bewegung des Tiſches benutzt, wie aus Fig. 543[1]) erſichtlich iſt, worin A die unter dem Tiſche angebrachte Schraubenſpindel bedeutet, deren aus zwei Theilen M_1 und M_2 beſtehende Mutter mit dem Tiſche feſt verbunden iſt. Da dieſe Maſchinen mit einem drehbaren Stichelhalter verſehen ſind, welcher das Hobeln für beide Bewegungen des Tiſches geſtattet, ſo findet der Hingang und Hergang deſſelben mit gleicher Geſchwindigkeit ſtatt, und zwar wird zur Umkehr der Bewegung das in Th. III, 1, Fig. 650 angegebene coniſche Wechſelgetriebe angewandt, wie es in Fig. 544 dargeſtellt iſt. Hierbei empfängt das auf der Schraubenſpindel befeſtigte Kegelrad A die Bewegung abwechſelnd von dem Getriebe B oder C, von denen B feſt auf der Vorgelegswelle D angebracht, während C mit der Riemſcheibe R_1 verbunden iſt.

Fig. 543.

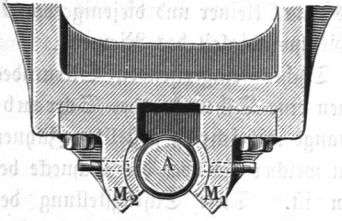
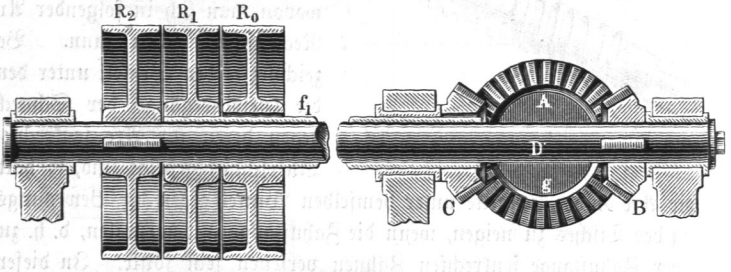


Fig. 544.



Die Riemſcheibe R_2 iſt ebenfalls auf der Axe D feſt, während die Leerſcheibe R_0 loſe auf der Röhre läuft, durch welche die Verbindung von C und R_1 bewirkt iſt.

Abweichend von den bisher beſchriebenen Einrichtungen hat man zur Bewegung des Tiſches von kleineren Hobelmaſchinen, ſowie namentlich auch zur Bewegung der den Stichel tragenden Barre von Feilmaſchinen und Stoßmaſchinen das Kurbelgetriebe verwendet. Um hierbei den Hub nach Bedarf zu verändern, iſt der Kurbelarm mit einem Schlitze oder einer Schleife verſehen, worin man den Kurbelzapfen verſtellen kann, um dem Kurbelhalbmeſſer die erforderliche Länge gleich dem halben Hub zu geben. Dieſem veränderlichen Kurbelhalbmeſſer entſprechend hat man, um die mittlere Geſchwindigkeit des Tiſches oder Stichelträgers in Einklang mit den

[1]) Hart, Die Werkzeugmaſchinen f. d. Maſchinenbau.

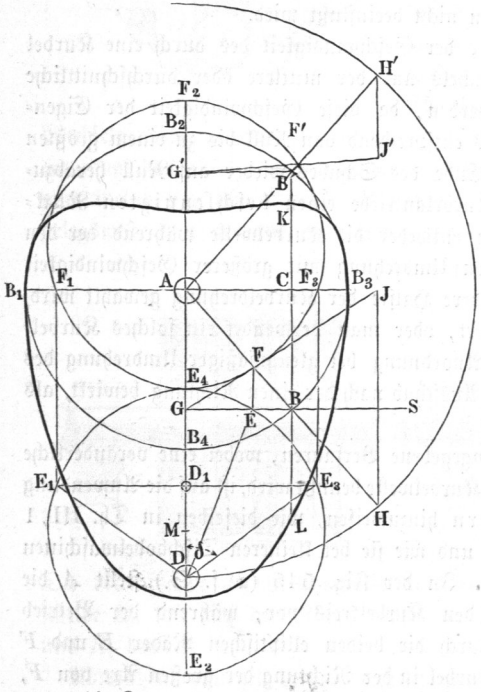
nach §. 147 für das Hobeln anzunehmenden Werthen zu bringen, auch die Umdrehungszahl der Kurbelwelle entſprechend zu verändern, derart, daß dieſe um ſo größer gewählt wird, je kleiner der Kurbelarm angenommen wird, und umgekehrt. Man bedient ſich hierzu allgemein der aus Th. III, 1 bekannten Stufenſcheiben, über deren Anordnung und Wirkungsweiſe an jener Stelle das Nähere angegeben wurde. Hierin unterſcheidet ſich der Antrieb der durch eine Kurbel bewegten Hobelmaſchinen weſentlich von den vorbeſprochenen Maſchinen mit Zahnſtangen oder Schraubenbewegung, welche Stufenſcheiben nicht erfordern, da bei ihnen die Geſchwindigkeit des Tiſches von der Ausſchublänge deſſelben nicht beeinflußt wird.

Selbſtverſtändlich kann unter der Geſchwindigkeit des durch eine Kurbel angetriebenen Tiſches oder Stichels nur der mittlere oder durchſchnittliche Werth derſelben verſtanden werden, da dieſe Geſchwindigkeit der Eigenthümlichkeit des Kurbelgetriebes entſprechend von Null bis zu einem größten Werthe zunimmt, um gegen Ende des Schubes wieder auf Null herabzuſinken. Um auch bei dem Kurbelantriebe einen beſchleunigten Rückgang zu erhalten, kann man entweder die Kurbelwelle während der den Rückgang veranlaſſenden halben Umdrehung mit größerer Geſchwindigkeit umdrehen, als ſie für die andere Hälfte der Kurbeldrehung gewählt wird, die dem Vorwärtsgange zugehört, oder man verwendet ein ſolches Kurbelgetriebe, das vermöge ſeiner Anordnung bei gleichmäßiger Umdrehung des Kurbelarmes einen ſchnelleren Ausſchub nach der einen Richtung bewirkt, als nach der entgegengeſetzten.

In Bezug auf das zuerſt angegebene Verfahren, wobei eine veränderliche Umdrehungsgeſchwindigkeit der Kurbelwelle benutzt wird, iſt auf die Anwendung von zwei elliptiſchen Rädern hinzuweiſen, wie dieſelben in Th. III, 1 näher beſprochen worden ſind, und wie ſie bei kleineren Tiſchhobelmaſchinen zuweilen Verwendung finden. In der Fig. 545 (a. f. S.) ſtellt A die Kurbelaxe und $B_1 B_2 B_3 B_4$ den Kurbelkreis vor, während der Betrieb auf A von der Axe D aus durch die beiden elliptiſchen Räder E und F übertragen wird. Steht die Kurbel in der Richtung der großen Axe von F, und geſchieht die Schiebung auf den Tiſch oder Stichelträger der Hobelmaſchine durch eine hinreichend lange Stange ſenkrecht zu AD nach der Richtung von $B_1 B_3$, ſo erfolgt der Vorwärtsgang während einer Umdrehung der Axe D durch den Bogen $E_1 E_2 E_3$ hindurch, wogegen die Bewegung des Rückganges dem kleineren Drehungswinkel $E_3 E_4 E_1$ entſpricht. In Th. III, 1 wurde angegeben, wie man für jede beliebige Stellung der Kurbel in AB oder AB' die zugehörige Geſchwindigkeit des Schlittens mittelſt der Conſtructionen $AHGJ$ und $AH'G'J'$ finden kann, und es ergab ſich durch Auftragen der ſo gefundenen Geſchwindigkeit HJ und $H'J'$ zu beiden Seiten von $B_1 B_2$ gleich CL und CK die Curve $B_1 K B_3 L$, die

von den Geſchwindigkeiten des Schlittens ein anſchauliches Bild giebt. Insbeſondere iſt aus dem Verlaufe des oberhalb von $B_1 B_3$ gelegenen Curventheils zu erſehen, daß die Geſchwindigkeit bei dem Hobeln von dem Nullwerthe in B_1 ſehr ſchnell ſich zu einem Betrage erhebt, der während des ganzen Vorwärtsganges nur wenig veränderlich iſt, um ſich gegen das Ende der Arbeitsbewegung ebenſo ſchnell wieder bis zu Null in B_3 zu verkleinern. Der Rückgang dagegen erfolgt entſprechend dem unteren Curvenzweige mit einer großen Beſchleunigung während der erſten Hälfte und einer gleichen Verzögerung in der zweiten. Bedeutet $2a$ die Entfernung der beiden Axen AD und bezeichnet δ den Winkel E_4DE_3, ſo iſt das Verhältniß der für den Vorwärts- und den Rückgang erforderlichen Zeiten durch $\frac{180 - \delta}{\delta}$ ausgedrückt.

Fig. 545.



Man erhält die Größe der Excentricität für die Ellipſen durch

$$e = a \frac{cos\ \delta}{1 + sin\ \delta}.$$

Bezeichnet w die conſtante Winkelgeſchwindigkeit von D und r die Länge des Kurbelarmes, ſo beſtimmen ſich die beiden Geſchwindigkeiten in der Mitte des Schubes bei dem Vor- und Rückgange zu

$$c_1 = rw \frac{a-e}{a+e} \text{ u. } c_2 = rw \frac{a+e}{a-e},$$

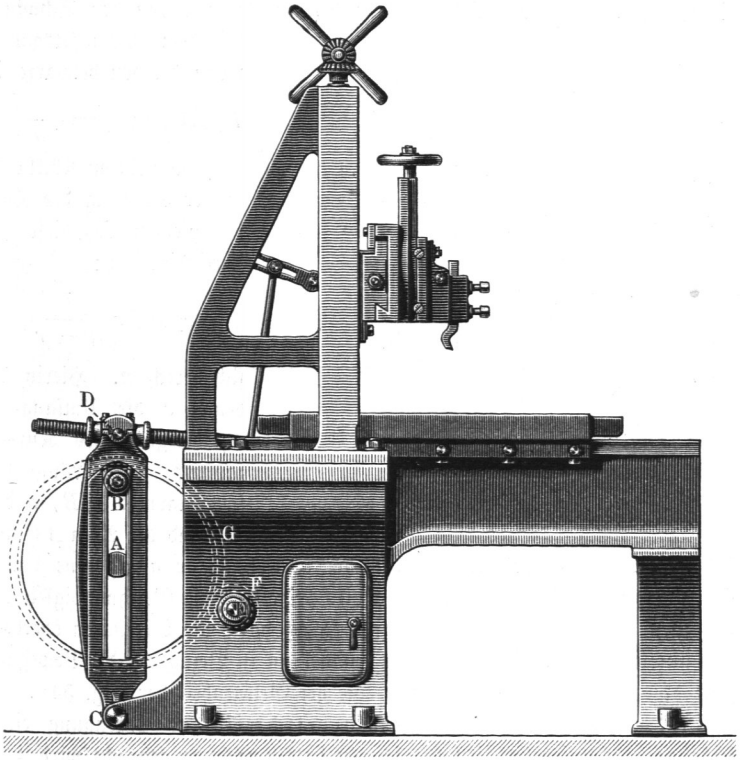
wenn die Länge der Schubſtange hinreichend groß vorausgeſetzt wird, um von deren Neigung gegen die Schubrichtung abſehen zu dürfen.

Zur Erzielung eines ſchnellen Rücklaufes hat man insbeſondere die Getriebe der oscillirenden und der rotirenden Kurbelſchleife in Anwendung gebracht, hinſichtlich deren auf das in Th. III, 1 darüber Geſagte verwieſen werden kann, ſo daß hier die folgenden Bemerkungen genügen.

Bei der Verwendung der oscillirenden Kurbelſchleife zu Hobelmaſchinen, Fig. 546, wird die Kurbelwelle A mit gleichmäßiger Geſchwindigkeit umgedreht, wobei der Kurbelzapfen B mit einem darauf befindlichen Gleitlager in dem Schlitze des um C ſchwingenden Hebels CD ſich verſchiebt, an

deſſen freiem Ende bei *D* die Schubſtange für die Bewegung des Hobelſchlittens angebracht iſt. Da der Kurbelzapfen *B* in verſchiedenem Abſtande von *A* befeſtigt werden kann, gemäß der jeweiligen Länge des zu erzielenden Ausſchubes, ſo empfängt die Kurbelwelle eine mehr oder minder große Umdrehungsgeſchwindigkeit vermittelſt einer Stufenſcheibe auf der Vorgelegswelle *E*, die der Kurbelwelle die Bewegung durch die beiden Stirnräder *F* und *G* mittheilt. Die Schubſtange iſt dabei mittelſt des auf ihr befind-

Fig. 546.

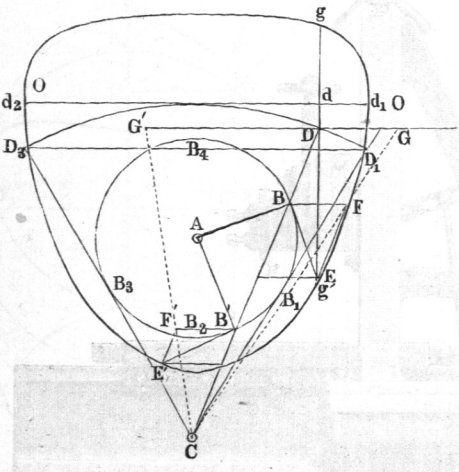


lichen Schraubengewindes und zweier Muttern derartig in ihrer Länge veränderlich gemacht, daß man das auf dem Tiſche befeſtigte Arbeitsſtück zu Beginn des Hubes immer in die richtige Stellung vor der Stichelſchneide bringen kann, wie groß man auch den Ausſchub gewählt haben möge. Bei den Beſtoßmaſchinen, bei welchen dieſer Mechanismus eine häufigere Verwendung findet, pflegt man den letztgedachten Zweck nicht durch eine Veränderung in der Länge der Schubſtange, ſondern in der Regel durch eine

Verſetzung des Zapfens zu erzielen, an dem die Schubſtange den Stichelträger ergreift.

Ueber die Wirkungsweiſe dieſes Getriebes giebt die Fig. 547 Aufklärung. Es iſt daraus erſichtlich, daß die Größe des Ausſchubes unter Annahme einer hinlänglichen Länge der Schubſtange, deren mittlere Lage etwa in GG' gegeben ſein mag, durch $D_1 D_3$ dargeſtellt iſt, ſo daß die dieſen Punkten zugehörigen Lagen der Schwinge CD den Kurbelkreis in B_1 und B_3 berühren. Daher verhalten ſich die Zeiten des Vorwärtsganges und des Rücklaufes wie die Kreisbögen $B_1 B_4 B_3$ und $B_3 B_2 B_1$, und man erhält die Geſchwindigkeit des Schlittens in den mittleren Lagen der Schwinge

Fig. 547.



bei dem Vorwärtsgange, wenn die Kurbelwarze in B_4 ſteht, zu $c_1 = v \dfrac{l}{a+r}$, während bei dem Rücklaufe, in der Stellung des Kurbelzapfens in B_2, dieſe Geſchwindigkeit zu

$$c_2 = v \frac{l}{a-r}$$

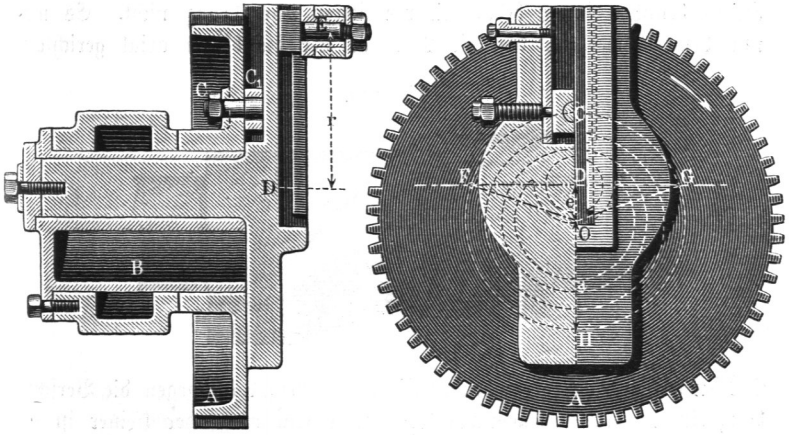
ſich berechnet. Hierin bedeutet v die Umfangsgeſchwindigkeit des Kurbelzapfens, r die Länge des Kurbelarmes AB, a den Abſtand der Axen AC und l die Länge CD der Schwinge. Die in der Figur angegebene Curve $d_1 g d_2 D_3 g$ ſtellt in ähnlicher Art wie in Fig. 545 die Geſchwindigkeit des Schlittens für jeden Punkt des Weges $D_1 D_3$ durch die Ordinaten oberhalb und unterhalb der Linie OO vor, und man kann in Bezug auf die Bewegung ganz ähnliche Bemerkungen machen, wie bei Gelegenheit der Fig. 545.

Die Art, wie die rotirende Kurbelſchleife zur Erzeugung eines ſchnellen Rücklaufes bei Beſtoßmaſchinen in Anwendung gebracht wird, zeigt Fig. 548[1]), welche die von Whitworth angegebene und nach ihm oft benannte Einrichtung vorſtellt. Der Antrieb erfolgt hierbei auf das Stirnrad A, das auf die in dem Lagergeſtell befeſtigte Hülſe B loſe aufgeſteckt und mit dem als Kurbelwarze dienenden Zapfen C verſehen iſt. In einer excentriſchen Bohrung dieſer Hülſe dreht ſich die vordere Schlitz-

[1]) Hart, Die Werkzeugmaſchinen f. d. Maſchinenbau. Dieſem Werke ſind auch die Figuren 550 bis 555 entnommen.

kurbel D mit ihrer Axe, und zwar empfängt dieſelbe ihre Bewegung von dem Kurbelzapfen C des Rades A, indem dieſer Zapfen mittelſt eines Gleitſtückes C_1 in eine auf der Rückſeite von D angebrachte Führungsnuth eingreift. Der zur Bewegung des Stichelträgers dienende Kurbelzapfen E iſt in dem vorderen Schlitz der Kurbel D verſtellbar gemacht, ſo daß man durch die Verſtellung dieſes Zapfens dem Ausſchub des Schlittens die gewünſchte Größe geben kann, die ſich gleich dem doppelten Abſtande des Zapfens E von der Axe D wie bei jeder gewöhnlichen Kurbel ergiebt. Offenbar beſtimmt die wagerechte Lage FG der Kurbel D in den beiden Schnitten F und G mit der Kreisbahn von C die den Wechſeln der Schlittenbewegung zugehörigen Stellungen des Zapfens C, und man erhält

Fig. 548.



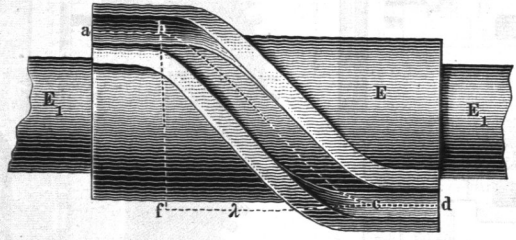
wiederum das Verhältniß der Zeiten für den Vorſchub und den Rücklauf gleich demjenigen der beiden Kreisbögen GHF und FCG.

Bezeichnet man hier mit e die Excentricität OD der beiden Axen von A und D, iſt a der Abſtand OC des Zapfens C von der Drehaxe des Rades A, und ſetzt man wieder den Kurbelhalbmeſſer DE gleich r, ſo ergiebt ſich bei einer Geſchwindigkeit v des Zapfens C die Geſchwindigkeit des Schlittens in der Wegmitte bei dem Vorwärtsgange zu: $c_1 = v\,\dfrac{r}{a+e}$ und für den Rückgang zu: $c_2 = v\,\dfrac{r}{a-e}$.

Die in den einzelnen Punkten der Bewegung ſtattfindenden Geſchwindigkeiten kann man durch ein Diagramm in ähnlicher Art, wie in Fig. 545 und 547, zur Anſchauung bringen, der Entwurf einer ſolchen graphiſchen Darſtellung wird Schwierigkeiten nicht bieten.

§. 153. **Umsteuerungen.** Wie ſchon in §. 151 angeführt worden iſt, erfolgt die ſelbſtthätige Umſteuerung der Tiſchbewegung bei den Hobelmaſchinen, deren Betrieb nicht durch eine Kurbel geſchieht, durch zwei an dem Tiſche angebrachte Anſchlagſtifte oder Stoßknaggen, deren Stellung an dem Tiſche nach Belieben dem jeweiligen Ausſchube deſſelben entſprechend verändert werden kann. Bei der durch Fig. 538 erläuterten Maſchine treffen dieſe Knaggen am Ende des Schubes gegen einen kleinen Schlitten, der mit einem nach unten hervorragenden Stifte in die Nuth $abcd$ des auf einer Hülfsaxe E_1 befindlichen Cylinderſtückes E eintritt, Fig. 549, wodurch dieſem Stücke und der Axe E_1 eine Umdrehung um einen beſtimmten Winkel α nach rechts oder links ertheilt wird. Wie man dieſe ſchwingende Bewegung von E_1 zur Verſchiebung der die Riemgabeln tragenden Schiene mit Hülfe eines Hebels benutzen kann, bedarf einer weiteren Ausführung nicht. Es mag nur bemerkt werden, daß die Nuth an der die beiden axial gerichteten

Fig. 549.

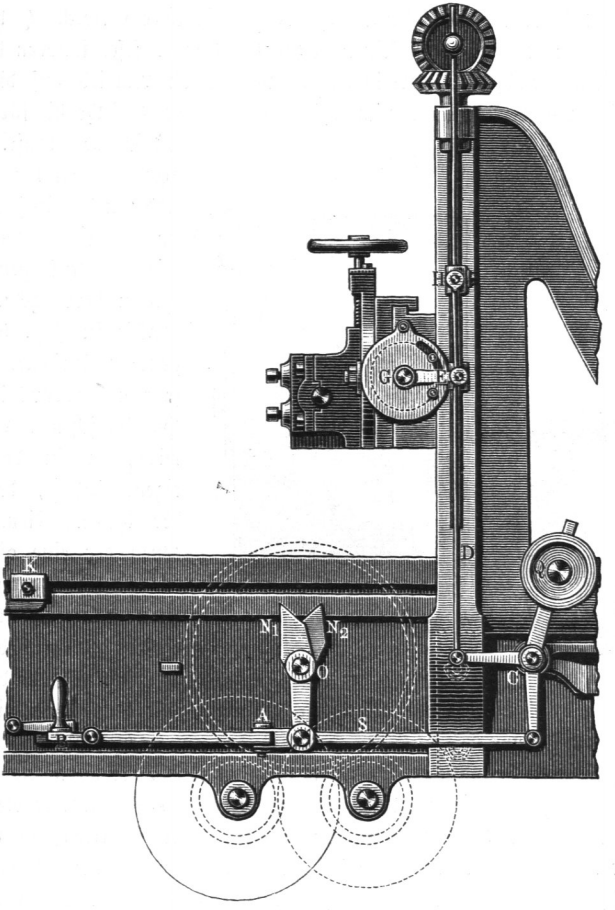


Stellen ab und cd verbindenden Uebergangsſtrecke bc gegen die Verſchiebungsrichtung unter einem Winkel geneigt ſein muß, der kleiner iſt als $90^0 - \varrho$, unter ϱ den Reibungswinkel verſtanden, wenn die beabſichtigte Wirkung überhaupt ſtattfinden ſoll. Die zu der gedachten Drehung des Curvenſtückes E um den Winkel α erforderliche Verſchiebung beſtimmt ſich durch die Länge $fc = \lambda$, um welche die Endpunkte der gedachten Uebergangsſtrecke in der Richtung der Axe von einander entfernt ſind. Da nun die Schwingung der Axe E_1 ebenfalls auch zur Fortrückung des Stichels benutzt wird, ſo iſt erſichtlich, daß die dem Tiſche mitzutheilende Bewegung die Arbeitslänge des Werkſtückes mindeſtens um jenen Betrag λ übertreffen muß, damit eine Schaltung des Stichels nicht erfolge, während derſelbe noch mit dem Arbeitsſtücke in Verbindung iſt.

Eine ſehr gebräuchliche Umſteuerung für Hobelmaſchinen iſt durch Fig. 550 dargeſtellt. Hierbei wirken die durch Klemmſchrauben an dem Tiſche befeſtigten Anſtoßknaggen K abwechſelnd gegen die eine oder andere der beiden Naſen N_1 und N_2 eines um O drehbaren Hebels, deſſen unteres Ende die entſprechende Verſchiebung der Stange S bewirkt. Dieſe Stange veranlaßt

durch einen bei *A* angeſchloſſenen Winkelhebel *B* die Verſtellung der Riemgabel in einer zur Zeichnungsebene ſenkrechten Richtung, während der Winkelhebel *C* dazu dient, die ſenkrechte Schubſtange *D* zu bewegen, wodurch der Schalthebel *E* mittelſt einer Schiebklaue das auf der Schraubenſpindel *G* befeſtigte Schaltrad um einen oder mehrere Zähne fortſchiebt, ſo daß hier-

Fig. 550.

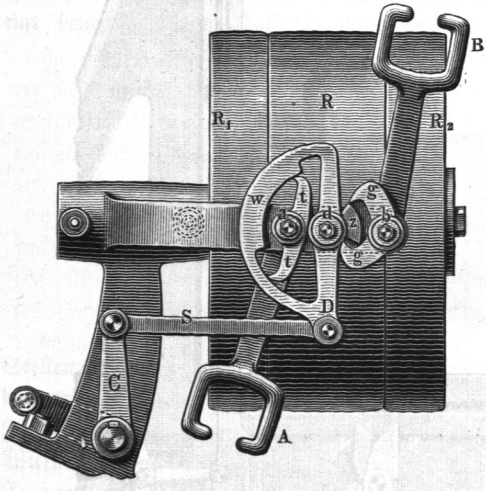


durch die gewünſchte Querverſtellung des Supports erzielt wird. Da der letztere je nach der Höhe des Arbeitsſtückes in verſchiedener Höhenlage eingeſtellt werden muß, ſo iſt die Möglichkeit einer ſteten Bewegungsübertragung auf die Querſchraube *G* dadurch erzielt, daß die Schubſtange *D* in der ganzen Höhe durchgeführt iſt, und mittelſt der darauf verſtellbaren

Hülſe H immer die Verbindung mit dem Schalthebel E bewirkt werden kann. Bei anderen Maſchinen wird dieſer Zweck durch die Verwendung einer ſenkrecht verſchieblichen Zahnſtange erreicht, die mit einem auf der Querſchraube befindlichen kleinen Zahnrade in ſtetigem Eingriffe iſt, wie dies bereits gelegentlich der Fig. 538 angeführt wurde. Dieſes während der Umſteuerung in kleinem Bogen ſchwingende Zahnrad iſt mit der Schiebklinke für die Querſchaltung verbunden.

Ein auf der Axe des Winkelhebels C angebrachtes Gewicht Q hält nicht nur den Steuerapparat in ſeinen beiden Grenzlagen feſt, ſondern hilft auch die mittlere Todtlage überwinden, in welcher ein Antrieb auf die Hobelmaſchine von dem Riemen nicht erfolgen kann, da derſelbe hierfür auf die Losſcheibe läuft. Denſelben Zweck hat man bei anderen Umſteuerungen auch durch Federn erreicht, wie aus den folgenden Beiſpielen hervorgeht.

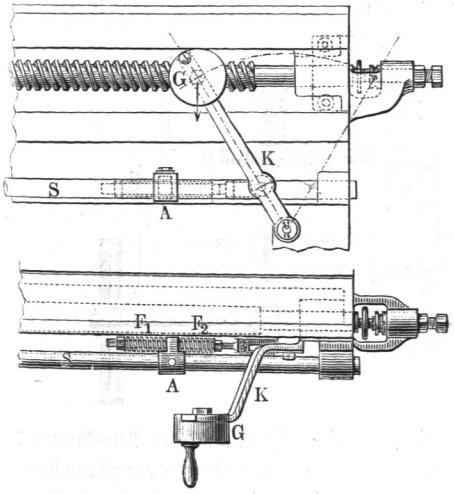
Fig. 551.



Die in Fig. 551 dargeſtellte Umſteuerung, wie ſie von Sellers bei ſeinen Hobelmaſchinen verwendet wird, iſt in der Weiſe eigenthümlich, daß jeder der beiden Riemen, von denen der eine offen und der andere gekreuzt iſt, unabhängig von dem anderen verſchoben wird, zu welchem Ende die beiden Riemgabeln A und B um geſonderte Bolzen a und b drehbar ſind. Die Umſteuerung bewirkt hierbei der Hebel D, der um einen zwiſchen den beiden Riemgabelaxen befindlichen Bolzen d ſchwingt, ſobald er durch die Wirkung der am Tiſche befeſtigten Anſtoßknaggen mittelſt des Winkelhebels C und der Schubſtange S bewegt wird. Dieſer Hebel iſt einerſeits mit dem Zahne z verſehen, der auf die Zinken einer auf der Axe von B befindlichen Gabel g einwirkt, während andererſeits mit dem Steuerhebel D der halbkreisförmige Bogen w verbunden iſt, deſſen beide Anſätze im Inneren auf die Zinken des mit a verbundenen Doppelarmes t einwirken. In der gezeichneten Lage, welche der mittleren Todtſtellung entſpricht, laufen die beiden Riemen auf die beiderſeits angeordneten Losſcheiben R_1 und R_2, ſo daß eine Bewegungsübertragung in dieſem Augenblicke durch die Riemen nicht erfolgt.

Schiebt man dagegen die Stange S nach links, ſo gelangt in Folge der Wirkung von z auf g der durch B laufende Riemen auf die rechte Hälfte der feſten Scheibe R, ſo daß der Tiſch nach der einen Richtung bewegt wird. Wenn man nach erfolgtem Ausſchube des Tiſches dann den Steuerhebel D aus ſeiner äußerſten Lage links wieder nach rechts bewegt, ſo wird zunächſt die Gabel B wieder über die Losſcheibe R_2 geführt, und bei einer weiteren Bewegung des Steuerhebels über die mittlere Lage hinaus gelangt die Gabel A durch die Wirkung der Anſätze von w auf den Doppelhebel t über die linke Hälfte der Feſtſcheibe R, ſo daß nunmehr dem Tiſche die entgegengeſetzte Bewegung ertheilt wird. Die Zähne des Steuerhebels und die Naſen der mit den Riemgabeln verbundenen Arme ſind demnach ſo zu formen, daß bei jeder Umſteuerung immer zunächſt der treibende Riemen vollſtändig auf ſeine Leerſcheibe übergeführt wird, und daß erſt, wenn dies geſchehen iſt, eine Ueberführung des anderen Riemens auf die Feſtſcheibe erfolgt. Da die beiden Riemen von zwei verſchieden großen Trommeln auf der Deckenvorgelegswelle ablaufen, ſo erreicht man bei dieſer Maſchine in einfacher Art den ſchnellen Rücklauf.

Fig. 552.



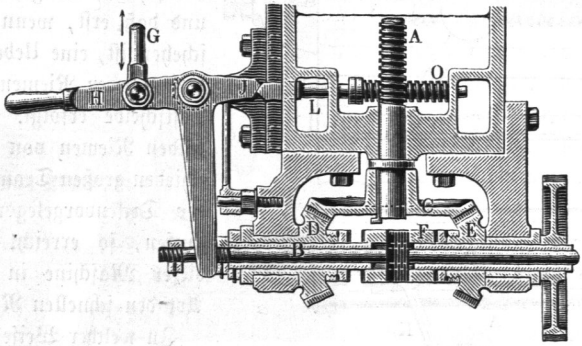
In welcher Weiſe man vermittelſt Federn die Ueberwindung des Todtpunktes erzielen kann, geht aus Fig. 552 hervor. Hierbei empfängt die an dem Bett der Maſchine entlang geführte Stange S durch die Wirkung der Anſtoßknaggen eine Verſchiebung, die ſie mittelſt eines Bolzens B auf den mit Fallgewicht verſehenen Kipphebel K überträgt. Dieſer Bolzen, der durch ein Gelenk an den Kipphebel K angeſchloſſen iſt, empfängt die Bewegung von dem auf der Stange S befeſtigten Auge A durch die Vermittelung von zwei Schraubenfedern F_1 und F_2, die, loſe auf den Bolzen B aufgeſchoben, zwiſchen dem Auge A und den beiderſeitigen Anſätzen des Bolzens befindlich ſind. Hiernach iſt es klar, daß bei einer Verſchiebung der Stange S nach rechts zunächſt ein Zuſammendrücken der Feder F_2 bis zu ſolchem Betrage ſtattfindet, daß die auf den Kipphebel K wirkſame Kraft eine Bewegung deſſelben nach rechts zur Folge hat, und daß in der mittleren Todtſtellung des Kipphebels die Spannung der Feder eine

weitere Bewegung über dieſe Lage hinaus und ein Ueberkippen nach rechts veranlaßt. Hat der Schwerpunkt des Gewichtes G den Abſtand l von der Axe des Kipphebels und iſt der Angriffspunkt des Bolzens um die Länge a von dieſer Axe entfernt, ſo erhält man die Kraft P, bis zu welcher die Feder zuſammengedrückt wird, bevor der Hebel ſich bewegt, durch die Gleichung

$$P a \cos\alpha = G l \sin\alpha \text{ zu } P = G \frac{l}{a} tg\,\alpha;$$

wenn G das Gewicht und α den Neigungswinkel des Kipphebels gegen die ſenkrechte Stellung in der äußerſten Grenzlage bedeutet. Da mit abnehmender Größe von α die zur Bewegung des Hebels erforderliche Kraft jener Formel gemäß ſtetig abnimmt, ſo erkennt man hieraus, daß die Feder die zuvor angegebene Wirkung ausübt.

Fig. 553.



Es möge bei dieſer Gelegenheit noch eine eigenthümliche Anordnung der Umſteuerung angeführt werden, wie ſie bei manchen Langlochbohrmaſchinen zur Anwendung gekommen iſt. Hierbei geſchieht die Längsbewegung des Schlittens, der die Bohrſpindel trägt, durch eine Schraubenſpindel A, Fig. 553, der von einer Queraxe B eine Drehung in dem einen oder anderen Sinne ertheilt wird, je nachdem das Kegelrad C der Schraubenſpindel von dem Getriebe D oder E der Queraxe angetrieben wird. Dieſe beiden Getriebe ſitzen loſe auf der Queraxe B, und können mit derſelben durch die verſchiebliche Kuppelungshülſe F verbunden werden, zu welchem Zwecke nicht nur dieſe Hülſe beiderſeits, ſondern auch die Naben der Getriebe mit entſprechenden Zähnen verſehen ſind. Zur Verſchiebung dient eine die hohle Queraxe B durchſetzende Stange, die mittelſt eines durch einen Schlitz heraustretenden Querkeils die Hülſe ergreift, und welche die zur Umſteuerung erforderliche Verſchiebung von dem Winkelhebel H empfängt, deſſen Schwingung durch die Zugſtange G von den Anſtoßknaggen des

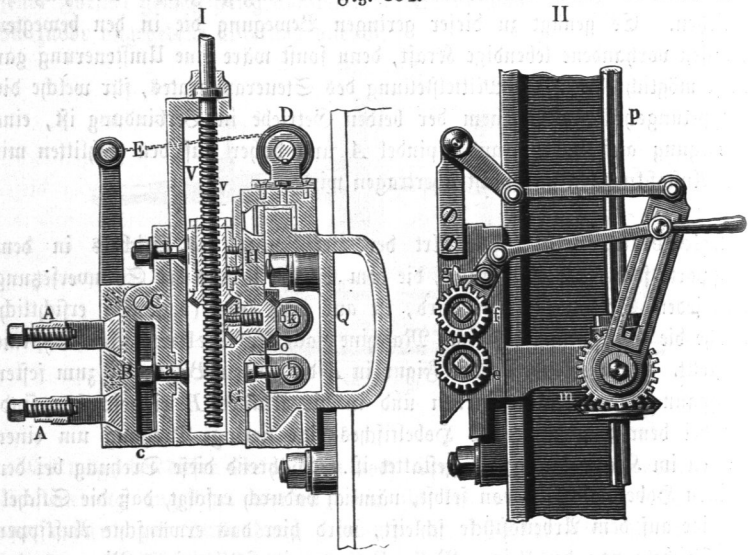
Bohrſchlittens in der gewöhnlichen Weiſe veranlaßt wird. Dieſer Winkelhebel H iſt rückwärts zu dem Arme J verlängert, der mit ſeiner keilförmigen Endigung gegen einen entſprechenden Keil oder eine Schneide trifft, die an dem freien Ende des Bolzens L befindlich iſt. Da dieſer Bolzen durch die auf ihn geſchobene Schraubenfeder O ſtetig nach außen gedrückt wird, ſo findet vermöge dieſer Anordnung ein Feſtſtellen des Winkelhebels in den beiden Grenzlagen ſtatt, die dem eingerückten Zuſtande der Kuppelung entſprechen. Bei erfolgender Umſteuerung drückt der Winkelhebel mittelſt der einen Seitenfläche der keilförmigen Endigung bei J zunächſt den Federbolzen zurück, ſo daß in der mittleren Stellung, in welcher die beiden Schneiden ſich ſcharf gegen einander ſtützen, die geringſte Bewegung genügt, um durch den Druck der Feder den Winkelhebel in die entgegengeſetzte Grenzlage zu verſetzen. Es genügt zu dieſer geringen Bewegung die in den bewegten Maſſen vorhandene lebendige Kraft, denn ſonſt wäre eine Umſteuerung gar nicht möglich, da in der Mittelſtellung des Steuerapparates, für welche die Kuppelungshülſe mit keinem der beiden Getriebe in Verbindung iſt, eine Bewegung auf die Schraubenſpindel A und daher auf den Schlitten mit den Anſtoßknaggen gar nicht übertragen wird.

Stichelführung. Die Art der Befeſtigung des Stichels in dem Support, ſowie die Bewegung, die dem Stichel behufs der Spanverſetzung nach jedem Schnitte ertheilt wird, iſt aus Fig. 554 (a. f. S.) erſichtlich, welche die Einrichtung bei einer Maſchine nach dem Sellers'ſchen Syſteme darſtellt. Man erkennt in der Figur in A die beiden Bügel, die zum feſten Einſpannen des Stichels dienen und in die Klappe B eingeſchoben ſind, der bei dem Rückgange des Hobeltiſches eine geringe Drehung um einen Bolzen im Klappenträger C geſtattet iſt. Während dieſe Drehung bei den meiſten Hobelmaſchinen von ſelbſt, nämlich dadurch erfolgt, daß die Stichelſchneide auf dem Arbeitsſtücke ſchleift, wird hier das erwünſchte Aufkippen des Stichels von der kleinen Rolle D aus mit Hülfe eines Riemens oder einer Schnur E erzielt, die einerſeits an der Rolle D und andererſeits an einem mit der Klappe B verbundenen Arme befeſtigt iſt. Dieſer Rolle wird nach jedesmaligem Wechſel der Tiſchbewegung durch den Umſteuerapparat eine geringe Drehung in der einen oder anderen Richtung ertheilt, ſo daß vor dem beginnenden Rückgange des Tiſches durch Aufwickelung der Schnur auf die Rolle D die Klappe B aufgekippt und die Stichelſchneide in eine erhobene Lage gebracht wird, in der ſie während des ganzen Rückganges verbleibt, bis vor dem Beginne des darauf folgenden Vorwärtsganges durch die entgegengeſetzte Umdrehung von D und Abwickelung der Schnur der Stichel wieder in die für den Schnitt erforderliche Stellung zurückkehrt. Die Klappe ſtemmt ſich hierbei in Folge des bei dem Schneiden auf den §. 154

Stichel ausgeübten Widerſtandes feſt gegen den Anſatz *c* an dem Klappenträger.

Die Figur läßt erkennen, wie der Klappenträger *C* mittelſt der beiden Schrauben *a* und *b* mit dem Verticalſchlitten *V* verbunden iſt, und man kann der Klappe dabei eine kleine Drehung um den Bolzen *a* nach links oder rechts ertheilen, zu welchem Ende der Träger *C* für den Bolzen *b* mit einem kreisbogenförmigen, um *a* concentriſchen Schlitze verſehen iſt. Es wurde ſchon oben angegeben, daß eine dem entſprechende Neigung der Klappe erforderlich iſt, ſobald die Verſetzung des Stichels durch die Schraube *v* des Verticalſchlittens *V* geſchieht, weil man durch das Aufkippen der Klappe ein Ablöſen der Stichelſchneide von der gehobelten Fläche nicht würde erreichen können, wenn die Drehaxe, um welche dieſes Aufklappen erfolgt, ſenkrecht zu der Schraube *v* wäre. Die Verſtellung des Stichels in verticaler Richtung wird durch die Umdrehung der Schraubenſpindel *v* bewirkt, indem dieſe Spindel mit dem verſchieblichen Schlittenſtücke *V* derart verbunden iſt, daß ſie wohl einer Drehung, aber nicht einer Verſchiebung gegen dieſes Schlittenſtück befähigt iſt, und da andererſeits die zugehörige Mutter dieſer Spindel unwandelbar feſt mit dem Führungsſtücke *G* vereinigt iſt, ſo wird bei einer Umdrehung der Spindel dieſelbe und mit ihr auch das Schlittenſtück *V* die beabſichtigte Verſchiebung annehmen. Man hat in dem vorliegenden Falle dieſe Anordnung einer an der Verſchiebung theilnehmenden Schraubenſpindel gewählt, entgegen der meiſt gebräuchlichen Einrichtung

Fig. 554.



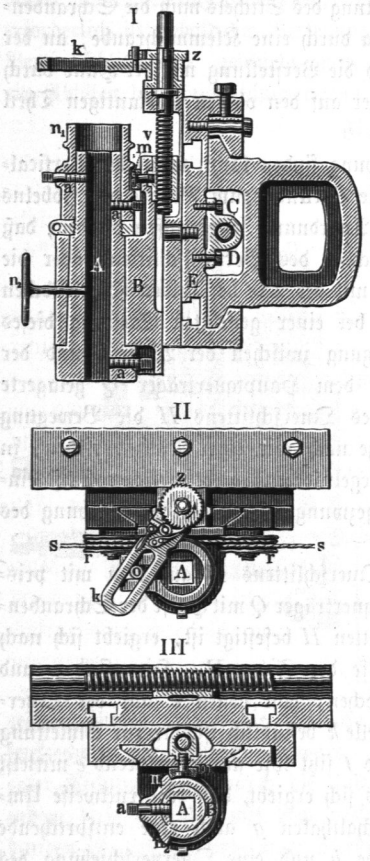
einer verſchieblichen Mutter, wie ſie auch für die horizontale Bewegung durch die Schraubenſpindel *h* in Anwendung gebracht iſt, weil man dadurch in bequemer Weiſe eine ſelbſtthätige Verticalverſchiebung des Stichels erzielen kann. Zu dieſem Behufe iſt nämlich das Muttergewinde für die Schraube *v* in einer cylindriſchen Hülſe *l* enthalten, die in einem Halslager am feſten Führungsſtücke *G* drehbar gelagert iſt, und der man mit Hülfe der kleinen Kegelradgetriebe *i* und *o* von der Axe *k* aus eine Umdrehung ertheilen kann. In dieſem Falle der ſelbſtthätigen Schaltung des Stichels muß die Schraubenſpindel *v* in irgend welcher Weiſe, etwa durch eine Klemmſchraube, an der Umdrehung verhindert werden, während die Verſtellung mit der Hand durch Umdrehung der Schraube *v* mittelſt einer auf den oberen vierkantigen Theil geſetzten Handkurbel geſchieht.

Damit der Selbſtgang auch Verwendung finden kann, wenn der Verticalſchlitten in eine gegen das Loth geneigte Stellung zum Behufe des Hobelns ſchräger Flächen gebracht iſt, muß die Anordnung ſo getroffen werden, daß die Axe, um welche das Führungsſtück *G* des Verticalſchlittens oder die ſogenannte Lyra gedreht werden kann, mit der Axe der beiden Kegelrädchen *i* und *o* zuſammenfällt, damit auch bei einer geneigten Stellung dieſes Führungsſtückes die Bewegungsübertragung zwiſchen der Welle *k* und der Mutter *l* ermöglicht bleibt. Die in dem Hauptquerträger *Q* gelagerte Welle *k* iſt, um in jeder Stellung des Querſchlittens *H* die Bewegung vermitteln zu können, der ganzen Länge nach mit einer Nuth verſehen, in die ein im Inneren des treibenden Kegelrädchens *o* befindlicher Stift eingreift; dieſes Rädchen wird natürlich gezwungen, an der Verſchiebung des Horizontalſchlittens Theil zu nehmen.

Die wagerechte Verſchiebung des Querſchlittens *H* auf dem mit prismatiſchen Führungen verſehenen Hauptquerträger *Q* mit Hülfe der Schraubenſpindel *h*, deren Mutter an dem Schlitten *H* befeſtigt iſt, ergiebt ſich nach dem Vorangegangenen leicht mit Hülfe der Figur II. Hier ſind *e* und *f* zwei in einander greifende Zahnrädchen, von denen *e* auf der Querſchraube *h* und *f* auf der gedachten Welle *k* befindlich iſt, die zur Einleitung der Verticalverſtellung dient. Das Rad *f* ſitzt loſe auf *k*, während *e* mittelſt eines Keiles auf *h* befeſtigt iſt, woraus ſich ergiebt, daß eine ruckweiſe Umdrehung des Rades *f* durch den Schalthaken *g* auch eine entſprechende ſchrittweiſe Drehung der Querſchraube *h* und eine Querverſchiebung des Stichels zur Folge hat. Zur Erzielung der Verticalverſchiebung iſt neben *f* noch ein zweites ihm gleiches Rädchen angebracht, das feſt auf der Welle *k* befindlich iſt und nicht mit *e* im Eingriffe ſteht. Wenn man daher einen zweiten für dieſes Rad beſtimmten Schalthaken in daſſelbe einlegt, nachdem derjenige für *f* durch Umſchlagen aufgelöſt iſt, ſo wird die ruckweiſe Bewegung von *g* unmittelbar auf die Welle *k* übertragen, ohne daß die Schraube *h*

gedreht wird. Es iſt natürlich, daß man die Verſchiebung des Stichels niemals durch die beiden Schraubenſpindeln zugleich, ſondern ſtets nur mittelſt der einen vornehmen darf. Da die Schiebeklinke g zu beiden Seiten mit Naſen verſehen iſt, ſo kann man durch Umlegen derſelben die Fortrückung nach Belieben in der einen oder anderen Richtung vornehmen. Die Größe dieſer Fortrückung und damit die Stärke des abzunehmenden Spans beſtimmt ſich aus der Steigung s der die Verſchiebung bewirkenden Schraube und aus der Zähnezahl z des Schaltrades zu $\frac{s}{z}$ für jeden Zahn des Schaltrades.

Fig. 555.



Dadurch, daß man den Schub der Schiebeklinke veränderlich machen kann, hat man es in der Gewalt, je nachdem man das Schaltrad um einen, zwei oder mehrere Zähne dreht, die Dicke des Spanes entſprechend zu beſtimmen. Wie die Bewegung der Schaltklinke von der durch die Umſteuerungsvorrichtung in Schwingungen verſetzten ſtehenden Welle p mit Hülfe der Kegelrädchen m bewirkt wird, iſt aus der Figur nach dem Vorhergegangenen deutlich.

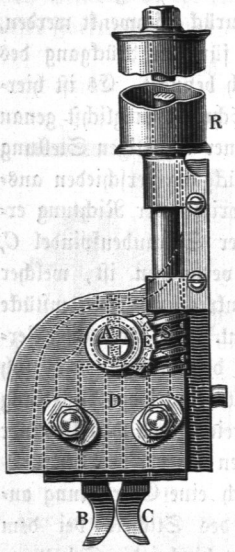
Die Einrichtung, welche von Whitworth gewählt iſt, um ein Hobeln ſowohl bei dem Hingange wie auch bei dem Rückgange des Tiſches zu ermöglichen, iſt durch Fig. 555 zur Anſchauung gebracht. Der Stichel findet hierbei Aufnahme in dem ſeiner ganzen Länge nach mit einer vierkantigen Höhlung durchſetzten Dorne A, in welchem die Befeſtigung des Stichels durch die Schrauben a bewirkt werden kann. Der außen ſchwach coniſch gebildete Dorn A iſt in dem Halter B drehbar gelagert, und zwar kann die Drehung genau um 180 Grad rückwärts und vorwärts geſchehen, indem zwei am oberen Theile des Dornes A befindliche Naſen n_1 und n_2, Fig. III, dadurch, daß ſie gegen den feſten Anſtoß m treffen, die Drehung genau auf eine halbe Umdrehung beſchränken. Die Drehung erhält der Stichel durch eine Schnur s, die in einer vollen Windung um den Hals des Stichelhalters

geſchlungen iſt, und deren beide Enden über Führungsrollen, wie *r* geleitet und an dem Umfange einer in der Figur nicht abgebildeten Rolle befeſtigt ſind. Wird dieſer Rolle durch den Umſteuerungsapparat bei jedesmaliger Umſteuerung eine Drehung in beſtimmtem Betrage abwechſelnd nach links und rechts ertheilt, ſo muß in Folge der angegebenen Einrichtung der Stichel jedesmal genau um eine halbe Umdrehung hin und zurück geſchwenkt werden, ſo daß die Schneide ſowohl für den Hingang wie für den Rückgang des Tiſches in der zur Arbeit erforderlichen Stellung ſich befindet. Es iſt hierbei nöthig, den Stichel ſo einzuſtellen, daß ſeine Schneide möglichſt genau in die Drehaxe des Halters *A* hineinfällt, weil bei einer einſeitigen Stellung die Spandicken für den Hingang von denen beim Rückgang verſchieden ausfallen würden. Die Fortrückung des Stichels in horizontaler Richtung erfolgt hier bei jedesmaliger Umſteuerung mittelſt der Schraubenſpindel *C*, deren Mutter *D* feſt mit dem Querſchlitten *E* verbunden iſt, welcher zwiſchen verticalen Führungsleiſten das zu dem ſenkrechten Schlittenſtücke ausgebildete Lager *B* des Stichelhalters *A* aufnimmt. Die ſenkrechte Verſchiebung des Stichels durch die Schraube *v* dient in dem Falle, wo es ſich um das Hobeln wagerechter Flächen handelt, nur zur gehörigen Anſtellung des Stichels im Beginne der Arbeit und wird aus freier Hand mittelſt einer auf das obere Vierkant der Schraubenſpindel geſteckten Kurbel bewirkt.

Es iſt jedoch an der vorliegenden Maſchine auch eine Einrichtung angegeben, um eine ſelbſtthätige Verticalverſtellung des Stichels bei dem Hobeln ſenkrechter Flächen zu erzielen, und zwar geht hierbei die Schaltung von dem Stichelhalter bei deſſen Drehung aus, wie Fig. II erkennen läßt. Es wird nämlich der auf das obere Ende der Schraubenſpindel *v* loſe aufgeſteckte Schalthebel *k* von einem Bolzen *o* ergriffen, der mittelſt eines beſonderen Aufſatzſtückes *l* mit dem Stichelhalter *A* verbunden iſt und in einem Schlitze des Schalthebels *k* freies Spiel hat, ſo daß die hin- und zurückſchwingende Bewegung des Stichelhalters auf den Schalthebel übertragen wird. Es muß übrigens bemerkt werden, daß bei dem Hobeln verticaler Flächen der Stichel wegen ſeiner einſeitigen Form und Stellung nur nach einer Richtung ſchneiden kann. Dies entſpricht einem Uebelſtande derartiger Maſchinen gegenüber den gewöhnlichen ſtets nur nach einer Richtung hin arbeitenden, inſofern man bei den letzteren durch die Anwendung eines beſchleunigten Rückganges den Zeitverluſt herabziehen kann, wogegen bei der vorliegenden Maſchine ſelbſtverſtändlich die Geſchwindigkeit der Tiſchbewegung für den Hin- und Rückgang von derſelben Größe iſt. Dieſem Umſtande und der ſchwierigen Behandlung der Maſchine insbeſondere hinſichtlich der genauen Einſtellung des Stichels dürfte es wohl hauptſächlich zuzuſchreiben ſein, warum derartige Maſchinen nur wenig Verwendung gefunden haben.

In Fig. 556[1]) iſt noch eine andere Einrichtung angegeben, die den Zweck einer Nutzleiſtung nach beiden Richtungen hin erfüllen ſoll. Hierbei ſind zwei Stichel B und C in demſelben Halter angebracht, deren Schneiden entgegengeſetzt gerichtet ſind. Um von dieſen beiden Sticheln immer nur den einen zur Wirkung zu bringen, iſt der Stichelhalter D um den Bolzen A drehbar gemacht, und es empfängt derſelbe aus der gezeichneten Mittellage eine Schwenkung nach links oder rechts mittelſt des auf dem Bolzen A befeſtigten Schneckenradſegmentes E, in das eine Schraube ohne Ende S eingreift, die durch eine um die Rolle R gewundene Schnur bei jedesmaligem Wechſel der Tiſchbewegung durch den Umſteuerapparat entſprechend gedreht wird.

Fig. 556.



§. 155. Grubenhobelmaſchinen[2]).

Für die Bearbeitung ſehr langer Gegenſtände, wie z. B. Geſtellrahmen von Maſchinen, würde die Anordnung der Hobelmaſchine in der bisher beſprochenen Bauart der Tiſchhobelmaſchinen eine ſehr beträchtliche Länge des Bettes erfordern, da hierbei die Führungsprismen eine Länge haben müſſen, die im Allgemeinen nahezu das Doppelte der größten Arbeitslänge beträgt. Um dieſen Schwierigkeiten aus dem Wege zu gehen, hat man die Grubenhobelmaſchinen ausgeführt, ſo genannt von der Grube, welche hierbei in der Regel zur Aufnahme der zu bearbeitenden Werkſtücke vorgeſehen wird. In Fig. 557 iſt eine Skizze von der Anordnung einer derartigen Maſchine gegeben, wie ſie in der Elſäſſiſchen Maſchinenfabrik zu Grafenſtaden für die größten Gegenſtände Verwendung findet. Man erſieht daraus die zu beiden Seiten der 13 m langen und 2,8 m breiten Grube feſt gelagerten gußeiſernen Längsrahmen A, in deren Führungsfurchen Querträger B mit hinreichend langen Führungsſtücken ſich verſchieben können. Jeder dieſer Querträger iſt auf beiden Seiten mit prismatiſchen Führungsleiſten verſehen, um auf jeder Seite einem Querſchlitten Aufnahme zu gewähren, der in gewöhnlicher Weiſe den Stichelhalter mit Verticalſchlitten u. ſ. w. trägt. Hierdurch iſt ebenfalls die Möglichkeit gegeben, bei der Bewegung des Querträgers ſowohl nach der einen wie nach der anderen Richtung zu hobeln.

[1]) J. Roſe, Modern Machine-Shop Practice, London.

[2]) ſ. u. A.: Armengaud, Publ. ind. T. I, Pl. 9—10; T. III, Pl. 13 etc.

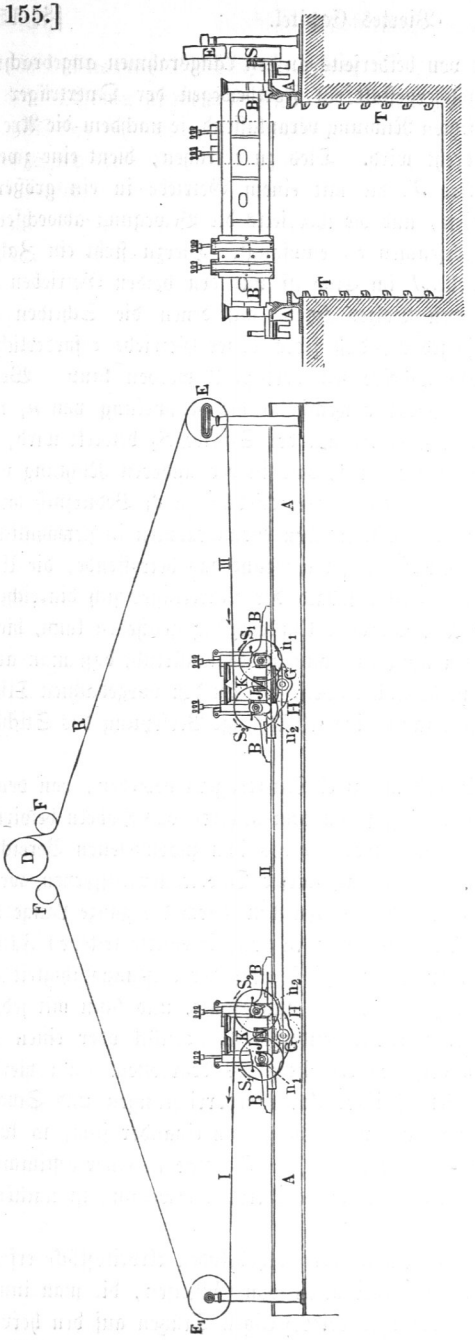


Fig. 557.

Die einem ſolchen Querträger und den damit verbundenen Sticheln zu ertheilende Verſchiebung erfolgt durch einen endloſen Riemen R, welcher von der Antriebſcheibe D oberhalb der Maſchine über die Leitrollen E und F geführt iſt, und der an jedem der gedachten Querträger zwei Scheiben S_1 und S_2 in entgegengeſetzten Richtungen umſchlingt. Es iſt leicht zu erſehen, daß bei dieſer Anordnung eine Umdrehung der beiden Scheiben S_1 und S_2 nach entgegengeſetzten Richtungen, wie die Pfeile ſie andeuten, eintreten muß, an welcher Stelle dieſe Querträger auch befindlich ſein mögen, indem wegen der parallelen Lage der Riemenſtücke I, II und III die erforderliche Länge des Riemens ganz unabhängig von der Stellung der Querträger eine conſtante Größe iſt. Zur Erzeugung der hin- und hergehenden Bewegung des Querträgers dient eine in demſelben gelagerte Axe G, die auf beiden Seiten Zahnrädchen

trägt, welche in die Zähne von beiderſeits an den Längsrahmen angebrachten Zahnſtangen eingreifen, ſolchergeſtalt ein Fortbewegen der Querträger in der einen oder entgegengeſetzten Richtung veranlaſſend, je nachdem die Axe G rechtsum oder linksum gedreht wird. Dies zu erreichen, dient eine zweite parallel zu G gelagerte Axe J, die mit einem Getriebe in ein größeres Zahnrad H und G einwirkt, und die ihrerſeits die Bewegung abwechſelnd von der Scheibe S_1 oder derjenigen S_2 empfängt. Hierzu ſteht ein Zahnrad K auf der Zwiſchenwelle J im Eingriff mit den beiden Getrieben n_1 und n_2, welche loſe auf den Bolzen ſitzen, auf denen die Scheiben S_1 und S_2 angebracht ſind, ſo jedoch, daß jedes dieſer Getriebe erforderlichen Falles mit der betreffenden Scheibe feſt verkuppelt werden kann. Wenn daher durch den Umſteuerapparat abwechſelnd die Kuppelung von n_1 mit der Scheibe S_1 oder des Getriebes n_2 mit der Scheibe S_2 bewirkt wird, ſo wird der Querträger bald in der einen, bald in der anderen Richtung verſchoben. Man kann die Größe dieſer Verſchiebung nach Bedürfniß durch Anſtoßknaggen regeln, die an den führenden Grundrahmen in gewöhnlicher Art verſtellbar angebracht ſind, und gegen welche das betreffende, die Umſteuerung veranlaſſende Glied trifft, ſobald der Querträger ſich hinreichend weit verſchoben hat. Die Art, wie dieſe Umſteuerung geſchehen kann, bietet beſondere Eigenthümlichkeiten nicht dar, auch iſt es natürlich, daß man auch hier den Umſteuerapparat in ähnlicher Weiſe wie bei den vorgedachten Tiſchhobelmaſchinen dazu benutzen kann, eine ſelbſtthätige Verſetzung des Stichels herbeizuführen.

Die beſprochene Maſchine iſt mit zwei Querträgern verſehen, von denen jeder einzelne vollſtändig unabhängig von dem anderen das Hobeln bewirken kann, ſelbſtverſtändlich jeder nur innerhalb des ihm zugewieſenen Bereiches der ganzen Länge. Man muß den einen dieſer Querträger entfernen, wenn es darauf ankommt, mit einem Stichel Furchen durch die ganze Länge der Maſchine zu hobeln. Da dies aber nur in vergleichsweiſe ſeltenen Fällen nöthig ſein wird, ſo hat man zur Vergrößerung der Leiſtungsfähigkeit der ganzen Maſchine die beiden Hobelapparate angeordnet, und kann mit jedem derſelben je nach Erforderniß ein beſonderes Arbeitsſtück oder einen beſtimmten Theil eines und deſſelben Arbeitsſtückes bearbeiten. Da hierbei dieſe beiden Apparate in Betreff ihrer Umſteuervorrichtungen und Schaltwerke zur Stichelverſchiebung ganz unabhängig von einander ſind, ſo kann auch die Arbeitslänge und daher die Anzahl der Schnitte in einer beſtimmten Zeit verſchieden ſein; die Geſchwindigkeit der Arbeitsbewegung iſt natürlich für alle Stichel dieſelbe.

Die Aufſpannung oder Befeſtigung der zu hobelnden Arbeitsſtücke erfolgt bei der gedachten Maſchine auf Querbalken von Gußeiſen, die man innerhalb der Grube einlegt und die ihre beiderſeitigen Stützen auf den hervor-

ragenden Knaggen T finden, mit denen die Seitenwände der Grube in verſchiedenen Höhen ausgerüſtet ſind, entſprechend den verſchieden großen Höhenabmeſſungen der zu bearbeitenden Gegenſtände. Daß man zur beſſeren Ausnutzung der Maſchine dieſelbe auch zum gleichzeitigen Abhobeln von zwei verſchiedenen hinter einander in der Grube aufgeſtellten Gegenſtänden von geringerer Länge benutzen kann, wurde ſchon bemerkt.

Als Haupterforderniß derartiger Hobelmaſchinen muß eine ſehr ſichere Führung der Querträger auf den Grundrahmen betrachtet werden, welche ein ſeitliches Schwanken möglichſt ausſchließt. Wenn dieſe Bedingung an ſich für alle Hobelmaſchinen gültig iſt, ſo hat ihre genaue Erfüllung bei der vorliegenden Bauart um ſo mehr Bedeutung, als hierbei die bewegte, in den Querträgern enthaltene Maſſe nur gering iſt im Vergleich zu derjenigen, die bei Tiſchhobelmaſchinen in Bewegung geſetzt wird, und ſomit durch das Beharrungsvermögen der Maſſe auch nur eine entſprechend geringere Gewähr für die Erzielung eines tadelloſen Schnittes geboten iſt. Hierzu tritt der Umſtand, daß gerade dieſe für die allergrößten Gegenſtände beſtimmten Maſchinen in der Regel auch beſonders großen Kräften unterworfen ſind, wie ſie dem Abſchälen der entſprechend dicken Späne entſprechen. Dieſe Umſtände dürften die Veranlaſſung ſein, weshalb man die hier beſprochene Bauart der Hobelmaſchinen mit feſtliegendem Arbeitsſtück und darüber hin beweglichem Stichel nur ſelten und nur da zur Verwendung bringt, wo, wie bereits angegeben, die Anordnung eines beweglichen Tiſches eine unbequeme Länge der ganzen Maſchine im Gefolge haben würde.

Blechkantenhobelmaſchinen. Zum Abhobeln der für den Bau von Dampfkeſſeln u. ſ. w. erforderlichen Bleche an ihren Rändern bedient man ſich einfacher Maſchinen, die mit den zuletzt angeführten Grubenhobelmaſchinen inſofern eine gewiſſe Uebereinſtimmung zeigen, als auch bei ihnen der zu bearbeitende Gegenſtand, die Blechtafel, unwandelbar feſtgelegt wird, und man das arbeitende Werkzeug an demſelben entlang führt. Das letztere iſt hierbei meiſt ein Stichel mit einer mehr meſſerartigen Schneide von genügender Länge, um das betreffende Blech in ſeiner ganzen Dicke zu bearbeiten. Demgemäß handelt es ſich dabei um die Verſchiebung dieſes Stichels nur in einer Richtung, wodurch die Einrichtung des den Stichel aufnehmenden Supports weſentlich vereinfacht wird. Da auch dieſe Maſchinen in der Regel beim Vorwärts- und Rückwärtsgange gleichmäßig arbeiten ſollen, ſo giebt man dem Stichel zwei Schneidekanten, von denen man durch eine geringe Verſtellung des Stichels bei jeder Umkehr abwechſelnd die eine oder andere in die zum Schneiden geeignete Lage bringt. §. 156.

In Fig. 558 (a. f. S.) iſt die allgemeine Anordnung einer derartigen Maſchine veranſchaulicht, wie ſie in dem Werke von Hart ausführlicher

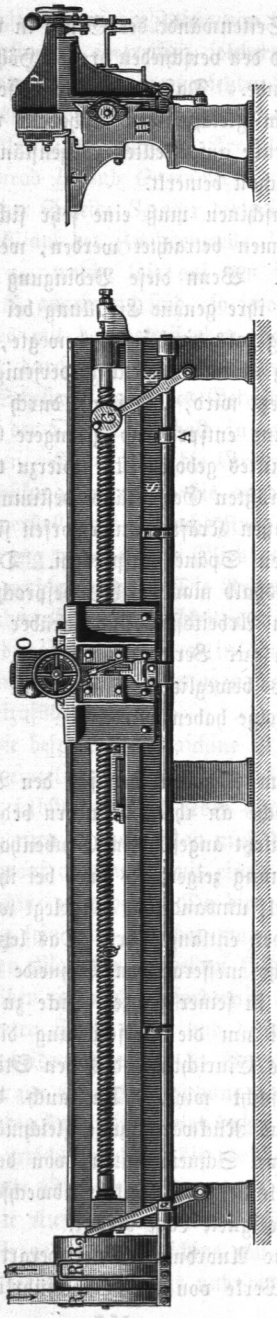


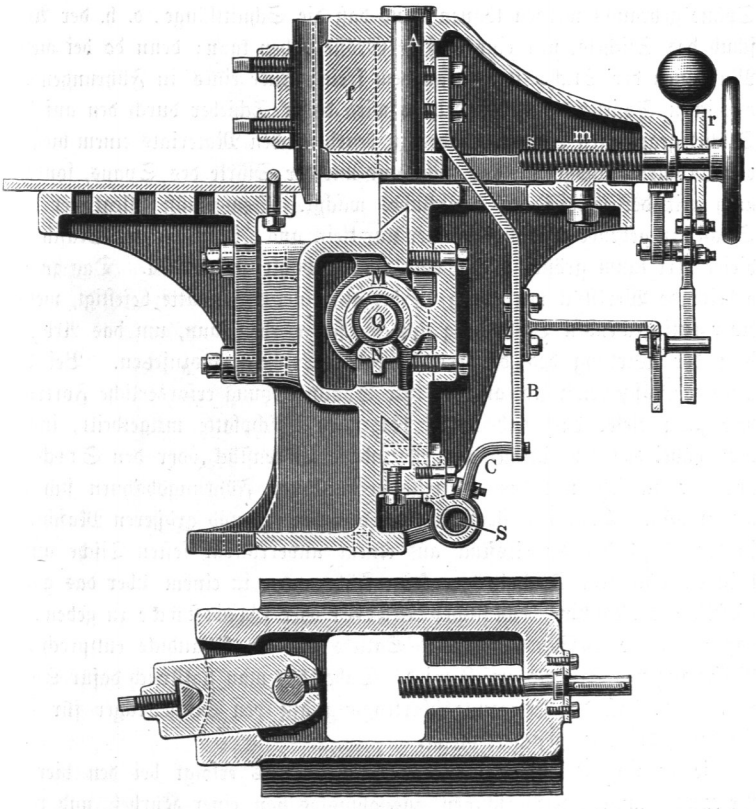
Fig. 558.

dargeſtellt iſt. Die an den Kanten gerade zu hobelnde Blechtafel wird hierbei feſt auf die Tiſchplatte T geſchraubt und der in den Support P eingeſpannte Stichel dadurch an dieſer Kante entlang geführt, daß der die prismatiſchen Führungsleiſten des Geſtelles H umfangende Support mittelſt der Schraubenſpindel Q verſchoben wird, wozu natürlich die Mutter dieſer Schraube mit dem Support undrehbar verbunden ſein muß. Wie die abwechſelnde Drehung der Schraubenſpindel nach rechts und links durch zwei Riemen, einen offenen und einen gekreuzten, und drei Riemſcheiben R_1, R und R_2, von denen die mittlere feſt iſt, erzielt wird, iſt nach dem früher Angegebenen aus der Figur erſichtlich, und auch die Art der Umſteuerung mittelſt der auf der Stange S befindlichen Stoßknaggen und des Kipphebels K wurde ſchon beſprochen und durch Fig. 552 erläutert.

Von einigem Intereſſe iſt die Anordnung des Stichels, wie dieſelbe durch Fig. 559 näher veranſchaulicht wird. Danach beſteht der Stichel aus einem Stahlſtücke von trapezförmigem Querſchnitt, das in der um den Bolzen A drehbaren Klappe f befeſtigt iſt, ſo daß, je nachdem dieſe Klappe nach links oder rechts umgelegt wird, abwechſelnd die eine oder andere Kante des Stichels zur Wirkung kommt. Das erforderliche Umlegen der den Stichel tragenden Klappe wird bei jedesmaligem Wechſel durch Anſtoßen des mit der Klappe verbundenen Hebels B gegen den Stoßknaggen C auf der Steuerſtange S bewirkt, und gleichzeitig wird hiermit ein Schalträdchen r um einen oder mehrere Zähne gedreht, welche Drehung der Schraubenſpindel s mitgetheilt wird. Da dieſe in dem Support gelagerte Schraube an dem

Geſtell eine feſte Mutter *m* findet, ſo wird durch die gedachte Schaltung der Stichel um eine geringe, der Dicke des folgenden Spans entſprechende Größe vorgeſchoben, ein Vorgang, der ſich bei jedem Wechſel wiederholt und ſo lange andauert, bis der Stichel einen über die ganze Breite der Blechkante hin reinen Schnitt giebt.

Fig. 559.



Aus der Figur erſieht man noch, daß die Mutter *M* der für die Supportbewegung angeordneten Schraube *Q* mit einem nach unten hin offenen Ausſchnitt verſehen iſt, um der langen Schraubenſpindel in der Mitte ihrer Länge eine Stütze *N* geben zu können, über welche die Mutter *M* ſich ungehindert hinwegſchiebt.

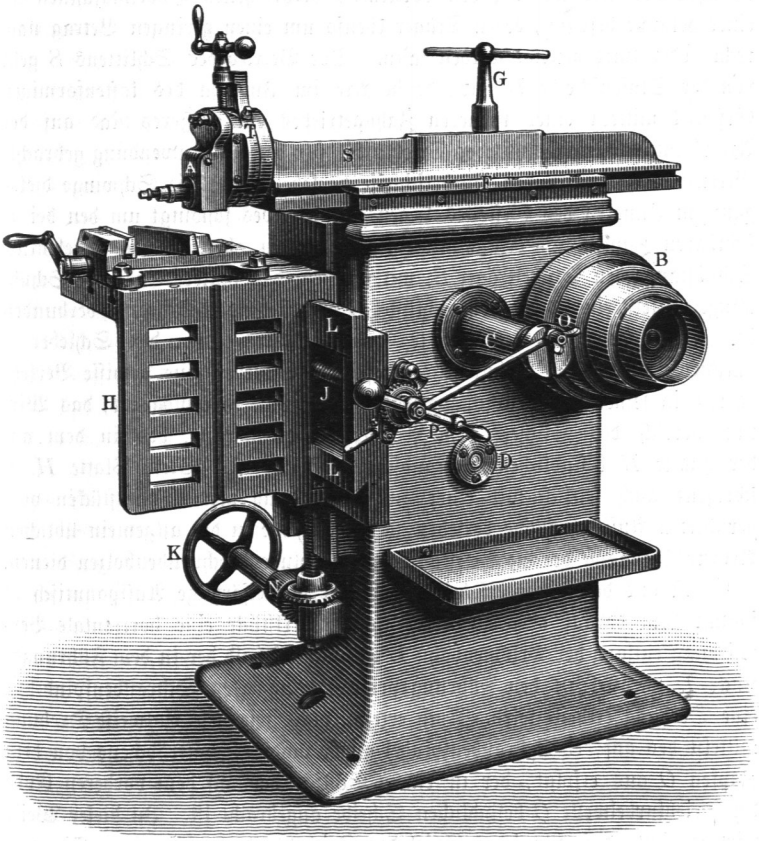
Feilmaſchinen. Unter dieſer Bezeichnung verſteht man, wie ſchon bemerkt, diejenigen Hobelmaſchinen, bei denen die Bearbeitung des Werk- §. 157.

ſtückes durch einen hin- und hergehenden Stichel bewirkt wird, weil dieſe Bearbeitung vielfach die Handarbeit mittelſt Feilen zu erſetzen geeignet iſt. Auch der Name *Shapingmaſchine* iſt dafür wohl gebräuchlich, zuweilen hat man auch die Benennung *Beſtoßmaſchinen* dafür angewandt, eine Bezeichnung, die der eigentlichen Wirkungsart dieſer Maſchinen, d. h. dem Bearbeiten ſchmaler Flächen, *Beſtoßen*, recht wohl entſpricht. Es liegt in der Natur der Sache, daß dieſe Maſchinen nur zum Abnehmen feinerer Späne gebraucht werden können, und daß die Schnittlänge, d. h. der Ausſchub des Stichels, nur eine mäßige Größe haben kann; denn da bei dieſen Maſchinen der Stichel immer an dem freien Ende eines in Führungen beweglichen Schiebers ſich befindet, ſo wird dieſer Schieber durch den auf den Stichel geäußerten Widerſtand des zu bearbeitenden Materials einem biegenden Momente ausgeſetzt, das nicht nur mit der Stärke des Spans, ſondern auch mit der Größe des Ausſchubes wächſt. Demgemäß pflegt der dem Stichel zu gebende Ausſchub immer nur klein und bei den größten Maſchinen dieſer Art kaum größer als etwa 0,6 m gewählt zu werden. Das zu bearbeitende Werkſtück wird auch hierbei auf einer Tiſchplatte befeſtigt, welche einer entſprechenden Verſtellung unterworfen werden kann, um das Arbeitsſtück der Wirkung des darüber bewegten Stichels auszuſetzen. Bei den älteren Maſchinen wird auch die zur Spanverſetzung erforderliche Fortrückbewegung dieſer das Arbeitsſtück tragenden Tiſchplatte mitgetheilt, indem man dabei das den Stichel aufnehmende Schlittenſtück oder den *Stichelträger* in feſt mit dem Geſtelle verbundenen Führungsbahnen ſich bewegen läßt. Dagegen pflegt man bei den neueren und größeren Maſchinen in der Regel das Arbeitsſtück auf einem unverrückbar feſten Tiſche anzubringen und dem Stichelträger ſeine Führungen in einem über das ganze Geſtell der Maſchine beweglichen *Sattel* oder *Gleitſtücke* zu geben, ſo daß durch die Verſchiebung dieſes Sattels die der Spandicke entſprechende Verſetzung des Stichels erzielt wird. Dabei hat man natürlich dafür Sorge zu tragen, daß die Bewegungsübertragung auf den Stichelträger für jede Stellung deſſelben geſichert bleibt.

Die ſchwingende Bewegung des Stichelträgers erfolgt bei den hier in Betracht kommenden Maſchinen ausnahmslos von einer Kurbel, und zwar pflegt man in den meiſten Fällen den Rückgang mit beſchleunigter Geſchwindigkeit vor ſich gehen zu laſſen, zu welchem Zwecke man ſich entweder des *Whitworth*'ſchen Getriebes, Fig. 548, oder der in Fig. 546 dargeſtellten *oscillirenden Kurbelſchleife* zu bedienen pflegt. Nur etwa bei den kleinſten und einfachſten Feilmaſchinen bewegt man den Stichelträger unmittelbar durch die Lenkerſtange einer Kurbel ohne eine Vorkehrung zur Erzielung eines beſchleunigten Rückganges. In jedem einzelnen Falle wird man die Größe des Stichelausſchubes auf den durch die Abmeſſungen des

Arbeitsſtückes bedingten Hub beſchränken, weshalb immer die Anordnung ſo getroffen iſt, daß man die Länge der Kurbel verändern kann. Zu dieſem Zwecke wird in der Regel die Kurbel mit einer Furche oder einem Schlitze verſehen, worin der Kurbelzapfen in dem paſſenden Abſtande von dem Mittelpunkte feſtgeſtellt werden kann. Die Umdrehung der Kurbelwelle erfolgt dann mit einer der Kurbellänge entſprechenden Geſchwindigkeit in der

Fig. 560.



Art, daß die mittlere Geſchwindigkeit des Stichels den in §. 147 angegebenen, zweckmäßig zu wählenden Beträgen entſpricht. Zu dieſem Ende wird die Bewegung der Kurbelwelle von dem Deckenvorgelege aus mittelſt zweier Stufenſcheiben hervorgebracht.

Eine Feilmaſchine mit feſter Stichelführung und Fortrückung des Arbeitsſtückes aus der Fabrik von Friſter u. Roßmann in Berlin zeigt die Fig. 560.

Man erkennt in dieſer Figur den auf der oberen Fläche des gußeiſernen Hohlgußgeſtelles zwiſchen feſten Führungsleiſten *F* beweglichen Schieber *S*, der an ſeinem vorderen Kopfe zu einer kreisförmigen Scheibe gebildet iſt, an welchem der den Stichel aufnehmende Support *T* ſo befeſtigt iſt, daß dem daran befindlichen Verticalſchlitten des Stichels gegen das Loth nach Erforderniß bis zu gewiſſem Grade eine Neigung nach der einen oder anderen Seite gegeben werden kann. Der Stichel ſelbſt iſt mittelſt des Halters *A* in ähnlicher Art wie bei den vorſtehend beſprochenen Hobelmaſchinen an einer Klappe befeſtigt, deren Träger ebenſo um einen geringen Betrag nach rechts oder links geneigt werden kann. Der Betrieb des Schlittens *S* geht von der Stufenſcheibe *B* aus, deren Axe im Inneren des kaſtenförmigen Geſtelles mittelſt eines kleineren Zahngetriebes ein größeres Rad auf der Axe *C* umtreibt, welche mit der Triebkurbel für das zur Anwendung gebrachte Getriebe der oſcillirenden Kurbelſchleife verſehen iſt. Die Schwinge dieſes ganz im Inneren des Geſtelles liegenden Getriebes ſchwingt um den bei *D* ſichtbaren Zapfen und erfaßt mit einer an ihrem oberen Ende angelenkten Schubſtange den Sticheläger *S*, mit welchem das hintere Ende der Schubſtange mittelſt einer durch den Schlüſſel *G* anzuziehenden Schraube verbunden iſt. Dabei geht dieſe letztgedachte Schraube durch einen den Schieber *S* durchſetzenden Schlitz hindurch, ſo daß dem Schieber eine gewiſſe Verſetzbarkeit in ſeiner Längsrichtung gewahrt iſt, welche es ermöglicht, das Wirkungsbereich des Stichels dem Arbeitsſtück anzupaſſen, das in dem auf der Platte *H* befindlichen Schraubſtocke befeſtigt iſt. Dieſe Platte *H* iſt übrigens auch ſeitlich mit einer zur Befeſtigung von Arbeitsſtücken vorgerichteten Aufſpannfläche verſehen, deren Schlitze in der allgemein üblichen Art zur Aufnahme der die Befeſtigung vermittelnden Schraubenbolzen dienen.

Es iſt aus der Figur erſichtlich, wie der winkelförmige Aufſpanntiſch *H* ſammt dem darauf oder daran befeſtigten Werkſtücke eine horizontale Verſchiebung entlang der Prismenbahn *L* annimmt, ſobald der in dem Führungsſtücke *L* parallel zu den Führungsprismen gelagerten Schraubenſpindel *J* eine Drehung ertheilt wird. Auch erkennt man, wie dieſe ruckweiſe Drehung mittelſt des auf der Schraubenſpindel angebrachten Schalträdchens von dem Zapfen *O* aus erfolgt, der in einem Schlitze der auf dem vorderen Ende der Triebkurbelwelle *C* befindlichen Scheibe angebracht iſt. In dieſer Weiſe wird erreicht, daß für jedes Spiel des Stichels, d. h. für einen Hingang und Rückgang, die Schraubenſpindel *J* einmal um einen oder einige Zähne geſchaltet wird. Die Größe dieſer Schaltung hat man durch die paſſende Stellung des Zapfens *O* in dem Scheibenſchlitze in der Gewalt, und man hat dieſen Zapfen natürlich ſo zu ſtellen, daß die Fortrückung des Werkſtückes nach geſchehenem Schnitt während des leeren Rückganges erfolgt, d. h. man hat den Zapfen *O* auf die eine oder andere Seite von der Mitte der

Axe C zu ſetzen, je nachdem die Schraube J nach rechts oder links umgedreht werden ſoll, oder je nachdem das Schubſtängelchen ſchiebend oder ziehend auf die Schaltklinke wirkt.

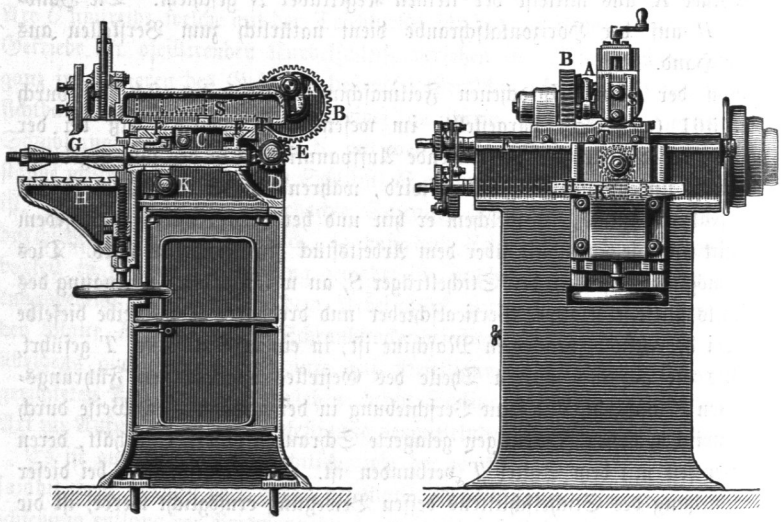
Dadurch, daß man dem horizontalen Querprisma L noch eine Verſchiebung in ſenkrechter Richtung an den vorn am Geſtell angebrachten Führungen ermöglicht hat, iſt man in der Lage, das zu bearbeitende Werkſtück immer in die richtige Entfernung von der Stichelſchneide zu bringen, ohne dem Stichel ſelbſt eine übermäßig große freie Länge geben zu müſſen. Die ſenkrechte Verſetzung des Querprismas mit dem Aufſpanntiſche geſchieht durch die zwiſchen den vorderen Führungsleiſten gelagerte Schraubenſpindel, deren Mutter im Querprisma befindlich iſt, und deren Umdrehung von dem Handrade K aus mittelſt der kleinen Kegelräder N geſchieht. Die Handhabe P auf der Horizontalſchraube dient natürlich zum Verſtellen aus freier Hand.

Von der oben beſprochenen Feilmaſchine unterſcheidet ſich die durch Fig. 561 (a. f. S.) dargeſtellte im weſentlichen dadurch, daß bei der letzteren der das Arbeitsſtück tragende Aufſpanntiſch H in der ihm gegebenen Stellung unbeweglich feſtgehalten wird, während der Sticheltäger ſammt dem Führungsſtücke, in welchem er hin und her bewegt wird, nach jedem Schnitt um die Spandicke über dem Arbeitsſtück hin verſchoben wird. Dies zu ermöglichen, iſt hier der Sticheltäger S, an welchem die Anbringung des Stichels mittelſt Klappe, Verticalſchieber und drehbarer Kopfſcheibe dieſelbe wie bei der eben beſprochenen Maſchine iſt, in einem Sattelſtück T geführt, welches die auf dem oberen Theile des Geſtelles angebrachten Führungsprismen F umfängt, und ſeine Verſchiebung in der gewöhnlichen Weiſe durch eine zwiſchen dieſen Führungen gelagerte Schraubenſpindel C erhält, deren Mutter feſt mit dem Sattel T verbunden iſt. Damit nun aber bei dieſer Verſchiebung des Stichelſchlittens deſſen Bewegung ermöglicht werde, iſt die den Antrieb bewirkende Kurbel A ebenfalls in dem beſagten Sattelſtücke T gelagert, und zwar erhält dieſe Kurbel ihre Umdrehung vermittelſt eines daran befeſtigten Stirnrades B, in das ein kleineres Zahngetriebe D auf der Betriebswelle E eingreift. Auch dieſes Getriebe D nimmt an der Verſchiebung des Sattels T Theil, wozu es zwiſchen zwei umfaſſende Anſätze des letzteren gelegt iſt, und wobei es mit einer im Inneren angebrachten Nuth auf einer Längsfeder der Triebwelle E gleitet, ſo daß in jeder Stellung des Sattels und des Getriebes D dem letzteren die zur Umdrehung der Triebkurbel erforderliche Bewegung von der Triebwelle mitgetheilt wird.

Dieſe Maſchine iſt außerdem noch mit einer Vorrichtung verſehen, um cylindriſche Flächen durch Hobeln herzuſtellen, wovon man namentlich in ſolchen Fällen Gebrauch macht, wo dieſe Flächen durch Bearbeiten auf der

Drehbank deswegen nicht hergeſtellt werden können, weil ſie nicht vollſtändige Umdrehungsflächen, ſondern nur Theile von ſolchen darſtellen, und weil hervorragende Theile ſich einer vollſtändigen Umdrehung des Arbeitsſtückes widerſetzen, wie dies beiſpielsweiſe bei den Naben von Kurbelarmen der Fall iſt. Die Einrichtung eines ſolchen Rundhobelapparates iſt auch aus der Figur erſichtlich. Hier ſtellt nämlich *G* einen unter der Bahn *F* für den Sattel zu derſelben ſenkrecht, alſo zur Stichelbewegung parallel gerichteten Bolzen vor, auf deſſen vorderem Ende das mit einer Bohrung verſehene Arbeitsſtück mittelſt zweier Aufſpannkegel befeſtigt werden kann, nachdem zuvor der Aufſpanntiſch *H* entfernt wurde. Stellt man

Fig. 561.



alsdann den Sattel mit dem Hobelſchlitten ſo, daß die Schneide des Stichels genau ſenkrecht über der Axe dieſes Bolzens ſich befindet, ſo muß durch die Arbeit des Stichels offenbar eine zu *G* concentriſche Cylinderfläche hergeſtellt werden, ſobald man den Sattel unverrückt an ſeiner Stelle beläßt, und nach jedem Schnitte dem das Arbeitsſtück tragenden Bolzen eine geringe Drehung um ſeine Axe mittheilt. Zu dieſem Behufe iſt auf dem Bolzen *G* das Schneckenrad *J* angebracht, in deſſen Zähne die Gewinde einer Schraube ohne Ende *K* eingreifen, wonach deutlich iſt, daß durch die Schaltung dieſer Schraube ohne Ende dem Dorne *G* und dem darauf befindlichen Arbeitsſtücke die zum Rundhobeln erforderliche Verſetzung mitgetheilt wird.

Die Schaltung oder Fortrückbewegung wird hier wegen der Verſchiebung der Kurbelwelle nicht von dieſer, ſondern von einer beſonderen Hülfswelle

abgeleitet, die, wie die Kurbelwelle von der Hauptbetriebsaxe *E* ihre Umdrehung empfängt, und deren Umdrehungszahl genau mit derjenigen der Kurbel *A* für die Stichelbewegung übereinſtimmen muß. Die Schaltung iſt ſelbſtverſtändlich ſo einzurichten, daß entweder die Schraubenſpindel *C* für die Verſchiebung des Sattels bei dem Planhobeln oder die Schraube ohne Ende *K* zur Umdrehung des Dorns *G* beim Rundhobeln bewegt wird. Im Uebrigen dürfte die Einrichtung dieſer Maſchine nach dem Vorhergegangenen deutlich ſein.

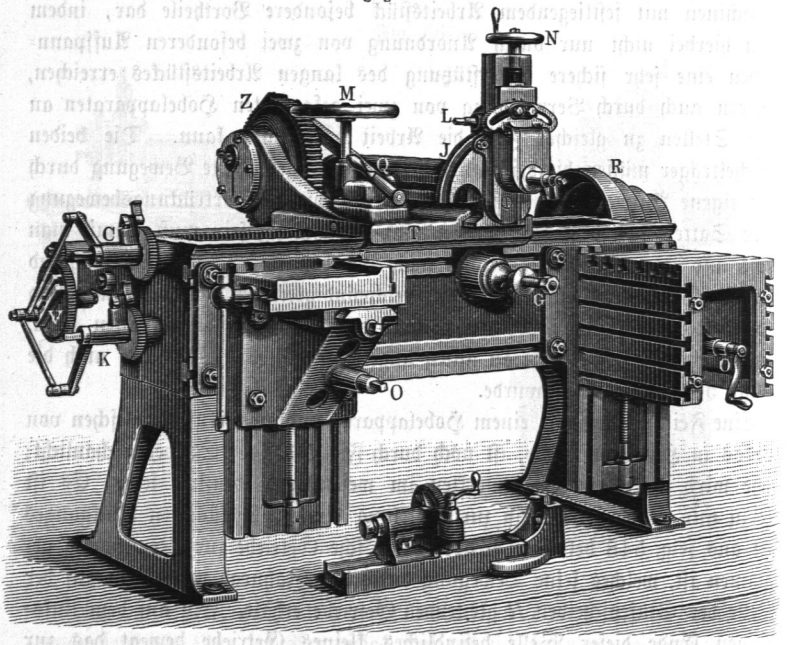
Für die Bearbeitung langer Gegenſtände, wie z. B. der Lenkerſtangen, deren Köpfe geeignetes Arbeitsmaterial für Feilmaſchinen ſind, bieten die Maſchinen mit feſtliegendem Arbeitsſtück beſondere Vortheile dar, indem man hierbei nicht nur durch Anordnung von zwei beſonderen Aufſpanntiſchen eine ſehr ſichere Unterſtützung des langen Arbeitsſtückes erreichen, ſondern auch durch Verwendung von zwei geſonderten Hobelapparaten an zwei Stellen zu gleicher Zeit die Arbeit vornehmen kann. Die beiden Stichelträger müſſen hierbei natürlich jeder ſeine geſonderte Bewegung durch eine eigene Antriebswelle empfangen, ebenſo wie die Fortrückungsbewegung jedes Sattels von dem des anderen ganz unabhängig ſein muß, damit man nicht nur jeden einzelnen Stichel nach Belieben ausrücken kann, während der andere arbeitet, ſondern auch die Geſchwindigkeit der Hobelbewegung und der Sattelfortrückung für jeden Stichel den Verhältniſſen anpaſſen kann. Eine ſolche Maſchine ſiehe an unten angezeigter Stelle[1]), welcher auch die Figur 561 entnommen wurde.

Eine Feilmaſchine mit einem Hobelapparat und zwei Aufſpanntiſchen von Niles in Hamilton, Ohio, iſt noch durch Fig. 562 (a. f. S.) veranſchaulicht; dieſe wird nach dem Vorbemerkten im weſentlichen deutlich ſein. Es iſt hierzu nur zu bemerken, daß zur Erzielung eines beſchleunigten Rückganges das aus Fig. 548 bekannte Whitworth'ſche Getriebe zur Verwendung gekommen iſt, welches ſeine Bewegung durch das Zahnrad von einem auf der Welle der Stufenſcheiben *R* gleitenden Getriebe erhält. Ein auf dem linksſeitigen Ende dieſer Welle befindliches kleines Getriebe bewegt das zur Schaltung dienende Zahnrad *V*, in deſſen Schlitze ein Kurbelzapfen verſtellt werden kann; das Verhältniß der Räderumſetzungen iſt von gleicher Größe, ſo daß die Räder *Z* und *V* die gleiche Umdrehungszahl haben. Man erkennt aus der Figur, wie die Schaltung nach Belieben auf die Schraubenſpindel *C* zur Fortrückung des Sattels *T* bei dem Planhobeln oder auf die Axe *K* übermittelt werden kann, die im Inneren des Geſtelles mit einer Schraube ohne Ende verſehen iſt, durch welche ein auf dem Dorne *G* befeſtigtes Schneckenrad die für das Rundhobeln erforderliche Umdrehung dieſes

[1]) Hart, Die Werkzeugmaſchinen für den Maſchinenbau.

Dorns veranlaßt. Die Verticalverſchiebung des Stichels geſchieht aus freier Hand mittelſt des Handrades *N*, und vermöge des gezahnten Sectors *J* läßt ſich gleichfalls durch die Hand mittelſt der Schraube ohne Ende *L* die Schrägſtellung des Verticalſchlittens genau in dem gewünſchten Betrage herſtellen. Die Hebung und Senkung jedes der beiden, auch der Länge nach verſchieblichen Tiſche, von denen der linksſeitige einen Parallelſchraubſtock trägt, während der rechte auf drei Seiten zum Aufſpannen eingerichtet iſt, kann bequem mittelſt der Handkurbel *O* geſchehen, indem durch ein im Inneren des Tiſches angebrachtes kleines Kegelräderpaar die Mutter der an

Fig. 562.

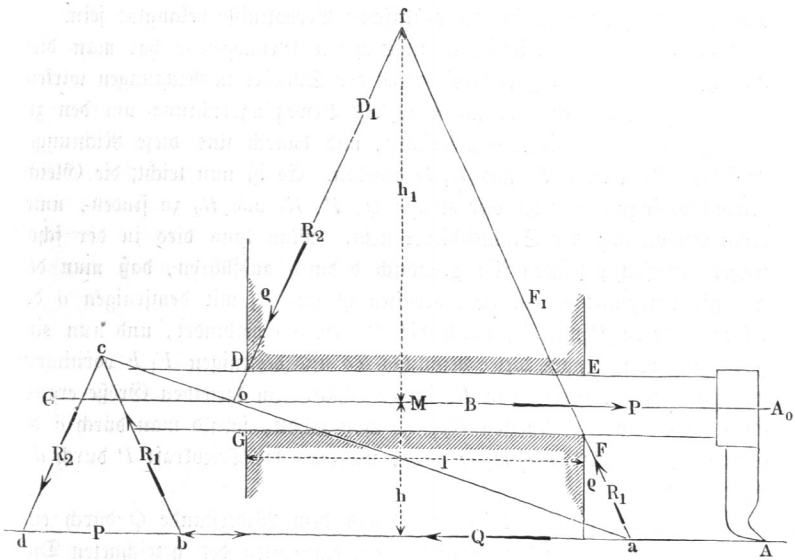


der Drehung verhinderten Schraubenſpindel umgedreht wird. Zur ſchnellen Bewegung des Sattels *T* dient eine im Inneren des Geſtelles an deſſen hinterer Wange angegoſſene Zahnſtange, in die ein Getriebe eingreift, deſſen Bewegung mittelſt des Handrades *M* vorgenommen werden kann, nachdem man zuvor durch Bewegung des kleinen Ausrückhebels *Q* eine Trennung der zweitheiligen Mutter für die Spindel der Längsbewegung bewirkt hat, wodurch der Sattel von der Schraube *C* ganz abgelöſt werden kann.

158. **Bewegungsverhältnisse.** Um über die auf die Barre des Stichels wirkenden Kräfte ein Urtheil zu gewinnen, ſei in Fig. 563 der Stichel an

ſeiner Schneide bei A einem Widerſtande ausgeſetzt, welcher durch Q bezeichnet und in der Figur nach einem beliebigen Maßſtabe für die Kräfte durch die Strecke ab dargeſtellt ſein möge. Wenn nun der Stichelſchlitten in dem Punkte B durch die Lenkſtange des Kurbelgetriebes ergriffen wird, ſo wirkt dieſe Stange zwar im Allgemeinen in einer gegen die Bewegungsrichtung des Stichels etwas geneigten Richtung, doch fällt in den Todtlagen der Kurbel die Richtung der Schubſtange mit derjenigen der Stichelbewegung zuſammen, und da in der einen Todtlage der Schlitten am weiteſten aus ſeinen Führungen herausgeſchoben iſt, dies alſo der ungünſtigſten Beanſpruchung der Barre entſpricht, ſo möge die Richtung der von der Schubſtange auf die Barre ausgeübten Kraft P parallel zu Q und in die Gerade CB fallend angenommen werden.

Fig. 563.



Unter dem Einfluſſe der beiden Kräfte P und Q erhält die den Stichel tragende Barre oder der Schlitten das Beſtreben zu einer Rechtsdrehung, welchem Beſtreben durch die von der feſten Führung auf die Barre ausgeübten Reactionen oder Druckkräfte entgegengewirkt werden muß. Wenn die Führung in dem Prisma $DEFG$ ſtattfindet, ſo wird in Folge einer ſehr kleinen Drehung die untere Führungsbahn mit einer Kraft R_1 gegen den Schlitten wirken, die man annähernd in dem Endpunkte F angreifend denken kann, während ebenſo die obere Bahn durch eine in dem hinteren

Endpunkte D angreifende und abwärts gerichtete Kraft R_2 erſetzt gedacht werden kann. In Wirklichkeit werden dieſe Kräfte, die als die Reſultanten aus allen von den Führungsbahnen auf die Barre ausgeübten Reactionen anzuſehen ſind, zwar nicht genau in den Endpunkten angreifen, vielmehr werden die Angriffspunkte von dieſen Enden um gewiſſe, von der Nachgiebigkeit des Materials abhängige Größen entfernt bleiben, doch wird dieſer Abſtand immer nur gering ſein, und man kann, falls man Bedenken trägt, ihn zu vernachläſſigen, die Angriffspunkte G und D der Führungsreactionen um eine für angemeſſen erachtete Größe von etwa einem oder einigen Centimetern von den Enden der Führungsprismen entfernt annehmen; eine rechneriſche Feſtſtellung der Angriffspunkte würde nur unter genauer Kenntniß der Elaſticitätsverhältniſſe möglich ſein und wäre kaum auszuführen, auch in ihrem Reſultate für die praktiſchen Verhältniſſe belanglos ſein.

Nach einem ſchon wiederholt angeführten Grundgeſetze hat man dieſe Reactionen der Führungsprismen gegen den Schieber in Richtungen wirkend zu denken, die von den Normalen zu der Bewegungsrichtung um den zugehörigen Reibungswinkel ϱ abweichen, und danach ſind dieſe Richtungen durch die Geraden FF_1 und D_1D gegeben. Es iſt nun leicht, die Gleichgewichtsbedingung für die vier Kräfte Q, P, R_1 und R_2 zu finden, unter deren Einwirkung der Stichelſchieber ſteht. Man kann dies in der ſchon früher mehrfach gezeigten Art graphiſch dadurch ausführen, daß man den Durchſchnittspunkt a von zwei Kräften Q und R_1 mit demjenigen o der beiden anderen P und R_2 durch die Gerade ao verbindet, und nun eine Zerlegung von Q nach dieſer Richtung ao und derjenigen F_1F vornimmt, wodurch man die Größe von R_1 in bc erhält. In derſelben Größe ergiebt ſich auch die andere Reaction R_2, die man erhält, ſobald man durch c die Gerade cd parallel mit D_1D zieht, während die Triebkraft P durch da gefunden wird.

Um auch die Größe der Kraft P aus dem Widerſtande Q durch eine Formel zu beſtimmen, kann man ſich am einfachſten des gezeichneten Diagramms bedienen. Verlängert man nämlich die beiden Druckkräfte R_1 und R_2 der Führungen bis zu ihrem Durchſchnittspunkte f, ſo muß für dieſen Punkt Gleichheit der ſtatiſchen Momente von P und Q beſtehen, und man hat daher $Ph_1 = Q(h + h_1)$, unter h den ſenkrechten Abſtand der Stichelſchneide A und unter h_1 die Entfernung des Durchſchnittspunktes f von der Richtung der Triebkraft P verſtanden. Dieſer letztere Abſtand h_1 beſtimmt ſich aus der horizontalen Entfernung l der Angriffspunkte D und F der Führungsreactionen, wenn die Kraft P mitten zwiſchen DE und FG angreifend angenommen wird, durch

$$h_1 = \frac{l}{2}\,cotg\,\varrho = \frac{l}{2\,tg\,\varrho},$$

ſo daß mit dieſem Werthe von h_1 die Kraft P ſich ergiebt zu $P = Q\,\frac{h + h_1}{h_1} = Q\,\frac{2\,h\,tg\,\varrho + l}{l} = Q + 2\,Q\,\frac{h\,tg\,\varrho}{l}$. Jede der beiden gleichen Führungsreactionen dagegen folgt, wenn o als Mittelpunkt der ſtatiſchen Momente angenommen wird, aus: $Q\,h = R\,l\,cos\,\varrho$ zu $R_1 = R_2 = Q\,\frac{h}{l\,cos\,\varrho}$.

Man ſieht aus dem obigen Ausdrucke für P, daß die zur Bewegung des Stichels erforderliche Kraft um ſo größer ausfällt, je kleiner h und je größer l iſt. Hieraus erklärt ſich die Forderung einer möglichſt langen Schlittenführung und einer thunlichſt geringen freien Länge des Stichels, auch iſt die letztere Größe von hervorragender Bedeutung für die Genauigkeit der zu erzielenden Arbeit der Maſchine, wie ſich aus der folgenden Betrachtung ergiebt.

Abgeſehen davon, daß die Stichelbarre unter dem Einfluß der an der Stichelſchneide einſeitig auf ſie wirkenden Kraft Q einer Durchbiegung oder Federung ausgeſetzt iſt, deren Betrag mit der freien Länge des Stichels zunimmt, muß durch die auf die Führungen entfallenden Drucke R_1 und R_2 nothwendig eine gewiſſe, wenn auch nur kleine Zuſammendrückung des Materials hervorgerufen werden, in Folge deren die Axe der Stichelbarre ſich gegen ihre urſprüngliche Lage um den kleinen Winkel γ neigt, der durch $\gamma = \frac{2\,\delta}{l}$ beſtimmt iſt, wenn δ die geringe Zuſammendrückung in D und in F bedeutet. In Folge dieſer kleinen Neigung bewegt ſich die Stichelſpitze in einem Kreisbogen, deſſen Mittelpunkt in der Mitte M zwiſchen D und F anzunehmen iſt, und hierdurch erfährt die Schneide des Stichels eine Senkung im Betrage $\sigma = M A_0 \,.\, \gamma = M A_0\,\frac{2\,\delta}{l}$, die alſo um ſo größer ausfällt, je länger $M A_0$ und je kürzer l iſt. Es ergiebt ſich alſo auch mit Rückſicht auf eine möglichſt genaue Arbeit des Hobelns die Nothwendigkeit thunlichſt langer Führungen, und man erkennt aus der vorſtehenden Betrachtung, warum der Schub des Stichels bei allen Feilmaſchinen nur eine mäßige Größe haben darf.

In Betreff der Geſchwindigkeit dieſer Maſchine kann Folgendes bemerkt werden. Wenn der größte Ausſchub des Stichels durch s_1 gegeben iſt, ſo folgt die Zeit eines ſolchen Ausſchubes zu $t = \frac{s_1}{v}$, worin v die nach §. 147 zu beſtimmende Geſchwindigkeit während des Hobelns bedeutet. Wenn dabei ein gewöhnliches Kurbelgetriebe zur Verwendung kommt, bei welchem der Rückgang mit derſelben Geſchwindigkeit erfolgt, wie der Vorwärtsgang, ſo iſt dieſe Zeit t für eine halbe Kurbelumdrehung anzu-

nehmen, und daher folgt die Umdrehungszahl der Kurbelwelle in der Minute zu $n = \frac{60\,v}{2\,s_1}$.

Für den Fall jedoch, daß der Rückgang ein beſchleunigter iſt, gilt die oben gefundene Zeit $t = \frac{s_1}{v}$ für eine Drehung der Kurbel um den dem Vorgange entſprechenden Winkel, ſo daß, wenn dieſer Winkel durch α bezeichnet wird, die Zeit einer ganzen Kurbelumdrehung zu

$$t_1 = \frac{2\pi}{\alpha} t = \frac{2\pi}{\alpha} \frac{s_1}{v}$$

ſich ergiebt, woraus die in jeder Minute anzuordnende Umdrehungszahl zu

$$n = \frac{\alpha}{2\pi} \frac{60\,v}{s_1}$$

folgt. Dieſe dem größten Ausſchube s_1 des Stichels zugehörige Umdrehungszahl der Kurbel iſt zu erreichen bei dem langſamſten Gange der Betriebsſcheibe, alſo, wenn der Riemen über den größten Lauf der an der Hobelmaſchine und über den kleinſten Lauf der auf dem Deckenvorgelege befindlichen Stufenſcheibe geführt wird. Bezeichnet man hierbei die Umdrehungszahl der Stufenſcheibe durch n_1, ſo ergiebt ſich das Umſetzungsverhältniß für die zwiſchen der Antriebswelle und der Kurbelaxe befindlichen Zahnräder zu $\frac{n}{n_1}$.

Es iſt leicht zu erſehen, daß bei Benutzung der übrigen Läufe der Stufenſcheiben, wofür die Umdrehungszahlen der Stufenſcheibe durch $n_2, n_3, n_4 \ldots$ bezeichnet werden mögen, die paſſende Größe des Stichelausſchubes ſich zu bezw.

$$s_2 = \frac{n_1}{n_2} s_1;\; s_3 = \frac{n_1}{n_3} s_1;\; s_4 = \frac{n_1}{n_4} s_1 \ldots$$

ergiebt. Es iſt auch erſichtlich, daß wegen der Anwendung des Kurbelgetriebes die Geſchwindigkeit des Stichels hierbei nicht gleichmäßig die zu Grunde gelegte Größe von v haben kann, daß vielmehr dieſer Werth nur als der mittlere während jedes Ausſchubes anzuſehen iſt, da die wirkliche Geſchwindigkeit von Null in den Todtlagen der Kurbel bis zu einem den Werth von v entſprechend überſteigenden Betrage ſich erhebt.

Beiſpiel. Beträgt der größte Ausſchub des Stichels bei einer vorliegenden Feilmaſchine $s_1 = 0{,}3$ m und ſoll die mittlere Arbeitsgeſchwindigkeit gleich 0,120 m angenommen werden, ſo muß die Kurbelwelle, wenn der Rückgang nicht beſchleunigt iſt, in jeder Minute $n = \frac{60\,.\,0{,}12}{2\,.\,0{,}3} = 12$ Umdrehungen machen. Wenn dagegen bei der Verwendung einer oſcillirenden Kurbelſchleife nach Fig. 547 oder des

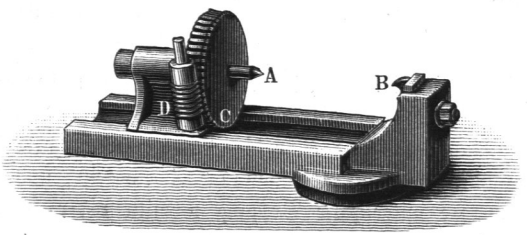
Whitworth'schen Getriebes nach Fig. 548 der Vorschub eine Kurbelumdrehung um $\alpha = 240^0$ erfordert, daher die mittleren Geschwindigkeiten bei dem Vorschube und Rückgange sich wie 2 : 1 verhalten, so darf der Kurbelwelle eine Umdrehungszahl von $n = \frac{240}{360}\,\frac{60\,.\,0{,}12}{0{,}3} = 16$ gegeben werden, die daher in dem Verhältniß 4 : 3 größer ist als im ersteren Falle. Macht die Stufenscheibe der Feilmaschine bei dem langsamsten Gange 50 Umdrehungen in der Minute, so hat man zwei Zahnräder im Verhältniß 12 : 50 oder 16 : 50 anzuordnen. Gesetzt nun, die Durchmesser der drei Läufe der beiderseits gleichen Stufenscheiben wären zu 200, 300 und 400 mm gewählt worden, so ergiebt sich zunächst für das Deckenvorgelege eine Umdrehungszahl von $z = 50 \cdot \frac{400}{200} = 100$.

Daraus folgt weiter die mittlere Geschwindigkeit der Stufenscheibe an der Feilmaschine zu ebenfalls 100 Umdrehungen, während sie für den schnellsten Gang zu 200 Umdrehungen sich berechnet. Es würden daher diese beiden Geschwindigkeiten passend für einen Ausschub des Stichels von 0,15 m und bezw. 0,075 m zu wählen sein. Es ist aus der ganzen Darstellung übrigens ersichtlich, daß man die in §. 147 als passend angegebenen Geschwindigkeiten in allen Fällen der Praxis nur als annähernd festzuhaltende Werthe anzusehen hat.

Rundhobelapparate. Zum Hobeln runder Gegenstände verwendet man außer der im §. 157 angegebenen Einrichtung noch verschiedene Apparate, von denen hier einige angeführt werden sollen. §. 159.

In Fig. 564 ist eine Vorrichtung dargestellt, welche, auf dem Tische der Hobelmaschine befestigt, die Aufnahme des zu bearbeitenden Gegenstandes

Fig. 564.

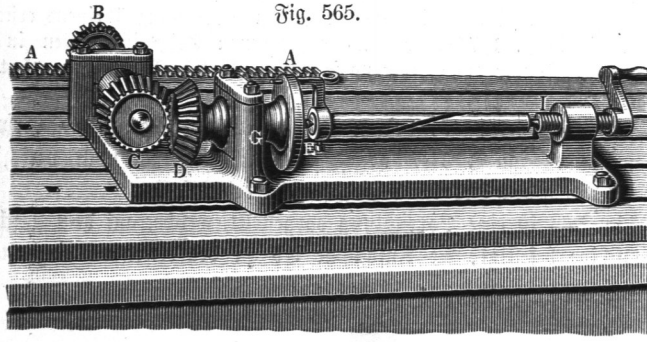


zwischen den beiden Spitzen A und B gestattet, so daß durch das Schneckenrad C und die eingreifende Schraube ohne Ende D dem Arbeitsstücke jede beliebige Drehung um die gerade Verbindungslinie der beiden Spitzen mitgetheilt werden kann. In Folge dieser Anordnung ist es möglich, mittelst der gewöhnlichen Tischhobelmaschine eine cylindrische Fläche herzustellen, oder auch in einer solchen einzelne axiale Rillen oder Furchen zu erzeugen, wie dies beispielsweise bei der Herstellung der geriffelten Streckcylinder von Spinnmaschinen geschieht. In diesem Falle kann auch die Umdrehung des Arbeitsstückes vor jedem Schnitte selbständig mittelst eines Schaltrades erfolgen, das bei dem Wechsel der Tischbewegung durch einen Anstoßknaggen

jedesmal um einen Zahn verſtellt wird. Bei Feilmaſchinen kann man den Apparat dazu benutzen, um an den eingeſpannten Gegenſtand unter beſtimmtem Winkel gegen einander geneigte Ebenen anzuarbeiten, wenn man die Verſtellung durch die Umdrehung der Schnecke mittelſt einer aufgeſteckten Handkurbel bewirkt, und den Stichel ſenkrecht zu der Axe der Spitzen arbeiten läßt.

Wenn es ſich dabei um die Herſtellung ſchraubenförmig gewundener Nuthen auf einem Cylinder handelt, ſo hat man die Einrichtung in der Weiſe zu treffen, daß *während des Hobelns* dem Gegenſtande eine gleichmäßige Drehung um die Axe ertheilt wird, zu welchem Zwecke der Apparat eine Einrichtung erhalten kann, wie ſie durch Fig. 565[1]) veranſchaulicht wird. Die Figur läßt erkennen, wie der zwiſchen die Spitzen E und I

Fig. 565.



geſpannte Gegenſtand bei der Längsbewegung des den Apparat tragenden Hobeltiſches eine gleichmäßige Umdrehung dadurch erhält, daß ein auf einer Queraxe befindliches Zahnrad B in die Zähne einer auf dem feſten Geſtell der Hobelmaſchine angebrachten Zahnſtange A eingreift, und daß die hierdurch der Queraxe mitgetheilte Drehung vermittelſt der Kegelräder C, D auf den Gegenſtand übertragen wird. Es iſt erſichtlich, daß die Ganghöhe der auf ſolche Art erzeugten Schraubenfurche ſich durch $h = \pi b \frac{d}{c}$ ausdrücken läßt, wenn b, c und d die Theilkreisdurchmeſſer der gleich bezeichneten Räder bedeuten, und daß man daher durch Veränderung des Umſetzungsverhältniſſes zwiſchen den Kegelrädern die Möglichkeit hat, Schraubenfurchen von beliebiger Neigung zu hobeln. Man wird ſich dieſer Erzeugungsart aber immer nur bei *ſehr ſteilen* Schrauben bedienen, da ſolche von geringerer Neigung, wie ſie meiſtens vorzukommen pflegen, beſſer auf den

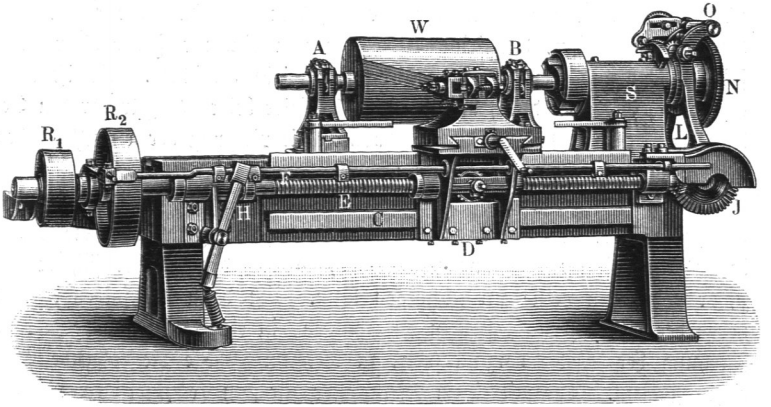
[1]) J. Roſe, Modern Machine-Shop Practice.

dazu eingerichteten Drehbänken hergeſtellt werden können, worüber an der betreffenden Stelle das Weitere angegeben werden wird.

In einer im weſentlichen übereinſtimmenden Weiſe arbeiten auch die Maſchinen zum Ziehen der Läufe von Gewehren und Geſchützen, d. h. zum Ausſchaben oder Einhobeln der im Inneren des Rohres anzubringenden ſchraubenförmig gewundenen Nuthen, was immer durch die Vereinigung einer geradlinigen Verſchiebung und einer Verdrehung des Stichels relativ gegen das betreffende Rohr erreicht wird.

Eine beſondere Maſchine, die ganz ausſchließlich zur Herſtellung der ſchraubenförmigen Riffeln in den Hartgußwalzen der Mahlmühlen angewandt wird, zeigt Fig. 566 nach der Ausführung von Eſcher, Wyß & Cie. in Ravensburg. Die zu riffelnde Walze W findet ihre Unterſtützung in den Lagern A und B der einer Drehbank ähnlichen

Fig. 566.



Maſchine, deren Geſtell C an der Vorderſeite mit prismatiſchen Führungen verſehen iſt, an denen der den Stichel tragende Support D mittelſt der Längsſchraube E entlang geführt wird. Die Umdrehung dieſer Schraube erfolgt von einer der beiden Riemſcheiben R_1 und R_2, die durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen in entgegengeſetzter Richtung umgedreht werden, und zwar wird durch die kleinere Scheibe R_1 der Rückgang des Supports mit größerer Geſchwindigkeit bewirkt, als der durch die größere Scheibe R_2 veranlaßte Arbeitsgang bei dem Hobeln. Der Support iſt mit der Querbewegungsvorrichtung zum richtigen Anſtellen des Stichels verſehen, wodurch es ermöglicht iſt, Walzen von verſchiedenem Durchmeſſer zu riffeln. Die ſelbſtthätige Umſteuerung des Supports erfolgt in gewöhnlicher Art durch die Steuerſtange F, gegen deren verſetzbare Anſtoßknaggen der Support trifft, und durch deren abwechſelnde Verſchiebung der Steuerhebel H eine

zwiſchen den Scheiben verſchiebliche Kuppelungsmuffe bald mit der einen, bald mit der anderen Riemſcheibe in Verbindung bringt. Eigenthümlich iſt hierbei die zur Ueberwindung der Todtlagen an der nach unten hin fortgeſetzten Verlängerung des Ausrückhebels H angebrachte Feder, die in der ſenkrechten Stellung dieſes Hebels geſpannt iſt, und bei der geringſten Bewegung über dieſe Todtlage hinaus durch Kniehebelwirkung die vollſtändige Aus- und bezw. Einrückung der Kuppelung veranlaßt.

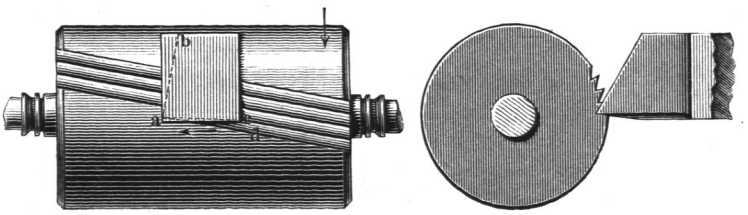
Die Spindel S, mit welcher die Walze W durch einen Mitnehmer auf Drehung verbunden iſt, erhält während jedes Stichelganges eine geringe Drehung mit gleichförmiger Geſchwindigkeit dadurch, daß auf dem hinteren Ende dieſer Spindel ſich ein ſectorenförmiger Arm L befindet, der an ſeinem Umfange mit Schneckenzähnen verſehen iſt, in die eine auf der darunter befindlichen Querwelle angebrachte Schraube ohne Ende eingreift. Von dieſer in der Höhe der Längsſpindel E ſenkrecht zu derſelben gelagerten Querwelle iſt in der Figur nur das auf dem vorderen Ende angebrachte Kegelrad J ſichtbar, das ſeine Bewegung von einem auf der Schraubenſpindel E befindlichen kleinen coniſchen Getriebe empfängt. Es iſt leicht erſichtlich, wie man durch das Verhältniß dieſer beiden Kegelräder den Betrag der Drehung der Walze und dadurch die Neigung der einzuhobelnden Riffeln nach Erfordern regeln kann.

Nachdem durch den Stichel eine Rille eingehobelt worden iſt, wird der Support wieder zurückgeführt, bei welcher Rückführung ſich auch die Walze in entgegengeſetzter Richtung zurückdreht, ſo daß der Stichel ſich in der zuvor gehobelten Rille zurückbewegen kann. Um dann die folgende Rille neben der ſoeben fertig geſtellten zu erzeugen, iſt eine entſprechende geringe Drehung der Walze vorzunehmen, zu welchem Zwecke die folgende Einrichtung dient. Die mit einem Mitnehmer für den rechtsſeitigen Walzenzapfen verſehene Spindel S iſt auf ihrem hinteren Ende mit einem Schneckenrade N feſt verbunden, in das eine Schraube ohne Ende eingreift, deren ruckweiſe Umdrehung von einem Schaltrade aus durch Vermittelung zwiſchengelegter Wechſelräder bewirkt wird, ſobald der Support ſeine Rückwärtsbewegung nahezu vollendet hat, und nachdem der Stichel aus der gehobelten Rille ſchon herausgetreten iſt. Die Lager für die gedachte Schraube ohne Ende, ſowie für das Schaltrad und die Wechſelräder ſind an dem erwähnten Sector L angebracht, welcher ſelbſt loſe drehbar auf dem Halſe der Spindel S befindlich iſt. Vermöge dieſer Anordnung iſt eine Umdrehung des Schneckenrades N durch ſeine Schraube ohne Ende erzielbar, ohne daß der Sector L an dieſer Drehung ſich betheiligen müßte, während dagegen eine Drehung des letzteren, wie ſie während des Hobelns durch die Queraxe erfolgt, vermöge der Schnecke O und des Schneckenrades N auch die Walze W zu dieſer Drehung nöthigt. Es iſt auch erſichtlich, daß man

durch die Auswahl der zwiſchen dem Schaltrade und der Schnecke O angebrachten Wechſelräder den Winkel, um den die Walze jedesmal verdreht wird, und damit die Anzahl der auf dem Umfange herzuſtellenden Riffeln verändern kann.

Da das Material der zu riffelnden Walzen meiſtens ſehr hart iſt, ſo erfolgt die Bewegung des Stichels mit nur geringer Geſchwindigkeit, ſiehe §. 147, und man pflegt dem Stichel eine Form zu geben, welche mehr eine ſchabende als eigentlich ſchneidende Wirkung zur Folge hat. Aus Fig. 567 iſt die Geſtalt eines ſolchen Stichels zu erkennen, woraus man erſieht, wie der Querſchnitt der Schneide der zu erzeugenden Form der Riffeln angepaßt iſt. Dabei ſteht die vordere Fläche der Schneide, wie ſie in der Figur durch die punktirte Linie ab angedeutet iſt, ſenkrecht zu der einzuhobelnden Schraubenfurche, während die untere Fläche ac, wie bei

Fig. 567.



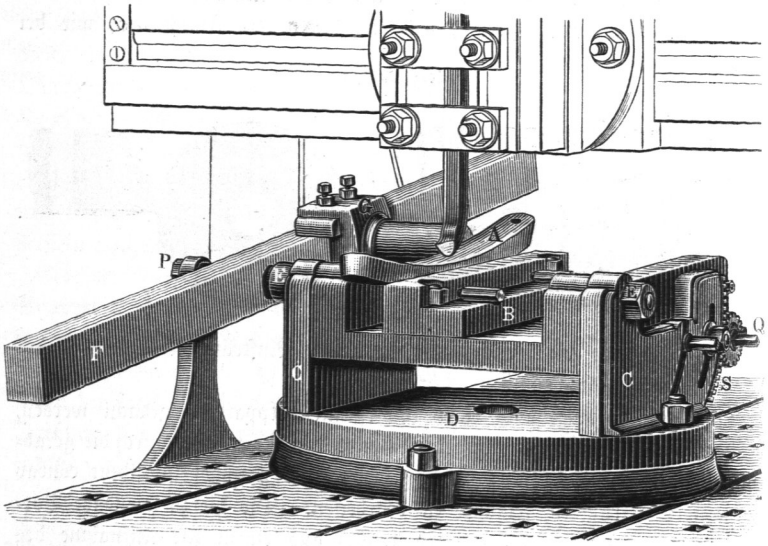
Sticheln allgemein erforderlich, um den kleinen Anſtellwinkel dac von der gehobelten Furche abweicht.

Zum Schluſſe möge noch eines intereſſanten Apparates gedacht werden, welcher von Greenwood angegeben iſt und den Zweck hat, durch die geradlinige Bewegung des Tiſches einer gewöhnlichen Tiſchhobelmaſchine concav oder convex gekrümmte Flächen zu bearbeiten. Die hierzu dienende Vorrichtung beſteht nach Fig. 568[1]) (a. f. S.) aus einem zur Aufnahme des Arbeitsſtückes A dienenden Parallelſchraubſtocke B, der zwiſchen den beiden Seitenwangen C einer auf dem Tiſche der Hobelmaſchine zu befeſtigenden Platte D um eine Axe ſchwingend aufgehängt iſt, die durch die beiden Bolzen E dargeſtellt iſt. Außer in dieſen beiden Bolzen iſt die beſagte Einſpannvorrichtung noch in einem dritten Punkte dadurch unterſtützt, daß ein mit dem Schraubſtocke feſt verbundenes Gabelſtück G eine Führungsſchiene F umfaßt, die auf dem Geſtelle der Hobelmaſchine unwandelbar befeſtigt iſt. Wenn nun, wie aus der Figur erſichtlich iſt, dieſe Führungsſchiene in einer gegen die Bewegung des Hobeltiſches geneigten Richtung feſtgeſtellt wird, ſo muß bei der Hin- und Rückbewegung des Tiſches und

[1]) J. Roſe, Modern Machine-Shope Practice.

der Einſpannvorrichtung ein Heben oder Senken des Gabelſtückes G erfolgen, wodurch der Schraubſtock B mit dem darin befindlichen Arbeitsſtücke eine um die Queraxe EE ſchwingende Bewegung erhält. Beiſpielsweiſe wird bei einer Bewegung des Tiſches, wie ſie nach der Figur dem Abſchälen eines Spanes entſpricht, die Gabel G auf der nach hinten anſteigenden Führungsſchiene F ſich erheben und bei der entgegengeſetzten Bewegung ſich wieder ſenken, wodurch der Stichel eine concave Fläche bearbeitet, wie die Figur erkennen läßt. Wenn man dagegen der Führungsſchiene F nach hinten eine Senkung ertheilt, was dadurch ermöglicht wird, daß dieſe Schiene an dem feſten Ständer P drehbar angebracht und in beſtimmter Lage daran zu

Fig. 568.



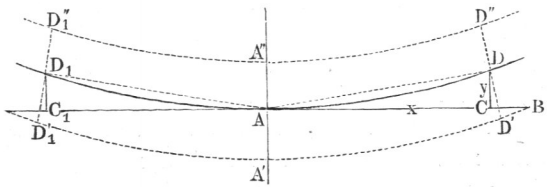
befeſtigen iſt, ſo wird die pendelnde Bewegung des Arbeitsſtückes eine ſolche ſein, daß der Stichel eine convexe Fläche bearbeitet.

Der um die Bolzen E drehbaren Einſpannvorrichtung kann man mittelſt einer Queraxe Q, die durch kleine Zahnräder beiderſeits in die gezahnten Sectoren S eingreift, eine beliebige Neigung gegen den Tiſch der Hobelmaſchine geben, wovon man Gebrauch macht, wenn man die Vorrichtung als einfache Spannkluppe bei dem Planhobeln unter Wegnahme der Führungsſchiene F gebrauchen will, und der Gegenſtand eine keilförmige Geſtalt hat.

Es iſt übrigens nicht ſchwer zu erkennen, daß der angegebene Apparat nicht zur Erzeugung von Kreiscylindern dienen kann, da die durch die

gewählte Bewegungsart erzeugten Flächen eine andere als kreisförmige Krümmung haben müssen. Um dies zu untersuchen, sei zuvörderst angenommen, die schneidende Stichelspitze stehe in derselben Höhe, wie die Axe der beiden Bolzen E, um welche die Schwingung des Arbeitsstückes erfolgt, und es möge diejenige Stellung des Arbeitsstückes ins Auge gefaßt werden, in welcher diese Axe gerade in die Stichelschneide getreten ist. In A, Fig. 569, sei die Stichelspitze und die Schwingungsaxe dargestellt, und AB bedeute die Bewegungsrichtung des Tisches, so daß also die Spitze A in der Geraden AB eine Furche einarbeiten würde, wenn das Arbeitsstück unwandelbar fest mit der Tischplatte verbunden wäre. Denkt man sich nun dem Tische eine Verschiebung um einen beliebige Größe $CA = x$ nach links ertheilt, so daß der Punkt C des Arbeitsstückes unter den Stichel tritt, so hat eine Senkung des Arbeitsstückes an dieser Stelle C um eine gewisse Größe $y = DC$ stattgefunden, in Folge deren nun der Stichel in dem Punkte D das Material bearbeitet. Diese Senkung läßt sich wie folgt

Fig. 569.



bestimmen. Wenn die Neigung der Führungsschiene gegen die Tischbewegung für jede Längeneinheit durch c ausgedrückt wird, so beträgt die Senkung der Führungsgabel in Folge der Bewegung um x die Größe cx. Diese Senkung gilt für denjenigen Punkt, um welchen die drehbar mit der Einspannvorrichtung verbundene Führungsgabel sich drehen kann, und wenn daher a den Abstand dieses Punktes von der Schwingungsaxe der Einspannvorrichtung bedeutet, so hat der Punkt C eine Senkung erhalten, die man durch $y = cx\,\frac{x}{a} = \frac{c}{a}x^2$ ausdrücken kann.

Dieselbe Betrachtung gilt übrigens auch für eine Bewegung des Tisches nach rechts, denn hierbei erfährt die Führungsgabel zwar eine Erhebung im Betrage von cx, aber der jetzt unter den Stichel gelangende Punkt C_1 des Arbeitsstückes wird, weil er auf der anderen Seite der Schwingungsaxe gelegen ist, ebenfalls einer Senkung im Betrage $D_1C_1 = \frac{c}{a}x^2$ ausgesetzt sein. Man hat daher die Beziehung $y = \frac{c}{a}x^2$, woraus man schließt, daß die Curve, welche die Relativbewegung der Stichelspitze gegen das Arbeits-

ſtück darſtellt, eine Parabel ſein muß. Hiernach läßt ſich denn auch leicht die Form finden, die der Stichel erzeugen muß, wenn er um eine beliebige Größe $b = AA' = AA''$ unter oder über der Schwingungsaxe A befindlich iſt. Da nämlich bei einer Bewegung des Tiſches um $CA = C_1A = x$ der Punkt D oder D_1 nach A gekommen iſt, alſo die gerade Verbindungslinie AD oder AD_1 dann horizontal ſteht, ſo hat man nur in D oder D_1 das Loth zu AD und bezw. AD_1 zu zeichnen, und darauf nach unten oder oben den Abſtand b anzutragen, um einen Punkt für die geſuchte Curve $D'A'D_1'$ oder $D''A''D_1''$ zu erhalten.

§. 160. **Stossmaschinen.** Auch bei den Stoßmaſchinen erhält der Stichel oder Meißel die hin- und hergehende Arbeitsbewegung gegen das feſtliegende Arbeitsſtück, und es beſteht zwiſchen ihnen und den Feilmaſchinen zunächſt nur der Unterſchied, daß der Stichel hierbei in ſenkrechter Richtung auf- und niedergeführt wird, wodurch die äußere Form der ganzen Maſchine, insbeſondere des Geſtelles, weſentlich beeinflußt wird. Der Stichel iſt hierbei meiſtens als ein ſenkrecht geſtellter Stahlſtab ausgeführt, derart, daß an ſeinem unteren Ende die Schneide befindlich iſt, und die Bewegungsrichtung mit ſeiner Länge zuſammenfällt. Hierdurch iſt ſchon bedingt, daß der Hub nur ein mäßiger ſein darf, bei welchem die Erzitterung und Federung des frei aus dem Werkzeugträger oder Stößel heraustretenden Stichels nur von geringem Betrage iſt. Demgemäß eignen ſich Stoßmaſchinen auch nur für die Bearbeitung von Gegenſtänden, deren ſenkrechte Abmeſſungen gering ſind; namentlich wendet man ſie an, um die Keilnuthen in Radnaben herzuſtellen, woher der Name Nuthſtoßmaſchinen für ſie gebräuchlich iſt. Bei geeigneter Einrichtung der Schaltbewegung zur Spanverſetzung, welche faſt immer dem Arbeitsſtücke und nur ausnahmsweiſe dem Werkzeugträger mitgetheilt wird, kann man auf den Stoßmaſchinen irgend welche ebene oder allgemein cylindriſche Flächen von beliebiger Querſchnittsform herſtellen. Vielfach benutzt man ſolche Maſchine auch zum Ausarbeiten der Zahnlücken in Zahnrädern, in welchem Falle die arbeitende Stichelſchneide genau nach dem Querſchnitte der zu erzeugenden Zahnlücken geſchliffen ſein muß.

In Betreff der dem Stichel mitzutheilenden Arbeitsbewegung gelten die für Feilmaſchinen gemachten Bemerkungen inſofern, als man ſich hierzu ſtets einer Kurbel mit veränderlicher Armlänge bedient, deren Bewegung unter Zuhülfenahme von Stufenſcheiben durch einen Riemen bewirkt wird. Bei den größeren Maſchinen läßt man den Rückgang mit größerer Geſchwindigkeit als den Niedergang erfolgen, und wendet zu dieſem Zwecke meiſtens das Whitworth'ſche Getriebe, zuweilen auch elliptiſche Räder an.

Da der Stichel bei dieſen Maſchinen in der Regel unwandelbar feſt mit der ihn tragenden Stange oder Barre verbunden iſt, daher eine Ablöſung

der Stichelſchneide von der Arbeitsfläche nicht ſtattfindet, wie dies bei den gewöhnlichen vorbeſprochenen Feil- und Hobelmaſchinen in Folge der Befeſtigung des Stichels in einer ſchwingenden Klappe möglich iſt, ſo kann die Vorrückung des Stichels nicht während des Rückganges erfolgen, ſondern ſie muß in der kurzen Zeit ſtattfinden, während welcher der Stichel ſich gar nicht in Berührung mit der Arbeitsfläche befindet. Zu dem Behufe hat man daher den Hub des Stichels immer entſprechend größer als die eigentliche Schnittlänge zu wählen und für die Fortrückung ein Getriebe anzuordnen, das bei einem nur kleinen Drehungswinkel die erforderliche Schaltung bewirkt. Es giebt indeſſen auch ſolche Einrichtungen, die eine Ablöſung der Stichelſchneide von der Arbeitsfläche während des Aufganges bewirken, hierbei kann die Vorſchiebung während des ganzen Rückganges ſtattfinden, alſo durch eine gewöhnliche Kurbel erzielt werden.

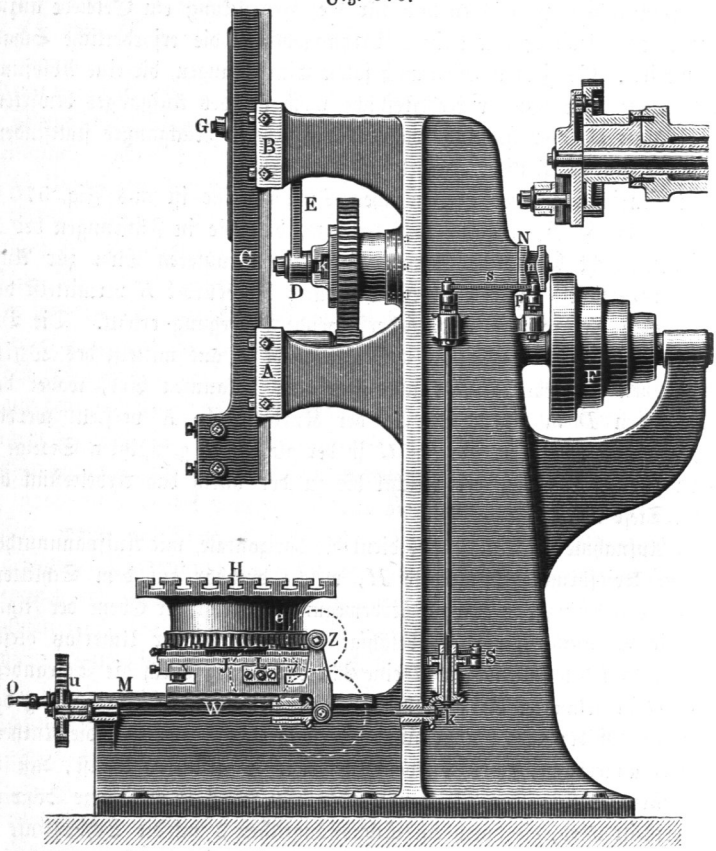
Die Einrichtung einer gewöhnlichen Stoßmaſchine iſt aus Fig. 570 [1]) (a. f. S.) erſichtlich, woraus man erkennt, daß die in Führungen bei A und B ſenkrecht bewegliche Stange C an ihrem unteren Ende zur Aufnahme des Stichels eingerichtet iſt und durch die Kurbel K vermittelſt der Schubſtange E ihre auf- und niederſteigende Bewegung erhält. Die Bewegung erfolgt von der Welle der Stufenſcheibe F aus mittelſt des Whitworth'ſchen Getriebes in der aus Fig. 548 bekannten Art, wobei der Kurbelzapfen D in einem Schlitze der Kurbelſcheibe K verſtellt werden kann, während ebenſo der Zapfen G in der gleichfalls geſchlitzten Stange C ſo zu verſtellen iſt, daß der Stichel bis zu der durch das Arbeitsſtück bedingten Tiefe niedergeht.

Zur Aufnahme des Werkſtückes dient die horizontale, mit Aufſpannnuthen verſehene kreisförmige Tiſchplatte H, welche drehbar auf dem Schlittenſtücke J gelagert iſt, das einer Querbewegung ſenkrecht zur Ebene der Figur durch die Schraubenſpindel L befähigt iſt, während der Unterſatz dieſes Schlittens auf den Führungen M eine Längsbewegung durch die Schraubenſpindel O in bekannter Art empfängt. Zur ſelbſtthätigen Fortrückung des Tiſches iſt auf der nach hinten hinaus verlängerten Kurbelwelle die Nuthenſcheibe N angebracht, deren Curvennuth bei n ſo ausgebuchtet iſt, daß in der höchſten Stellung des Werkzeugträgers dem Hebel P eine kurze Schwingung ertheilt wird, die durch ein Schubſtängelchen s auf die Schiebklinke S übertragen wird, durch deren Einwirkung das zugehörige Schaltrad ſeine abſetzende Bewegung erhält. Wie durch die Kegelrädchen k dieſe Bewegung auf die wagerechte Axe W weiter fortgepflanzt wird, zeigt die Figur, und es iſt auch deutlich, wie dieſe Umdrehung entweder durch die Stirnrädchen u zur Längsbewegung des Schlittens auf die Schraube O übertragen werden

[1]) Hart, Die Werkzeugmaſchinen für den Maſchinenbau.

oder wie die Schraube L bezw. die Schneckenwelle Z umgedreht werden kann. Im letzteren Falle wird durch eine auf Z befindliche Schraube ohne Ende der ringsum mit Schneckenradzähnen verſehene Tiſch H um ſeine Axe gedreht, ſo daß der auf- und niedergehende Stichel an dem Arbeitsſtücke eine zur Drehaxe des Tiſches concentriſche Cylinderfläche bearbeitet. Es iſt hierdurch alſo die Möglichkeit des Rundhobelns von Radkränzen oder

Fig. 570.

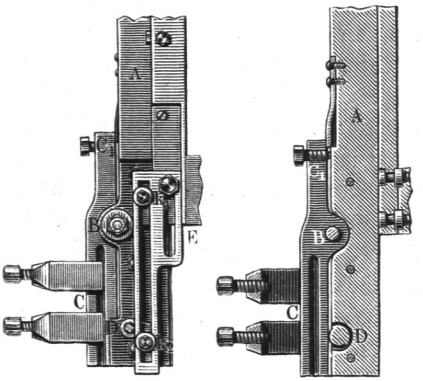


Kurbelnaben u. ſ. w. gegeben, wobei es natürlich darauf ankommt, das betreffende Arbeitsſtück möglichſt centriſch auf dem Tiſche H zu befeſtigen.

Um dem Stichel, der bei der vorbeſprochenen Maſchine mit dem Werkzeugträger unwandelbar feſt verbunden iſt, eine gewiſſe Beweglichkeit zu geben, die ein Ablöſen der Schneide von der Arbeitsfläche während des Rückganges ermöglicht, haben Gſchwindt & Zimmermann in Karlsruhe

eine Einrichtung getroffen, wie ſie durch Fig. 571 zur Anſchauung gebracht wird. Zur Aufnahme des Stichels dient hierbei die um einen am Stößel A feſten Bolzen B drehbare Klappe C, die ſich unterhalb gegen einen excentriſchen Bolzen D ſtützt. Eine gegen den oberen Schwanz C_1 der Klappe wirkende Feder veranlaßt ein ſtetiges Anlegen der Klappe gegen dieſe excentriſche Scheibe. Der excentriſche Bolzen D erhält bei jedem Bewegungswechſel der Stichelſtange eine kleine Drehung abwechſelnd nach rechts oder links dadurch, daß ein kleiner Arm dieſes Bolzens gegen einen der Anſtoßknaggen k_1 oder k_2 trifft, die man zuvor in dem Schlitze einer an dem Geſtell feſten Schiene E in paſſender Entfernung von einander feſtgeſtellt hat. In Folge dieſer Anordnung tritt der Stichel bei dem Hinaufgehen von der Arbeitsfläche zurück, ſo daß die Fortrückung des Tiſches während der ganzen Zeit des Stichelaufganges erfolgen kann. Zu dem Ende wird die Schaltung durch eine Kurbel bewirkt, deren Umdrehungszahl natürlich mit der Anzahl der Schnitte des Stichels übereinſtimmt.

Fig. 571.

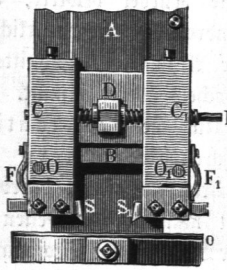


Um die ſechskantigen Schraubenmuttern und Schraubenköpfe zu bearbeiten, hat man auch zuweilen von der Wirkung der Stoßmaſchine Gebrauch gemacht, und zwar wendet man dabei zwei Stichel an, deren Abſtand von einander gleich der Weite des zugehörigen Schraubenſchlüſſels, d. h. gleich dem Abſtande von zwei gegenüberſtehenden Flächen der ſechskantigen Schraubenmutter iſt. Die hierzu dienende Einrichtung des Werkzeugträgers iſt in Fig. 572 (a. f. S.) angegeben. Mit dem ſenkrecht auf und nieder geführten Stößel A iſt am unteren Ende ein Querſtück B feſt verbunden, auf dem an prismatiſchen Führungsleiſten die beiden Schieber C und C_1 verſtellbar ſind, in denen die Stichel S befeſtigt werden. Vermittelſt der mit rechtem und linkem Gewinde verſehenen, in dem Kloben D drehbar gelagerten Schraubenſpindel E kann die Entfernung der beiden Stichel genau geregelt werden, ſo daß die zwiſchen den Sticheln auf dem darunter befindlichen Tiſche befeſtigte Mutter auf beiden Seiten gleichzeitig mit ebenen Flächen im Abſtande der Stichelſchneiden verſehen wird, ſobald man eine Fortrückbewegung der Mutter in der zur Ebene der Figur ſenkrechten Richtung vornimmt. Jeder Stichel iſt hierbei in einer um einen Bolzen O drehbaren Klappe befeſtigt, ſo daß bei

dem Rückgange ein Ablöſen der Stichelſchneide von der Arbeitsfläche ſtattfindet, während die Feder *F* bei dem beginnenden Niedergange den Stichel wieder in die für die Arbeit erforderliche Stellung zurückführt.

Zur Aufnahme der zu bearbeitenden Mutter iſt die dazu dienende Tiſchplatte um eine ſenkrechte Axe drehbar, die genau in die Mittelebene zwiſchen den beiden Stichelſchneiden einzuſtellen iſt, und es muß das Aufſpannen der zu bearbeitenden Mutter ſo geſchehen, daß deren geometriſche Axe mit dieſer Drehaxe der Tiſchplatte zuſammenfällt. Hiernach iſt es erſichtlich, wie man nach der Bearbeitung von zwei gegenüberſtehenden Flächen und darauf folgender Rückführung des Tiſches durch eine Drehung des letzteren im Betrage von 60 Grad die beiden folgenden Seitenflächen bearbeiten kann. Man wendet übrigens dieſes Verfahren des Hobelns bei Muttern nur ſeltener und zwar nur bei den größten Sorten derſelben an, in den meiſten Fällen bedient man ſich der ſpäter zu beſprechenden Fräsmaſchinen zur Bearbeitung der Muttern.

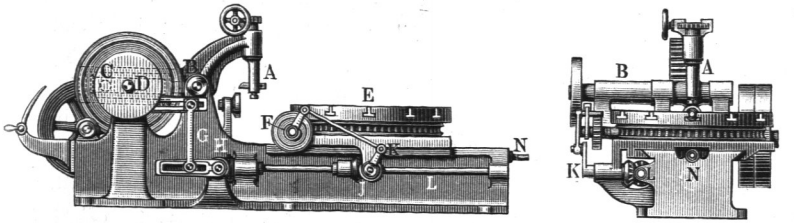
Fig. 572.



Wenn es ſich um die Bearbeitung ſehr langer Gegenſtände auf Stoßmaſchinen handelt, z. B. der Locomotivrahmen, ſo pflegt man den Maſchinen eine ſolche Einrichtung zu geben, vermöge deren das Arbeitsſtück ganz feſtgehalten wird und dem Stichel außer ſeiner auf- und abſteigenden Arbeitsbewegung auch die Fortrückung nach zwei wagerechten zu einander ſenkrechten Richtungen ertheilt werden kann. Das Geſtell der Maſchine erhält hierbei die Geſtalt eines entſprechend langen Rahmens, an deſſen prismatiſchen Führungsleiſten in der Regel zwei bis drei verſchiedene von einander unabhängige Stoßapparate verſchoben werden können. Jeder dieſer Apparate beſteht im weſentlichen aus einem Ständer, der auf den Wangen des Geſtellrahmens eine hinreichend lange Führung findet, um ſicher darauf entlang geführt zu werden. Zu dem letzteren Zwecke dient eine an dem Geſtell befeſtigte Zahnſtange, in die ein Getriebe eingreift, deſſen Axe in dem Ständer gelagert iſt und durch ein Schaltrad von der Kurbelwelle bewegt wird, die dem Stichel die auf- und niederſteigende Bewegung ertheilt. Die Führung der Stichelſtange ebenſo wie die zur Bewegung der letzteren dienende Kurbelwelle findet ſich an einem Querſchlitten, der an dem Ständer in einer horizontalen, zur Längsrichtung der ganzen Maſchine ſenkrechten Richtung verſchoben werden kann, und zwar iſt die Anordnung ſo getroffen, daß man die gedachte Schaltbewegung entweder zur Längsverſchiebung des Ständers auf dem Grundrahmen oder zur Querverſchiebung des die Stoßſtange tragenden Schlittens benutzen kann.

In Fig. 573 iſt eine Maſchine von R. Hartmann in Chemnitz verſinnlicht, bei der dem Stichel anſtatt der geradlinigen Bewegung eine Schwingung im Bogen um einen beſtimmten Mittelpunkt ertheilt wird. Dieſe Maſchine dient dem beſonderen Zwecke der Bearbeitung der Radkränze von Eiſenbahnwagenrädern im Inneren, wenn der Querſchnitt daſelbſt durch einen Kreisbogen begrenzt ſein ſoll, wie es vielfach der Fall iſt. Aus der Figur iſt erſichtlich, daß der Stichel quer durch die Stoßſtange A geſteckt iſt, die in dem um B drehbaren Winkelhebel CBD befindlich iſt. Da der horizontale Arm CB dieſes Winkelhebels zu einer Schleife ausgebildet iſt, in welcher der Kurbelzapfen der treibenden Kurbelwelle D ſich verſchieben kann, ſo muß durch die Umdrehung dieſer Welle der Winkelhebel in Schwingungen verſetzt werden, in Folge wovon der Stichel ſich concentriſch zu B bewegt und daher die Innenfläche eines auf dem Tiſche E befeſtigten Radkranzes nach dem zugehörigen Kreisprofile bearbeitet. Zu dieſem Zwecke bedarf es nur einer abſatzweiſen geringen

Fig. 573.

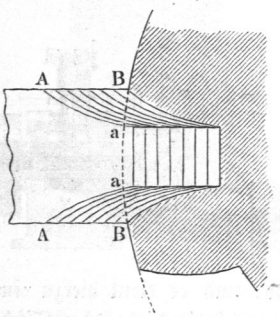


Drehung der Tiſchplatte E nach jedem Schnitte, und es dient hierzu eine auf der Axe F befindliche Schraube ohne Ende, welche in die an der Tiſchplatte angebrachten Schneckenzähne eingreift. Es iſt auch aus der Figur zu erkennen, wie dieſe Drehung von dem ſchwingenden Hebel durch das Schubſtängelchen G erfolgt, das mittelſt der Kegelrädchen H und J dem Hebel K eine ſchwingende Bewegung mittheilt. Die Anordnung der liegenden, mit einer Längsnuth verſehenen Zwiſchenwelle L, auf welcher die Kegelrädchen J und der Hebel K ſich verſchieben können, iſt offenbar deswegen nöthig, um die Bewegungsübertragung immer zu ſichern, in welche Entfernung von dem Stichel auch die Mitte der Tiſchplatte gebracht wird. Wie die Verſtellung der Tiſchplatte entſprechend dem Durchmeſſer des zu bearbeitenden Radkranzes mittelſt der Schraubenſpindel N geſchehen kann, bedarf nach dem Vorhergegangenen keiner beſonderen Erläuterung.

Man hat die Stoßmaſchinen auch dazu verwendet, um die Zahnlücken kleinerer Stirnräder aus dem vollen Material (Gußeiſen) auszuarbeiten, zu welchem Zwecke man dem Stichel die genaue Form der herzuſtellenden Zahnlücke giebt. Selbſtredend iſt es nicht möglich, das ganze, die Lücke

erfüllende Material mit einem Schnitte zu beſeitigen, man kann den Zweck nur dadurch erreichen, daß man den Stichel aus ſeiner anfänglichen Stellung AA in Fig. 574, wo er den Radkranz nur mit der äußerſten Schneide aa berührt, in die Endſtellung BB, die er bei vollendeter Zahnlücke einnimmt, durch ſchrittweiſe Verſchiebung nach jedem gemachten Schnitte überführt. Zu dieſem Ende wird bei derartigen Maſchinen der Sticheleträger in einem Schlittenſtänder geführt, der auf dem betreffenden Geſtelle einer ſelbſtthätigen Verſchiebung durch ein entſprechendes, von der Kurbelwelle der Stoßſtange bewegtes Schaltwerk unterworfen wird, während das zu bearbeitende Rad auf einem Bolzen befeſtigt während des Stoßens einer Bewegung nicht ausgeſetzt wird. Wenn in dieſer Art eine Zahnlücke ausgearbeitet iſt, empfängt der den Stößel tragende Schlitten eine ſchnelle Rückwärtsbewegung, wodurch der Stichel aus der erzeugten Zahnlücke ganz heraustritt, ſo daß nunmehr dem zu bearbeitenden Rade eine Drehung um ſeinen centralen Bolzen in demjenigen Winkelbetrage ertheilt werden kann, welcher der beabſichtigten Zähnezahl entſpricht. Die Skizze einer ſolchen von Evringhaus[1]) in Barmen gebauten Maſchine, in welcher die gedachten Bewegungen ſämmtlich ganz ſelbſtändig von der Maſchine ausgeführt werden, iſt in Fig. 575 gegeben. Der zur Aufnahme des Sticheleträgers A dienende Ständer B iſt, wie aus der Figur erſichtlich iſt, zu einem auf den horizontalen Bahnen des Geſtelles C verſchieblichen Schlitten ausgebildet, ſo daß ihm und dem Stichel eine Bewegung gegen das auf dem drehbaren Bolzen D befeſtigte Rad E ertheilt werden kann, in welches die Zähne eingeſtoßen werden ſollen. Da die hierzu nöthige Verſchiebung nur gering, nämlich nur gleich der Tiefe der zu erzeugenden Zahnlücken iſt, ſo konnte die Kurbelwelle F, die dem Sticheleträger die auf- und niedergehende Bewegung mittheilt, feſt an dem Geſtelle gelagert werden, indem die den Sticheleträger bewegende Schubſtange G in Folge dieſer geringen Verſchiebung in ihrer Mittellage nur unmerklich von der ſenkrechten Richtung abweichen kann.

Fig. 574.

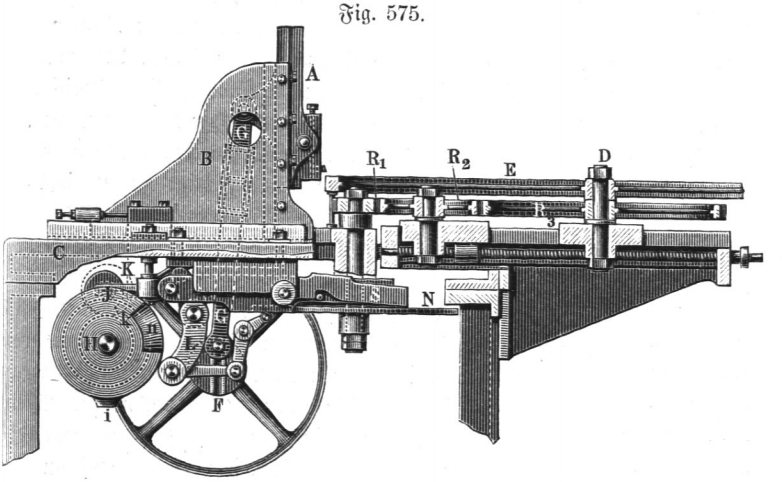


Von der Kurbelwelle F aus wird durch ein Excenter, deſſen Stange eine Schaltklinke bewegt, mittelſt des zugehörigen Schaltrades die Hülfsaxe H in ſchrittweiſe Umdrehung verſetzt, und dieſe Bewegung wird durch zwei gleich große kleine Stirnräder auch der darüber gelagerten anderen Hülfswelle J mitgetheilt. Eine auf dieſer Welle J befeſtigte ſpiralförmige

[1]) D. R.-P. Nr. 56011.

Scheibe K drückt bei ihrer Bewegung langſam den Schlitten B nach rechts, ſo daß der Stichel bei jedem folgenden Schnitte etwas tiefer in den Radkranz eindringt, wie durch Fig. 574 erläutert wurde. Nach einer ganzen Umdrehung dieſer Scheibe K tritt deren Anſatz oder Stufe k gegen den betreffenden Anſtoßknaggen des Schlittens, ſo daß in dieſem Augenblicke eine Rückführung deſſelben geſchehen kann. Dieſe zu bewirken, dient die Hülfswelle H, die wegen der gleichen Räder in derſelben Zeit wie J eine Umdrehung macht. Eine auf dieſer Welle befindliche Scheibe trägt am Umfange den Daumen i, welcher, gegen den Hebel L wirkend, die Rückführung des Schlittens beſorgt, während unmittelbar darauf eine Curvennuth bei n einen anderen Hebel zum Ausſchlagen nöthigt, wodurch die Schiebklaue S für eine Theilſcheibe N in ſolche Bewegung verſetzt wird, daß dadurch dieſe Theil-

Fig. 575.



ſcheibe um eine Theilung herumgedreht wird. Da dieſe Drehung durch die Stirnräder R_1, R_2, R_3 auf den das Rad E tragenden Bolzen und damit auf dieſes Rad übertragen wird, ſo wird bei der nun folgenden wiederholten Wirkung des Stichels die nächſte Zahnlücke in dem gehörigen Abſtande neben der vorher erzeugten eingeſtoßen.

Die Zahl der dem Rade zu gebenden Zähne beſtimmt ſich hiernach aus der Eintheilung der Theilſcheibe N und aus den Zähnezahlen der Räder R_1 und R_2 wie folgt. Iſt die Theilſcheibe in gleichmäßiger Eintheilung mit n Löchern verſehen, und wird ſie durch die Schiebklinke jedesmal um ein Loch weiter gedreht, ſo erfolgt hierbei eine Drehung des zu bearbeitenden Rades auf dem Bolzen D in dem Betrage $\frac{1}{n}\frac{r_1}{r_3} = \frac{1}{z}$ einer Umdrehung,

wenn r_1 und r_3 die Zähnezahlen von R_1 und R_3 vorſtellen, ſo daß das Rad z Zähne erhält. Das zwiſchen R_1 und R_3 befindliche Rad R_2 iſt offenbar ohne Einfluß auf die Zähnezahl, daſſelbe wird nur verwendet, um bei großem Durchmeſſer von E die Bewegung von N auf E bequem übertragen zu können, ohne deswegen ſehr große Zahnräder anwenden zu müſſen. Hat das zu bearbeitende Rad kleineren Durchmeſſer, ſo kann daſſelbe auch auf der Axe von N oder von R_2 befeſtigt werden. Da die Theilſcheibe N in mehreren concentriſchen Kreiſen verſchiedene Eintheilungen aufweiſt, und da die Räder R_1 und R_3 als ſogenannte Wechſelräder dem Bedürfniß entſprechend ausgewählt werden können, ſo iſt dadurch die Möglichkeit geboten, die Zähnezahl des zu zahnenden Rades in gewiſſen Grenzen beliebig zu beſtimmen. Die Bolzen von R_2 und R_3 ſind, um den richtigen Eingriff der Wechſelräder zu erzielen, auf Schlittenſtücke geſtellt, denen durch geſonderte Schrauben die erforderliche Verſtellung mitgetheilt werden kann. Die Tiefe der Zahnlücken hat man dadurch zu beſtimmen in der Hand, daß man den Anſtoßknaggen des Schlittens B, gegen den die Spiralſcheibe K trifft, bei dem Rückführen des Schlittens dieſer Scheibe mehr oder weniger nähert.

Die Verwendung dieſer Maſchine ſetzt zur Erzeugung genauer Zähne voraus, daß der Schneide des Stichels die genau richtige Form nicht nur anfänglich ertheilt, ſondern auch dauernd erhalten werde, worauf bei dem Schärfen des ſtumpf gewordenen Stichels eine beſondere Sorgfalt zu verwenden iſt.

Es iſt leicht erſichtlich, daß es nicht möglich iſt, in dieſer Art mit Hülfe eines dem Profil der Zahnlücke entſprechenden Stichels die Zähne von Kegelrädern zu erzeugen, da bei denſelben die Querſchnitte der Zähne an verſchiedenen Stellen ſich wie deren Abſtände von der Axe verändern. Wenn man doch beſondere Stoß- oder Hobelmaſchinen zur Erzeugung von Kegelradzähnen ausgeführt hat, ſo ſtimmen dieſelben, ſo verſchieden ſie auch in den Einzelheiten ſein mögen, immer darin überein, daß dem Stichel, der ſich meiſt, wie bei den Feilmaſchinen, in einer horizontalen Bahn hin und her bewegt, eine ſolche Beweglichkeit mitgetheilt wird, vermöge deren ſeine Spitze ſtets nach einem und demſelben Punkte, nämlich nach der Spitze des betreffenden Kegels, gerichtet iſt, der die Grundform des herzuſtellenden Rades bildet. Zu dem Behufe macht man die Führungsbahn des Stichelträgers meiſt um dieſen Punkt drehbar und ertheilt derſelben bei feſtgehaltenem Rade gegen das auf einer Axe aufgeſpannte Rad eine ſolche relative Bewegung nach zwei zu einander ſenkrechten Richtungen, wie ſie den Coordinaten der Zahncurve entſpricht, wozu man ſich paſſend einer der Zahnform entſprechenden Schablone bedient. In Folge hiervon ſchabt die Stichelſpitze in einzelnen dicht neben einander liegenden, den Erzeugungslinien der Zahnflächen entſprechenden Zügen die gewünſchte Zahnform aus.

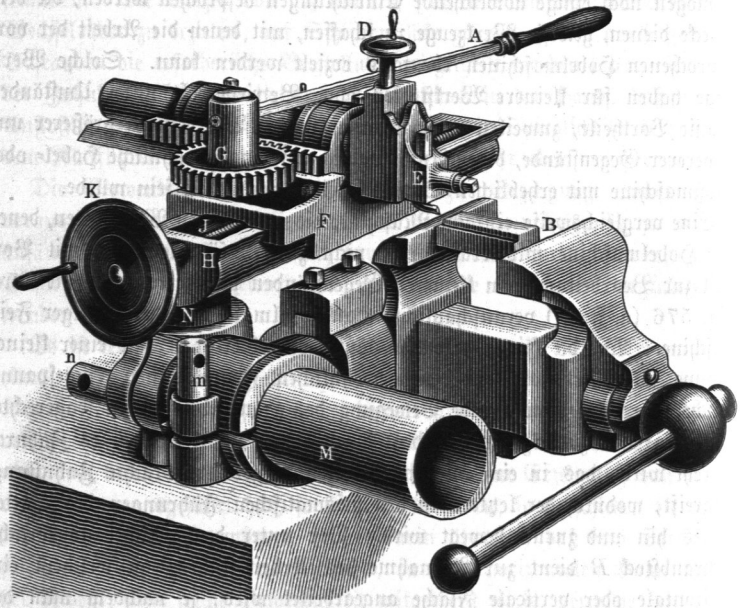
Dieſe Maſchinen, welche in allen Fällen eine ſehr verwickelte Anordnung zeigen, werden indeſſen vergleichsweiſe nur ſelten ausgeführt, und ſie bedürfen, wenn ſie ihrem Zwecke, der Herſtellung genauer Zahnformen, dienen ſollen, einer ſehr aufmerkſamen und geſchickten Bedienung.

Handhobelmaſchinen. Es ſollen unter dieſem Titel nicht diejenigen Hobel- oder Feilmaſchinen beſprochen werden, welche ſich bei weſentlich derſelben Anordnung, wie ſie vorſtehend beſprochen wurde, dadurch kennzeichnen, daß die Bewegung, d. h. die Umdrehung der betreffenden Betriebswelle, anſtatt durch Elementarkräfte, durch die Hand des Arbeiters bewirkt wird, weil hierin ein weſentlicher Unterſchied nicht begründet ſein kann, ſondern es mögen noch einige abweichende Einrichtungen beſprochen werden, die dem Zwecke dienen, gewiſſe Werkzeuge zu ſchaffen, mit denen die Arbeit der vorbeſprochenen Hobelmaſchinen ebenfalls erzielt werden kann. Solche Werkzeuge haben für kleinere Werkſtätten ohne Betriebskraft unter Umſtänden gewiſſe Vortheile, zuweilen auch geſtatten ſie die Bearbeitung größerer und ſchwererer Gegenſtände, deren Aufbringung auf eine gewöhnliche Hobel- oder Stoßmaſchine mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden ſein würde. §. 161.

Eine vergleichsweiſe einfache Maſchine, die in kleineren Werkſtätten, denen eine Hobelmaſchine mit Kraftbetrieb nicht zur Verfügung ſteht, mit Vortheil zur Bearbeitung von kleineren Gegenſtänden benutzt wird, iſt die durch Fig. 576 (a. f. S.) veranſchaulichte Handhobelmaſchine, oder richtiger Feilmaſchine. Wie die Figur erkennen läßt, wird hierbei der in einer kleinen Klappe nach Art wie bei den gewöhnlichen Feilmaſchinen eingeſpannte Stichel durch die ſchwingende Bewegung des Handhebels A in wagerechter Linie hin- und zurückgeführt, indem durch dieſen Hebel ein kleines Zahnrad gedreht wird, das in eine an dem Werkzeugträger angebrachte Zahnſtange eingreift, wodurch der letztere in den prismatiſchen Führungen des Sattelſtückes hin und zurück bewegt wird. Der unter dem Stichel angebrachte Schraubſtock B dient zur Aufnahme des Arbeitsſtückes, an welchem eine horizontale oder verticale Fläche angearbeitet wird, je nachdem man den Stichel in der einen oder anderen Richtung fortrückt. Zur ſenkrechten Verſtellung dient die Schraubenſpindel C mit Handrad D, durch deren Umdrehung der die Klappe E aufnehmende Schieber entſprechend verſchoben werden kann, und zwar muß dieſe Verſchiebung nach jedem Schnitt von der Hand des Arbeiters ausgeführt werden. Dagegen erfolgt die horizontale Verſchiebung ſelbſtſtändig bei dem Hobeln dadurch, daß der Sattel F, welcher die Führungsprismen für den Sticheltäger ſowie das treibende Zahnrad G trägt, auf der horizontalen Bahn H mittelſt einer zwiſchen deren Wangen enthaltenen Schraubenſpindel J bewegt wird. Dieſe Bewegung erfolgt durch eine an der hinteren Seite dieſes Sattels angebrachte Mutter (in

der Figur verdeckt), die durch ein an ihr befindliches Schaltrad vor jedem Schnitte ein wenig gedreht wird. Dieſe Drehung bewirkt ein an dem Sticheltträger befindlicher Stift, der bei dem Stichelrückgange gegen den Schalthaken ſtößt. Wird dabei die Schraubenſpindel J an der Drehung verhindert, etwa durch Feſthalten des Handrades K, ſo muß dieſe Drehung der Mutter eine Verſchiebung derſelben und des ganzen Sattels F quer über das Werkſtück zur Folge haben. Das Handrad K kann natürlich dazu dienen, dieſe Verſchiebung auch freihändig zu bewirken. Wie man durch Verdrehung der cylindriſchen Stangen M und N in den ſie umſchließenden Hülſen und darauf folgenden Feſtſtellung mittelſt der Schrauben m und n

Fig. 576.



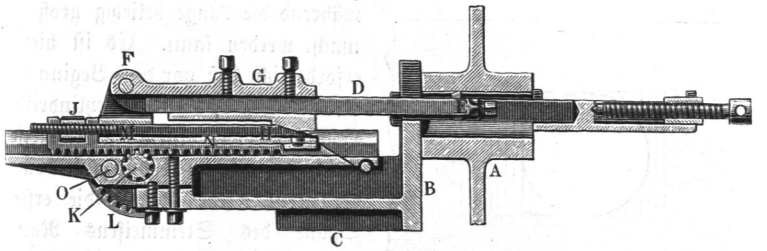
die Möglichkeit erhält, die Querbewegung auf dem Prisma gegen den Horizont zu neigen und bezw. ſchräg gegen das Arbeitsſtück zu richten, iſt aus der Figur erſichtlich.

Zum Einſtoßen der Keilnuthen in die Innenflächen der ausgebohrten Radnaben, wie ſolche Nuthen zur Befeſtigung der Räder auf ihren Axen mittelſt der dazu paſſenden Keile nöthig ſind, bedient man ſich vielfach in Ermangelung einer geeigneten Stoßmaſchine des in Fig. 577 dargeſtellten einfachen Apparates von Weitmann[1]). Hierin ſtellt A die Nabe des zu

[1]) D. R.-P. Nr. 26898.

nuthenden Rades vor, das in geeigneter Art durch Kloben oder Bolzen an der Stirnplatte *B* des Werkzeuges befeſtigt iſt, welches letztere ſelbſt etwa in einen Schraubſtock bei *C* eingeſpannt werden mag. In *D* iſt die eigentliche Stoßſtange dargeſtellt, welche an ihrem vorderen Ende den quer hindurchgeſteckten Stichel *E* mit einer geraden Schneide von ſolcher Breite trägt, wie die herzuſtellende Nuth ſie haben ſoll. Die Stichelſtange *D* iſt in der um den Bolzen *F* drehbaren Klappe *G* befeſtigt, welche letztere ſich bei dem Vorſchube von links nach rechts in Folge des auf den Stichel wirkenden Widerſtandes mit der ſchrägen Fläche unterhalb auf den verſchiebbaren Keil *H* ſtützt. Es iſt hieraus erſichtlich, wie durch eine geringe Verſchiebung dieſes Keiles von links nach rechts, die durch die Umdrehung der Mutter *J* aus freier Hand zu bewirken iſt, eine Erhebung der Stichelſchneide veranlaßt wird, deren Betrag die Dicke des bei dem folgenden Schnitte abzulöſenden Spanes beſtimmt. Die Arbeitsbewegung des Stichels erfolgt durch Umdrehung einer auf die Axe *O* geſteckten Handkurbel, wodurch

Fig. 577.



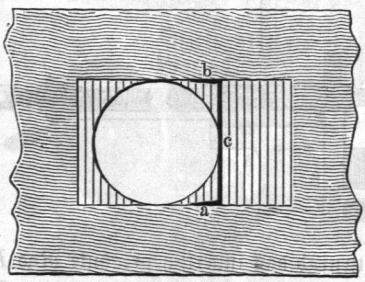
ein auf dieſer Axe befeſtigtes kleines Stirnrad das innerlich gezahnte Rad *L* umdreht, und da mit dieſem letzteren Rade das kleine in die Zahnſtange *N* eingreifende Getriebe *K* feſt verbunden iſt, ſo erfolgt je nach der Drehungsrichtung der Kurbel die Vorwärts- oder Rückwärtsbewegung des Schlittens *M* mit der Klappe *G* und dem Stichel. Die Wirkungsweiſe des Apparates iſt hiernach deutlich.

Stemmmaschinen für Holz. Alle bisher beſprochenen Maſchinen §. 162.
ſind nur für die Bearbeitung von Metallen oder anderen harten Materialien, wie z. B. auch von Steinen mittlerer Härte geeignet, während ſie für Hölzer nicht verwendbar ſind. Die ſogenannten Holzhobelmaſchinen arbeiten immer in einer anderen Art, als die für Eiſen gebräuchlichen, indem dabei ſtets ein ſehr ſchnell rotirendes Werkzeug in Anwendung tritt, wie es ſpäter, gelegentlich der Fräſen, näher beſprochen werden ſoll. Diejenigen Maſchinen, welche die Bearbeitung des Holzes mittelſt eines geradlinig bewegten Meſſers von der Wirkungsweiſe des gewöhnlichen Handhobels bearbeiten, dienen meiſtens dem Zwecke einer Zertheilung der Blöcke in dünne Blätter, wie

ſie bei der Darſtellung der geſchnittenen Fourniere durch die in §. 88 beſprochenen Schälmaſchinen angeführt wurde, ſo daß dieſe Art der Hobelmaſchinen hier nicht angeführt werden muß. Dagegen wendet man in einzelnen Fällen die Stoßmaſchinen auch für Holz an, und zwar inſonderheit zur Erzeugung der rechteckigen Zapfenlöcher, wie ſie zur Verbindung einzelner Holztheile ſo vielfach gebraucht werden. Die hierzu dienenden Maſchinen führen den Namen Stemmmaſchinen, weil ſie die unter dem Namen des Stemmens bekannte Handarbeit zu erſetzen dienen, durch welche die beſagten ſchlitzartigen Zapfenlöcher für gewöhnlich hergeſtellt werden.

Auch dieſe Stemmmaſchinen arbeiten wie die vorgedachten Stoßmaſchinen mit einem hin- und hergehenden Meißel, deſſen Schneide indeſſen abweichend von derjenigen der bisher beſprochenen Stichel eine U-förmige zu ſein pflegt, Fig. 578, ſo daß daran drei Schneidkanten *a*, *b* und *c* vorhanden ſind. Es geht daraus hervor, daß durch die dicht neben einander gelegenen Schnitte eine ſchlitzförmige Vertiefung entſteht, deren Breite mit der Länge der Hauptſchneide *c* des Meißels übereinſtimmt, während die Länge beliebig groß gemacht werden kann. Es iſt hierzu erforderlich, daß vor dem Beginn der Arbeit durch Bohren eine cylindriſche Höhlung von einem Durchmeſſer gleich der Breite des Zapfenloches hergeſtellt werde, damit die erſten Späne des Stemmeiſens Raum finden, weshalb in der Regel jede Stemmmaſchine mit einer Bohrſpindel nach Art der ſpäter zu beſprechenden Bohrmaſchinen zur Herſtellung dieſes Loches verſehen iſt. Die Tiefe dieſer Bohrung wird dann gleich der zu erzielenden Tiefe des Zapfenloches gemacht, und dem Stemmeiſen der zugehörige bis zum Grunde dieſer Bohrung reichende Hub gegeben. Um den Schlitz nach beiden Seiten hin rechtwinkelig zu begrenzen, iſt es nöthig, das Stemmeiſen ſo mit der Stoßſtange zu verbinden, daß jederzeit bequem eine Wendung deſſelben um 180 Grad erfolgen kann. Dieſe Maſchinen werden ebenſowohl liegend wie ſtehend ausgeführt.

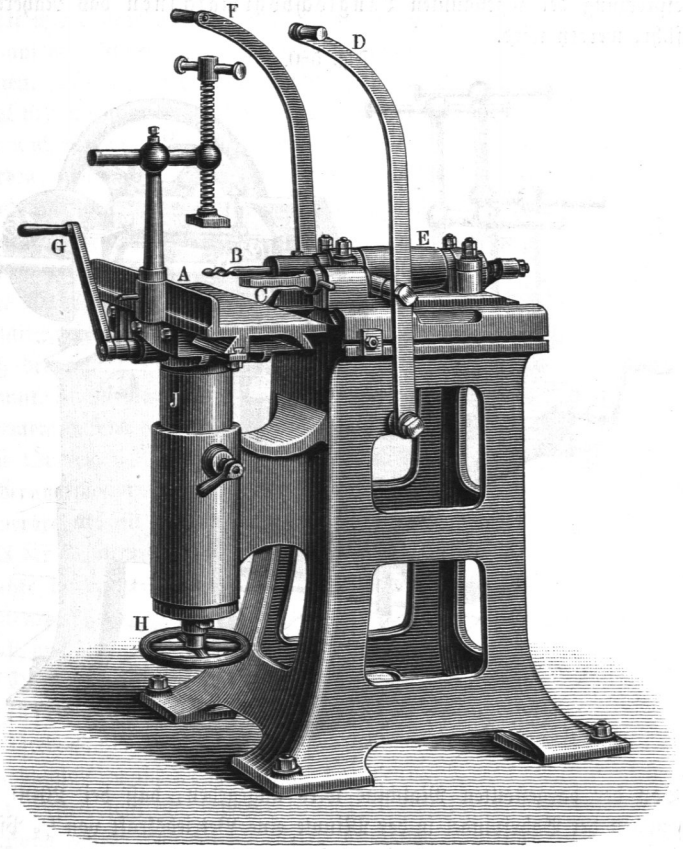
Fig. 578.



Eine liegende Maſchine dieſer Art ſtellt Fig. 579 vor, welche der Preisliſte der Sächſiſchen Stickmaſchinenfabrik in Kappel-Chemnitz entnommen iſt. Das auf dem Tiſche *A* befindliche Holzſtück iſt, wie aus der Figur erſichtlich, der Wirkung entweder des Bohrers *B* oder des Stemmeiſens *C* ausgeſetzt, welches letztere die hin- und zurückgehende Bewegung von der Hand des Arbeiters mittelſt des Hebels *D* erhält, während die Bohrſpindel durch einen auf die Scheibe *E* laufenden Riemen von der

Betriebswelle umgedreht wird. Der hintere Handhebel *F* dient dabei zur Vorführung der in ihren Lagern verſchieblichen Bohrſpindel in deren Axenrichtung entſprechend der gewünſchten Bohrtiefe. Durch ſtellbare Anſtoßknaggen läßt ſich dieſe Verſchiebung der Bohrſpindel ebenſo wie diejenige des Stemmeiſens genau begrenzen. Es iſt erſichtlich, wie der beabſichtigte Zweck durch langſame Verſchiebung der das Arbeitsſtück tragenden Tiſch-

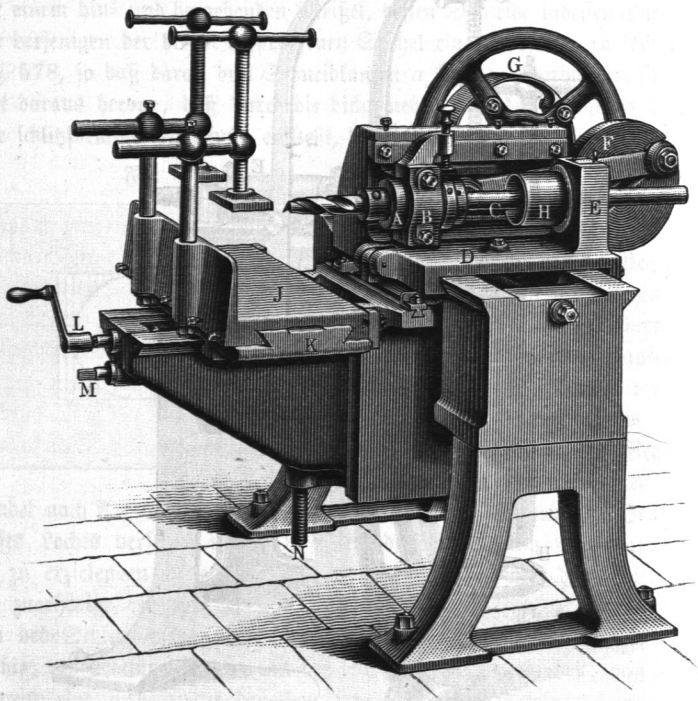
Fig. 579.



platte *A* in den unter derſelben angebrachten prismatiſchen Führungen zu erreichen iſt, und zwar wird dieſe Verſchiebung durch Umdrehung der Handkurbel *G* bewirkt, deren Axe ein Zahngetriebe trägt, das in eine an der Tiſchplatte befindliche Zahnſtange eingreift. Daß der Tiſch ſich vermittelſt der durch das Handrad *H* umzudrehenden Schraubenſpindel höher und tiefer ſtellen läßt, je nach der Stelle, wo das Zapfenloch hergeſtellt werden ſoll,

iſt aus der Figur erſichtlich, ebenſo wie die Drehbarkeit des Tiſches um den cylindriſchen Fuß *J*, wodurch ein Schrägſtellen des Holzes und ſomit die Herſtellung ſchräger Schlitze ermöglicht wird. Das Stemmeiſen iſt in dem daſſelbe führenden Stößel ſo befeſtigt, daß die erforderliche Wendung um 180° leicht erfolgen kann. Es mag bemerkt werden, daß eine Bewegung des Tiſches durch die Handkurbel *G* während der Wirkung des Bohrers die Herſtellung langer Löcher ebenfalls geſtattet, worüber bei der Beſprechung der ſogenannten Langlochbohrmaſchinen das Nähere angeführt werden wird.

Fig. 580.



Von der dargeſtellten Maſchine wird angegeben, daß bei 2000 Umdrehungen der Bohrſpindel in der Minute eine Betriebskraft von $^1/_2$ Pferdekraft erforderlich iſt, und daß die Maſchine Schlitze bis zu 35 mm Breite und 150 mm Tiefe bei einer Länge von 200 mm herzuſtellen geſtattet. Durch Umwenden der Hölzer und Stemmen von beiden Seiten kann man demzufolge Hölzer bis zu 250 mm Dicke der ganzen Stärke nach durchſtemmen.

Eine aus derſelben Fabrik ſtammende, gleichfalls horizontale Stemmmaſchine zeigt die Fig. 580. Hierbei iſt der in Schwalbenſchwanzführungen

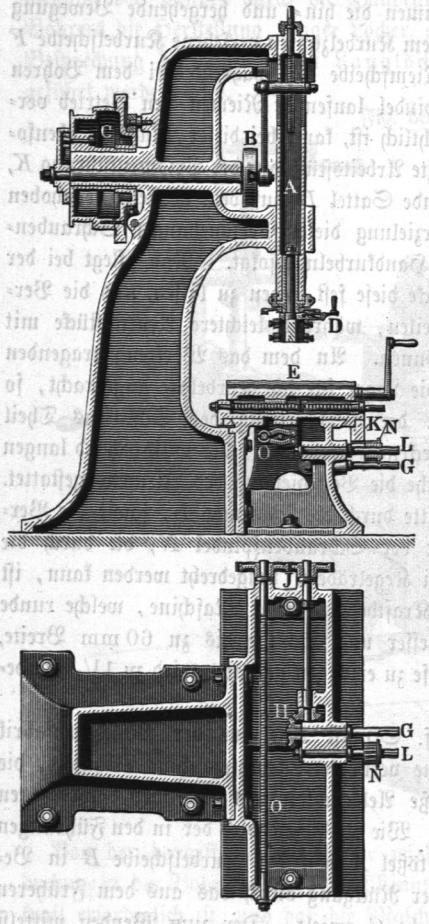
horizontal bewegliche Schlitten oder Stößel *A* mit einem Lager *B* verſehen, in dem die drehbare Spindel *C* ihre Unterſtützung findet, und es iſt die Einrichtung ſo getroffen, daß dieſe Spindel ebenſowohl einen Bohrer wie auch das Stemmeiſen aufnehmen kann. Die zweite Unterſtützung findet die Spindel in dem an dem Sattel *D* befindlichen Lager *E*, durch welches die Spindel ſich der Länge nach hindurchziehen kann, wenn dem Stößel *A* durch die Kurbelſtange zum Stemmen die hin- und hergehende Bewegung mitgetheilt wird. Die mit ſtellbarem Kurbelzapfen verſehene Kurbelſcheibe *F* erhält ihre Umdrehung von der Riemſcheibe *G*, während bei dem Bohren ein auf die Scheibe *H* der Bohrſpindel laufender Riemen den Betrieb vermittelt. Wie aus der Figur erſichtlich iſt, kann bei dieſer Maſchine ebenſowohl das auf dem Tiſche *J* befeſtigte Arbeitsſtück auf der Prismenführung *K*, wie auch der das Werkzeug tragende Sattel *D* auf dem Geſtelle verſchoben werden, und zwar dienen zur Erzielung dieſer Verſchiebungen Schraubenſpindeln, deren Umdrehung durch Handkurbeln erfolgt. Man pflegt bei der Bearbeitung ſchwererer Arbeitsſtücke dieſe feſt liegen zu laſſen, und die Verſchiebung dem Werkzeuge mitzutheilen, während leichtere Arbeitsſtücke mit dem Tiſche verſchoben werden können. An dem das Werkzeug tragenden Schlitten *D* ſind natürlich auch die Lager für die Kurbelaxe angebracht, ſo daß der ganze Triebapparat an der Verſchiebung des Schlittens Theil nimmt, zu welchem Zwecke das Deckenvorgelege mit einer entſprechend langen Riementrommel verſehen iſt, welche die Verſchiebung des Riemens geſtattet. Die Querverſtellung der Tiſchplatte durch die Schraube *L*, ſowie die Veränderung der Höhenlage mittelſt der Schraubenſpindel *N*, die durch die Queraxe *M* mit Hülfe von zwei Kegelrädern umgedreht werden kann, iſt aus der Figur erſichtlich. Der Kraftbedarf dieſer Maſchine, welche runde Löcher bis zu 100 mm Durchmeſſer und Schlitze bis zu 60 mm Breite, 300 mm Länge und 250 mm Tiefe zu erzeugen geſtattet, wird zu $1^1/_2$ Pferdekraft angegeben.

Durch die Fig. 581[1]) (a. f. S.) iſt eine aus der Maſchinenfabrik Grafenſtaden hervorgegangene verticale Stemmmaſchine erläutert, die in ihrer ganzen Einrichtung große Aehnlichkeit mit den oben beſprochenen Stoßmaſchinen für Metalle zeigt. Wie bei dieſen wird der in den Führungen am Geſtell ſenkrecht bewegte Stößel *A* von der Kurbelſcheibe *B* in Bewegung geſetzt, und ein ſchnellerer Rückgang durch das aus dem Früheren bekannte Whitworth'ſche Getriebe *C* erzielt. Der zum Wenden mittelſt der Handhabe *D* eingerichtete Meißelhalter kann zwei Stemmeiſen aufnehmen, um für den Fall der Verwendung von Doppelzapfen die beiden Zapfenlöcher gleichzeitig ſtemmen zu können. Wie das auf dem Tiſche *E*

[1]) Hartl, Die Werkzeugmaſchinen für den Maſchinenbau.

befeſtigte Arbeitsſtück durch die Schraubenſpindel O von der Handkurbelwelle G aus mittelſt der Kegelräder H und der Stirnräder J der Länge nach unter dem Stemmeiſen bewegt werden kann, iſt nach dem Früheren aus der Figur zu erkennen. Um bei langen Schlitzen eine ſchnellere Rückführung des Tiſches zu ermöglichen, iſt der letztere unterhalb noch mit einer Zahnſtange K verſehen, in die das auf der Handkurbelwelle L befindliche Zahnrad N eingreift, ſo daß durch Umdrehung dieſes Zahnrades die Rückführung des Tiſches mit größerer Geſchwindigkeit bewirkt werden kann, ſobald zuvor die Schraubenſpindel O von ihrer Mutter gelöſt worden iſt, zu welchem Zwecke die letztere aus zwei Theilen beſteht, die von einander ſo weit entfernt werden können, daß die Muttergewinde außer Eingriff mit den Schraubengängen der Spindel treten. Dieſe Einrichtung wird auch bei den ſpäter zu beſprechenden Drehbänken wieder vorkommen.

Fig. 581.

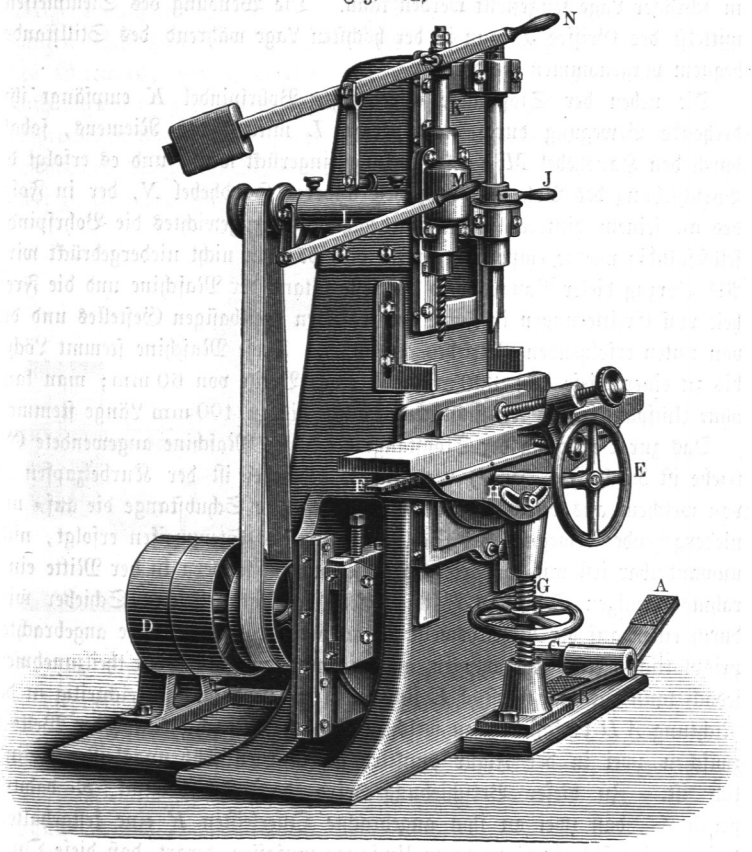


Bei der hier beſprochenen Maſchine entſpricht dem größten Hube des Stößels von 170 mm und einer Anzahl von 136,7 Umdrehungen der Kurbelwelle eine mittlere Geſchwindigkeit des Werkzeuges bei dem Niedergange von 649 mm in der Secunde, während die mittlere Aufgangsgeſchwindigkeit 961 mm beträgt, ſo daß ſich das Verhältniß der mittleren Geſchwindigkeiten für den Niedergang und den Rückgang zu 1,48 beſtimmt. Die Fortrückung beträgt dabei für jeden Hub des Werkzeuges etwa 0,53 mm.

Von der vorſtehend beſprochenen Maſchine unterſcheidet ſich die durch Fig. 582 erläuterte von Ernſt Kirchner & Co. in Leipzig in verſchiedener Hinſicht. Zunächſt iſt bei derſelben die Antriebswelle D im

unteren Theile des aus einem kräftigen Hohlgußſtänder gebildeten Geſtelles gelagert, und es iſt die Einrichtung ſo getroffen, daß nach der Ueberführung des Betriebsriemens auf die feſte Riemſcheibe zwar die Welle derſelben in Umdrehung geräth, der Stößel aber noch ſtill ſteht und erſt in auf- und abgehende Bewegung kommt, ſobald der Fußtritt *A* niedergedrückt wird. Das hierzu dienende Getriebe, das im Folgenden näher erläutert wird,

Fig. 582.



wirkt dabei derartig, daß der Hub des Stößels um ſo größer wird, je tiefer der Fußtritt niedergetreten wird, wogegen die Stoßſtange in der höchſten Lage in Ruhe kommt, ſobald man durch Niedertreten des anderen Fußtrittes *B* in die in der Figur dargeſtellte Lage der Axe *C* dieſer Tritte eine entgegengeſetzte Drehung ertheilt. Auch iſt die Wirkung dieſes Getriebes inſofern eigenthümlich, als vermöge deſſelben dem Stemmeiſen bei jeder

einzelnen Umdrehung der Triebaxe zwei Doppelhübe ertheilt werden, ſo daß die Antriebswelle D entſprechend langſamer umgehen kann. Die Einrichtung der das Holz aufnehmenden Tiſchplatte iſt aus der Figur erſichtlich, inſonderheit iſt es deutlich, wie durch die Umdrehung des Handrades E eine Längsverſchiebung der Tiſchplatte mit Hülfe einer unterhalb angebrachten Zahnſtange F zu ermöglichen iſt, und wie der Tiſch durch die Schraube G höher oder tiefer geſtellt werden, auch vermöge des bogenförmigen Schlitzes H in ſchräger Lage feſtgeſtellt werden kann. Die Wendung des Stemmeiſens mittelſt des Griffes J kann in der höchſten Lage während des Stillſtandes bequem vorgenommen werden.

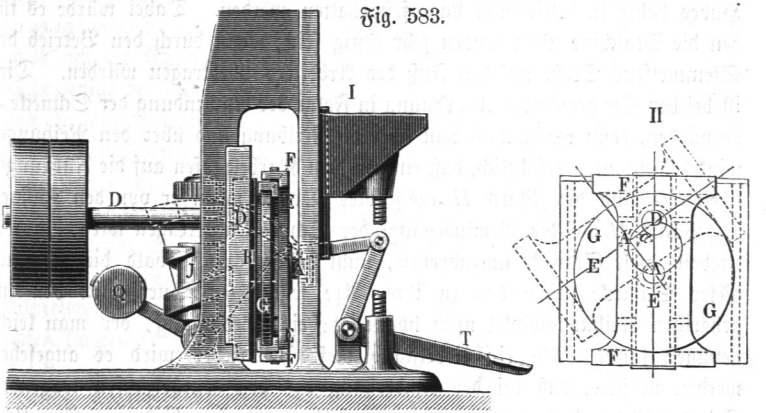
Die neben der Stoßſtange angebrachte Bohrſpindel K empfängt ihre drehende Bewegung durch die Queraxe L mittelſt des Riemens, ſobald durch den Handhebel M die Kuppelung eingerückt wird, und es erfolgt die Vorſchiebung des Bohrers durch den anderen Handhebel N, der in Folge des an ſeinem hinteren Ende angebrachten Gegengewichtes die Bohrſpindel ſelbſtſtändig wieder emporzieht, wenn dieſelbe vorn nicht niedergedrückt wird. Als Vorzug dieſer Bauart wird der feſte Stand der Maſchine und die Freiheit von Erzitterungen in Folge des kräftigen breitbaſigen Geſtelles und des von unten erfolgenden Betriebes angeführt. Dieſe Maſchine ſtemmt Löcher bis zu einer Tiefe von 300 mm und einer Breite von 60 mm; man kann ohne Umſpannen des Arbeitsſtückes Schlitze bis zu 400 mm Länge ſtemmen.

Das zur Bewegung der Stoßſtange bei dieſer Maſchine angewendete Getriebe iſt durch Fig. 583 [1]) verdeutlicht. Hierbei iſt der Kurbelzapfen A, von welchem aus durch eine nach oben geführte Schubſtange die auf- und niedergehende Bewegung des Schlittens für das Stemmeiſen erfolgt, nicht unwandelbar feſt mit der Triebaxe D verbunden, ſondern in der Mitte eines rahmenförmigen Schiebers E an dieſem befeſtigt. Dieſer Schieber wird durch einen auf der Betriebswelle D an deren vorderem Ende angebrachten prismatiſchen Anſatz gezwungen, an der Umdrehung der Welle theilzunehmen, jedoch kann das Schieberſtück E ſich bei dieſer Umdrehung gleichzeitig in der Richtung AD verſchieben, zu welchem Ende der gedachte Anſatz der Welle D zwiſchen zwei in der Figur punktirt gezeichneten Führungsleiſten befindlich iſt. Zu dieſer Verſchiebung wird das Schieberſtück E dadurch veranlaßt, daß zwei an ihm angebrachte Querleiſten F eine feſtgehaltene kreisförmige Scheibe G an deren Umfange umfaſſen, derart, daß dieſe Querleiſten in jeder Lage des Stückes immer die feſte Scheibe in zwei diametral gegenüber liegenden Punkten berühren. Denkt man beiſpielsweiſe die Triebaxe und damit das Schieberſtück E um einen beliebigen Winkel $EDE' = \alpha$, Fig. II, gedreht, ſo ſteht der Kurbelzapfen in dem Fußpunkte A' des durch

[1]) D. R.-P. Nr. 35988.

die Mitte A der feſten Führungsſcheibe auf die Richtung DE' des Schiebers gezogenen Lothes, da, wie leicht zu erſehen iſt, eine mitten zwiſchen den beiden Führungsbacken F zu dieſen parallel gezogene gerade Linie immer durch die Mitte der feſten Scheibe A hindurchgehen muß. Hieraus folgt, daß bei der gedachten Bewegung der Zapfen A ſich in einem Kreiſe bewegt, deſſen Durchmeſſer durch den Abſtand AD gegeben iſt, um welchen die Führungsſcheibe G excentriſch zur Triebaxe D geſtellt iſt. Man erkennt übrigens auch leicht, daß der Kurbelzapfen A dieſen Kreis während einer ganzen Umdrehung der Triebaxe D zweimal durchläuft, eine Eigenſchaft des Getriebes, worauf bereits oben aufmerkſam gemacht wurde. Es iſt auch unſchwer zu erkennen, daß dieſes Getriebe mit dem in Th. III, 1, §. 11 beſprochenen übereinſtimmt, das der Hauptſache nach aus einer Stange von beſtimmter Länge beſteht, deren beide Endpunkte gezwungen ſind, ſich in zwei zu einander ſenkrechten Geraden oder Axen zu bewegen, und welches

Fig. 583.



Getriebe den bekannten Ellipſenlenkern (Th. III, 1), ſowie dem ſpäter zu beſprechenden Ovalwerke der Drehbänke zu Grunde liegt. Der Unterſchied beſteht nur darin, daß hier das Axenkreuz drehbar iſt, und unter der Stange die feſte Entfernung DA gedacht werden muß, indem jede der beiden Richtungen des beſagten Axenkreuzes ſtets durch einen der beiden Punkte A und D hindurchgeht.

Es wurde im Vorſtehenden die Führungsſcheibe G als feſtliegend angenommen, eine Vorausſetzung, welche auch während der regelmäßigen Arbeit der Maſchine zutrifft. Es läßt ſich aber der Abſtand oder die Excentricität AD dieſer Scheibe von dem Werthe Null bis zu einem gewiſſen Betrage verändern, und dadurch iſt das Mittel gegeben, auch den Hub des Stemmeiſens innerhalb dieſer Grenzen beliebig feſtzuſetzen. Dieſe Veränderlichkeit der Excentricität wird dadurch ermöglicht, daß die kreisförmige Führungs-

ſcheibe G an einer Platte H befindlich iſt, welche ſich in ſenkrechten Führungen verſchieben läßt, und zwar erhält ſie eine Verſchiebung mittelſt einer Schraubenſpindel J, in deren Gewindegänge einige an der Platte H befindliche entſprechend geſtaltete Zähne eingreifen. Da dieſe Schraubenſpindel ihre Umdrehung von dem Fußtritte T aus unter Vermittelung eines Zahnrechens und einiger Stirnräder erhält, ſo iſt hiernach erſichtlich, wie man vermittelſt dieſes Fußtrittes den Hub des Stemmeiſens beliebig groß machen kann. Wenn man einen Druck auf den Tritt nicht ausübt, ſo wird durch die Wirkung des Gegengewichtes Q die Schnecke J ſo gedreht, daß die Platte ihre höchſte Stellung einnimmt, für welche ſie centriſch zur Triebaxe D ſteht, ſo daß in dieſem Falle das Stemmeiſen ſtillſteht, auch wenn die Triebaxe in Bewegung verbleibt. Durch Niedertreten des Fußtrittes wird der Hub des Stemmeiſens in dem Maße vergrößert, in welchem die Neigung des Trittes erfolgt, und es muß dieſer zur Erzielung eines gleichbleibenden Hubes daher in beſtimmter Lage feſtgehalten werden. Dabei würde es für den die Maſchine Bedienenden ſehr läſtig ſein, wenn durch den Betrieb des Stemmeiſens Stöße auf den Fuß des Arbeiters übertragen würden. Dies iſt bei der hier gewählten Anordnung in Folge der Anwendung der Schnecke J vermieden, denn es iſt nach dem über die Reibung und über den Reibungswinkel Bekannten erſichtlich, daß ein von dem Kurbelzapfen auf die Führungsſcheibe G und die Platte H ausgeübter Druck, wenn er von den Zähnen der Platte H auf die Gewindegänge der Schnecke übertragen wird, ein Beſtreben, dieſe Schnecke umzudrehen, nicht haben kann, ſobald die Neigung dieſer Schnecke gegen den zu ihrer Axe ſenkrechten Querſchnitt den zugehörigen Reibungswinkel nicht überſteigt; eine Bedingung, der man leicht genügen kann. Als ein Uebelſtand dieſes Getriebes wird es angeſehen werden müſſen, daß bei der Umdrehung des den Kurbelzapfen tragenden Schieberſtückes E daſſelbe mit ſeinen Führungsbacken F den großen Umfang der Führungsſcheibe G gleitend umkreiſt, womit ein beträchtlicher Reibungswiderſtand verbunden ſein wird.

§. 163. **Kraftbedarf der Hobelmaſchinen.** Um den zum Betriebe der Hobelmaſchinen erforderlichen Kraftbedarf zu ermitteln, ſind von Hartig ausgedehnte Verſuche[1]) angeſtellt worden, und zwar an vier Hobelmaſchinen, drei Shapingmaſchinen, drei Nuthſtoßmaſchinen, einer Mutterhobelmaſchine, einer Holzabziehmaſchine (Schälmaſchine) und einer Stemmmaſchine für Holz. Nach dieſen Verſuchen, die eingehend an der unten angegebenen Stelle angeführt ſind, kann man den ganzen, zum Betriebe erforderlichen Kraftbedarf durch eine Formel $N = N_0 + \varepsilon\, G$ Pfkr. darſtellen, worin N_0

[1]) E. Hartig, Mittheilungen d. k. ſächſ. polyt. Schule zu Dresden, 1873.

die für den Leergang nöthige Betriebskraft vorſtellt, während unter G das in einer Stunde in Späne verwandelte Gewicht des Eiſens bedeutet. Bei den Maſchinen zur Bearbeitung des Holzes empfiehlt es ſich mehr, anſtatt des Spangewichtes das Volumen V des in Späne verwandelten Holzes der Beſtimmung zu Grunde zu legen, und bei der nach Art des gewöhnlichen Handhobels arbeitenden Holzſchälmaſchine kann man in den Fällen, wo die abgeſchälten Späne als das eigentliche Arbeitsproduct anzuſehen ſind, die Betriebskraft auch von der Größe F der ſtündlichen Schnittfläche abhängig machen, wie dies bei den Scheren und Sägen angegeben wurde.

In Betreff der Größe der beim Leergange aufzuwendenden Arbeit ergab ſich natürlich eine große Verſchiedenheit nicht nur nach der Größe der unterſuchten Maſchinen und dem Gewicht der bewegten Maſchinentheile, ſondern namentlich auch nach der verſchiedenartigen Conſtruction. Insbeſondere zeigte ſich die Art des zur Bewegung des Tiſches oder des Stößels angewandten Getriebes von großem Einfluß auf den Betrag des Leergangswiderſtandes. Bei den Maſchinen mit beſchleunigtem Rücklauf erwies ſich der Widerſtand während des Rücklaufes immer erheblich größer, als derjenige bei dem Vorwärtsgange, und zwar zeigte ſich dieſer Widerſtand im allgemeinen um ſo größer, je mehr die Rücklaufsgeſchwindigkeit diejenige des Vorwärtsganges übertraf.

Bei den durch Zahnſtangen vermittelſt einer Umſteuervorrichtung bewegten Hobelmaſchinen ergab ſich während der Umſteuerungen an beiden Enden eine ſehr bedeutende Steigerung des Widerſtandes, noch über denjenigen Widerſtand hinaus, dem die Maſchine während des Arbeitens ausgeſetzt war. Beiſpielsweiſe entſprach der Widerſtand des Leerganges bei einer unterſuchten langen Grubenhobelmaſchine einer Betriebsarbeit von:

0,73 Pfkr. während der Zeit t_1 des Vorwärtsganges,
1,22 „ „ „ „ t_2 „ ſchnelleren Rücklaufes,
4,03 „ „ „ „ t_0 der Umſteuerungen.

Man erhält daher einen Durchſchnittswerth für den mittleren Widerſtand des Leerganges durch den Ausdruck:

$$N_0 = \frac{0{,}73\,t_1 + 1{,}22\,t_2 + 4{,}03\,t_0}{t_1 + t_2 + t_0}.$$

Da in dieſem Ausdrucke nur die Zeit t_0 der Umſteuerungen einen conſtanten Werth hat, wogegen die Zeiten t_1 und t_2 von der Länge L des Ausſchubes abhängig ſind, indem ſich $t_1 = \frac{L}{v_1}$ und $t_2 = \frac{L}{v_2}$ ſetzen läßt, wenn v_1 und v_2 die Geſchwindigkeiten für den Vorwärtsgang und für den Rücklauf bedeuten, ſo ergiebt ſich, daß die Leergangsarbeit bei dieſen Maſchinen auch von der Länge der Tiſch- oder Supportbewegung abhängig iſt. Dieſe Verſchieden-

heit war bei der angeführten Art der Maſchine jedoch nur gering, ſo daß man dabei für die Leergangsarbeit einen von der Größe des Ausſchubes unabhängigen mittleren Werth annehmen kann.

Dagegen wird bei den Nuthſtoßmaſchinen die Leergangsarbeit ganz erheblich durch die Größe des Stößelhubes beeinflußt. Bezeichnet man dieſelbe durch h und bedeutet n die Anzahl der Stichelſpiele oder die Umdrehungszahl der den Stößel bewegenden Kurbel in der Minute, ſo kann man die Leergangsarbeit für dieſe Maſchinen durch einen Ausdruck von der Form $N_0 = An + Bnh$ Pfkr. zur Darſtellung bringen, worin A und B beſtimmte, aus den Verſuchen herzuleitende Coëfficienten ſind.

Bei der durch eine Kurbelſchwinge bewegten Tiſchhobelmaſchine ergab ſich ebenfalls der bei dem beſchleunigten Rücklaufe auftretende Widerſtand entſprechend der bedeutenden Ungleichförmigkeit der Maſchine ſehr groß.

Was den Widerſtand betrifft, welcher der eigentlichen Nutzarbeit bei dem Hobeln zugehört, ſo fand ſich, daß der Coëfficient ε für Gußeiſen kleiner wurde, wenn der Querſchnitt des abgelöſten Spans zunahm, während bei Schmiedeiſen im Gegentheil eine Zunahme dieſes Werthes mit dem Spanquerſchnitte nachweisbar war. Man kann ſich dieſes abweichende Verhalten etwa damit erklären, daß die Gußeiſenſpäne in kurze Bruchſtücke zerfallen, ſo daß dem in §. 149 angegebenen Verhalten gemäß der Widerſtand ſich in kurzen Zwiſchenräumen zu Null verringert, während das zähe Schmiedeiſen lange lockenförmige Späne bildet, die ſich von dem Stichel abbiegen, wobei ſie mit um ſo größerem Drucke gegen die Fläche des Stichels gepreßt werden, je dicker dieſe Späne ſind. Die hierdurch an der Fläche des Stichels erzeugte Reibung iſt die Urſache des vermehrten Widerſtandes. Auf Grund der angeſtellten Verſuche findet Hartig den Arbeitsaufwand für jedes Kilogramm ſtündlich abgehobelten Gußeiſens bei einem Querſchnitt des Spans von f qmm durch den Ausdruck $\varepsilon = 0{,}077 + \frac{0{,}125}{f}$ Pfkr. dargeſtellt, welcher Ausdruck die zuſammengehörigen Werthe von ε und f ergiebt:

$f =$	0,5	1	5	10	20	qmm
$\varepsilon =$	0,327	0,202	0,102	0,090	0,083	Pfkr.

Daß der bei verſchiedenen Hobelmaſchinen gefundene Werth von ε nicht durchweg dieſelbe Größe hat, dürfte namentlich aus der verſchiedenen Form und Zuſchärfung der verwendeten Stichel, ſowie aus der nicht übereinſtimmenden Arbeitsgeſchwindigkeit derſelben zu erklären ſein.

Das Verhältniß $\mu = \frac{N_1}{N}$ der zur eigentlichen Hobelarbeit verwendeten Betriebskraft $N_1 = \varepsilon G$ zu der ganzen zum Betriebe erforderlichen N kann man als den Wirkungsgrad der betreffenden Maſchine anſehen. Dieſer

Bruch ſchwankt bei den unterſuchten Maſchinen zwiſchen 0,24 und 0,776; er kann im Durchſchnitt aller Verſuche zu etwa $\mu = 0{,}553$ angenommen werden. In der umſtehenden Zuſammenſtellung ſind die hauptſächlich in Betracht kommenden Ergebniſſe der Hartig'ſchen Verſuche wiedergegeben, wobei zu bemerken iſt, daß L den Ausſchub des Tiſches oder Stichels in Metern, n die Anzahl der Schnitte in der Minute, v die Schnittgeſchwindigkeit, δ die Dicke des Spans, d. h. die Vorſtellung des Stichels nach dem Abhobeln einer Schicht, und β die Schnittbreite, d. h. die Querverſetzung des Stichels nach jedem Schnitte in Millimetern, alſo $f = \beta\,\delta$ den Querſchnitt des Spans in Quadratmillimetern bedeutet. In Betreff der weiteren Einzelheiten muß auf die angeführte Quelle verwieſen werden. Wie die hier gefundenen Werthe zur ungefähren Ermittelung der für eine Maſchine erforderlichen Betriebskraft zu verwerthen ſind, mag weiter unten an einem Beiſpiele gezeigt werden.

Es kann hier noch erwähnt werden, daß man nach J. Hart[1]) den Widerſtand, den das Werkzeug bei dem Ablöſen eines Spans vom Querſchnitte q findet, zu $p = a\,q\,K$ kg ſetzen ſoll, worin K die Feſtigkeit (abſolute) des bearbeiteten Materials bezeichnet, während a einen von der Maſchine abhängigen Coëfficienten bedeutet, den man annehmen ſoll zu

$a = 2$ für Drehbänke und Hobelmaſchinen,
$a = 2{,}5$ für Stoßmaſchinen, Shapingmaſchinen und Cylinderbohrmaſchinen.

Der Einfachheit wegen ſoll man dann die beiden ſchädlichen Widerſtände des Leerganges und der durch die Nutzwirkung hervorgerufenen zuſätzlichen Reibung zuſammenfaſſen, indem man die zur Ueberwindung aller ſchädlichen Widerſtände an dem Stichel anzunehmende Kraft zu $p_1 = m\,p$ vorausſetzt, ſo daß man die Geſammtkraft zu

$$P = p + p_1 = (1 + m)\,p = (1 + m)\,a\,q\,K \text{ kg}$$

und bei einer Geſchwindigkeit v des Stichels die erforderliche Arbeit zu $P\,v = (1 + m)\,a\,q\,K\,v$ mkg findet. Für den Werth, den man hierbei m beizulegen hat, giebt Hart an, daß derſelbe zu

$m = 0{,}5$ für große Maſchinen,
$m = 0{,}7$ für Maſchinen mittlerer Größe und
$m = 1{,}0$ für kleine Maſchinen und ſolche mit complicirten Mechanismen, Schneckengetrieben u. ſ. w.

gewählt werden könne. Dieſer Werth m ſteht offenbar mit dem vorſtehend als Wirkungsgrad bezeichneten Bruche $\mu = \frac{N_1}{N}$ in dem Zuſammenhange

[1]) Die Werkzeugmaſchinen f. d. Maſchinenbau von J. Hart.

Nummer	Maschine	Geschwindigk. b. Arbeiten v_1 mm	Geschwindigkeit beim Rücklauf v_2	Leergangsarbeit N_0 Pfk.	Betriebsarbeit N Pfk.	Wirkungsgrad $\mu = \frac{N-N_0}{N}$	Spangewicht stündlich G kg	Spandicke δ mm	Spanbreite β mm	Arbeit für 1 kg Späne stündlich ε Pfk.	Bemerkungen
1	Grubenhobelmasch.	57	$2{,}1\,v_1$	1,0	2,07	0,517	8,11	5,0	0,75	0,133 hart. Gußeisen	2 Stichel
2	Große Hobelmasch.	49	$2{,}2\,v_1$	0,61	1,49	0,591	23,62	16	1,37	0,037 weich. Gußeisen	—
3	Mittlere desgl.	54	$1{,}58\,v_1$	0,27	0,85	0,683	6,08	4,11	1,13	$0{,}077 + \frac{0{,}125}{f}$	$f = \delta\,\beta$ der Spanquerschnitt
4	Kleine desgl.	55	$1{,}73\,v_1$	0,12	0,25	0,520	1,3	2,7	0,73	0,116 Gußeisen	Kurbelschwinge
5	Große Shapingm.	89	$2\,v_1$	0,26	1,16	0,776	7,96	7,0	1,17	0,092 Schmiedeisen 0,059 Gußeisen	Spielzahl = 4,33; 7,27; 11,7; 18,7; 32,9 $N_0 = 0{,}15; 0{,}19; 0{,}26; 0{,}42; 0{,}74$
6	Kleine desgl.	49,7	$2\,v_1$	0,072	0,245	0,706	2,37	5,0	0,56	0,246 Stahl 0,081 Gußeisen 0,104 Schmiedeisen	$n = 15; 18; 22{,}2; 27$ $N_0 = 0{,}072; 0{,}098; 0{,}104; 0{,}125$
7	desgl. desgl.	146	v_1	0,088	0,163	0,460	2,70	2,5	0,58	0,028 Bronze 0,083 Gußeisen 0,134 Schmiedeisen	$n = 57; 100; 176$ $N_0 = 0{,}088; 0{,}139; 0{,}267$
8	Große Nuthstoßm.	139	$2\,v_1$	0,58	0,97	0,403	7,98	7,8	0,74	0,056 Gußeisen 0,133 Schmiedeisen	n zwischen 4,2 und 41,6 N_0 zwischen 0,44 und 0,95
9	Mittlere desgl.	69	$2\,v_1$	0,22	0,45	0,512	2,13	4,0	0,42	0,078 Gußeisen 0,124 Schmiedeisen	$n = 12{,}7; 17{,}3; 23{,}4; 32{,}0$ $N_0 = 0{,}11 + 0{,}069\,n\,h$
10	Kleine desgl.	152	v_1	0,09	0,28	0,679	1,48	4,75	0,39	0,115 Gußeisen	$n = 19{,}2; 48{,}3; 106$ $N_0 = 0{,}044 + 0{,}01\,n\,h$
11	Mutterhobelmasch.	205	v_1	0,38	0,50	0,240	1,44	2,18	0,19	0,106 Schmiedeisen	2 Stichel

NB. Die bearbeiteten Stücke bestanden bei Nr. 5 und 11 aus Schmiedeisen, bei Nr. 7 aus Bronze, sonst aus Gußeisen.

$\mu = \frac{N_1}{N} = \frac{N_1}{(1+m)N_1} = \frac{1}{1+m}$, so daß man daraus $m = \frac{1}{\mu} - 1$ erhält, was für die Werthe 0,5, 0,7 und 1,0 für m einem Wirkungsgrade μ von 0,667, 0,588 und 0,50 entspricht. Hartig führt auf Grund seiner Versuche an, daß die Größe der Maschine auf die Werthe von μ und m nicht von so hervorragender Bedeutung ist, und daß es vielmehr passend erscheint, sich für überschlägige Rechnungen in allen Fällen für m desselben Werthes 0,81 zu bedienen, welcher dem angeführten durchschnittlichen Wirkungsgrade $\mu = 0{,}553$ zugehört.

Beispiel. Wenn auf einer Hobelmaschine von mittlerer Größe eine gußeiserne Platte von 3 m Länge bearbeitet wird, und der Stichel einen Span von 8 mm Dicke bei einer Versetzung des Stichels nach jedem Schnitt um 1 mm ablöst, wie groß wird man die Betriebskraft veranschlagen können, wenn die Geschwindigkeit des Stichels bei der Arbeit 80 mm beträgt und der Rücklauf mit der doppelten Geschwindigkeit erfolgt?

Giebt man dem Tische der Hobelmaschine einen Ausschub von 3,2 m, so folgt die Zeit für einen Vorwärtsgang zu $t_1 = \frac{3200}{80} = 40$ Sec., diejenige für einen Rücklauf $t_2 = 20$ Sec. und man kann daher, wenn man für die beiderseitigen Umsteuerungen zusammen 5 Secunden annimmt, die ganze zu einem Schnitt erforderliche Zeit zu $t = 40 + 20 + 5 = 65$ Sec. annehmen. Demnach werden stündlich $\frac{60 \cdot 60}{65} = 55{,}4$ Schnitte gemacht, woraus sich die während dieser Zeit in Späne verwandelte Materialmenge ermitteln läßt. Das Gewicht dieser Späne berechnet sich unter der Annahme einer Dichte des Gußeisens von 7,5 zu $G = 55{,}4 \cdot 30 \frac{8}{100 \cdot 100} 7{,}5 = 9{,}97$ oder rund 10 kg. Nimmt man für den Coëfficienten ε den aus der Formel $\varepsilon = 0{,}077 + \frac{0{,}125}{f}$ sich ergebenden Werth von $\varepsilon = 0{,}077 + \frac{0{,}125}{8} = 0{,}093$ an, so erhält man daher die Nutzarbeit zu $\varepsilon G = 0{,}93$ Pfkr. und wenn man für den Leergang etwa 0,3 Pfkr. hinzufügt, so folgt die erforderliche Betriebskraft zu $N = 0{,}3 + 0{,}93 = 1{,}23$ Pfkr.

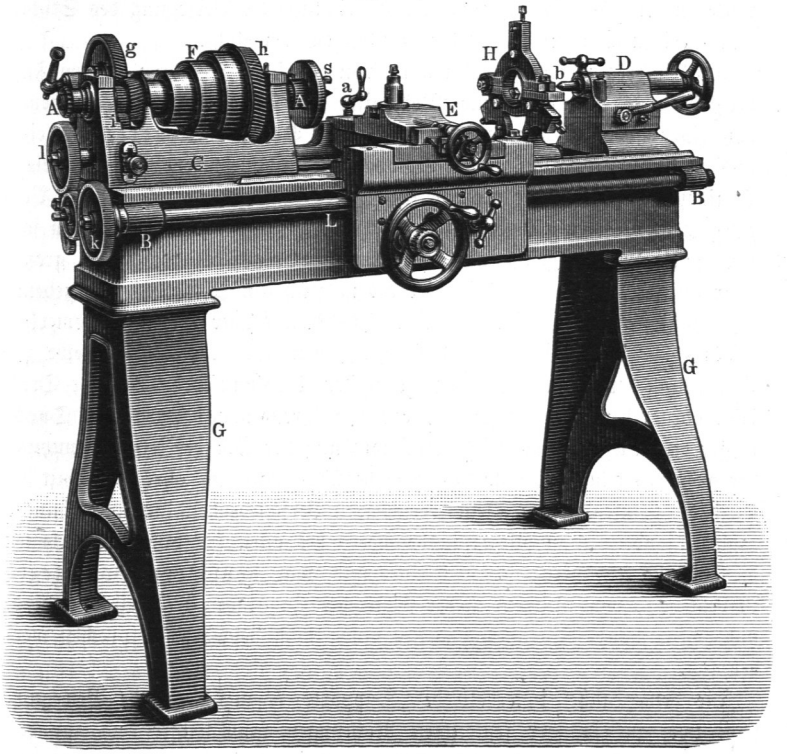
Drehbänke. Die Drehbank ist die am meisten gebrauchte Maschine, §. 164.
deren man sich in den mechanischen Werkstätten der verschiedensten Art zur Herstellung von Gegenständen bedient, die von Umdrehungsflächen begrenzt sind. Alle Drehbänke, so verschieden sie auch hinsichtlich ihrer Bauart und der Verwendung zur Bearbeitung verschiedener Gegenstände sein mögen, stimmen darin überein, daß bei ihnen der zu bearbeitende Gegenstand einer Umdrehung um eine feste Axe ausgesetzt wird, so daß die Schneide eines festgehaltenen Stichels eine kreisförmige Furche auf der Oberfläche des Arbeitsstückes einreißt, deren Halbmesser mit dem Abstande dieser Schneide von der Drehaxe des Werkstückes übereinstimmt. Je nachdem man nun dieser Stichelschneide bei unausgesetzter Umdrehung des Arbeitsstückes eine

langſame Fortrückung in einer zur Drehaxe parallelen oder dagegen geneigten Geraden ertheilt, wird an dem Arbeitsſtücke eine cylindriſche oder kegelförmige Fläche hergeſtellt. Dieſe Kegelfläche geht dabei in eine Ebene über, ſobald die Fortrückbewegung ſenkrecht zur Umdrehungsaxe des Werkſtückes ſteht. Dabei iſt es für die gedachte Wirkung gleichgültig, ob die von dem Stichel erzeugte Umdrehungsfläche die äußere Begrenzung eines maſſiven oder die innere Oberfläche eines hohlen Körpers bildet, ſo daß man alſo die Drehbank ebenſowohl zum *Abdrehen* der Körper äußerlich, wie auch zum innerlichen *Ausdrehen* verwenden kann, was man vielfach als ein *Ausbohren* bezeichnet, obwohl die eigentlichen *Bohrwerkzeuge* in einer anderen Art wirken, wie aus den ſpäteren Bemerkungen ſich ergeben wird. Auch iſt es erſichtlich, daß in der gedachten Weiſe jede Umdrehungsfläche von beliebig gekrümmter und geſchweifter Profilirung auf der Drehbank erzeugt werden kann, zu welchem Zwecke man nur nöthig hat, die Fortrückung des Stichels in derjenigen krummlinigen Bahn vorzunehmen, welche durch die Meridianlinie des herzuſtellenden Gegenſtandes gegeben iſt. Da die Fortrückung des Stichels bei den Drehbänken faſt immer eine ſtetige iſt, indem nur höchſt ſelten eine abſetzende Schaltung des Stichels vorgenommen wird, ſo folgt daraus, daß die von der Stichelſpitze beſchriebenen Furchen den Charakter *allgemeiner Schraubenlinien* tragen, und man kann daher auch die gewöhnlichen cylindriſchen Schraubengewinde ohne Schwierigkeit auf der Drehbank herſtellen. Aus den wenigen vorſtehenden Bemerkungen ergiebt ſich ſchon, daß die Drehbank zu einer außerordentlich mannigfachen Verwendung befähigt iſt, woraus ſich ihre allgemeine Verbreitung und ihre Unentbehrlichkeit für die mechaniſchen Werkſtätten erklärt.

Während bei den kleinen Drehbänken der Drechsler, bei denen die Umdrehung des Arbeitsſtückes durch den Fuß des Arbeiters erfolgt, die Fortrückung des Stichels der Hand des Drehers überlaſſen iſt, ſo daß dabei die Erzielung der gewünſchten Begrenzung in erſter Reihe von der Handfertigkeit und Geſchicklichkeit des Drehers abhängt, wird bei allen für ſchwerere Arbeiten, insbeſondere zum Bearbeiten von Eiſen dienenden Drehbänken die Bewegung des feſt in einen *Support* eingeſpannten Stichels durch Mechanismen bewirkt, die eine genaue und ſichere Führung in der beabſichtigten Bahn gewähren. Die Erzeugung einer befriedigenden Arbeit hängt hierbei alſo in erſter Linie von der guten Ausführung der Drehbank ab, die, wenn einmal eingeſtellt, vielfach die Arbeit ganz ſelbſtändig ohne Mitwirkung des Drehers vollführt. Zu dieſem Zwecke ſind bei den Drehbänken ebenſo wie bei den vorſtehend beſprochenen Hobelmaſchinen die Getriebe für die Fortrückung des Stichels derartig ſelbſtwirkend gemacht, daß ſie ihre Bewegung von derſelben Axe aus erhalten, die dem Arbeitsſtücke die Umdrehung ertheilt.

Um zunächſt von der Einrichtung einer Drehbank im Allgemeinen ein Bild zu erhalten, ſei eine mittelgroße Drehbank aus der Fabrik von Friſter & Roßmann in Berlin, wie ſie durch Fig. 584 dargeſtellt iſt, einer Beſprechung unterzogen. Der abzudrehende Gegenſtand, als welcher etwa ein längeres ſtangen- oder walzenförmiges Werkſtück gedacht werden mag, wird hierbei mit zwei an ſeinen beiden Endflächen eingearbeiteten ſeichten kegelförmigen Grübchen oder Vertiefungen, den ſogenannten Ker-

Fig. 584.



nern, zwiſchen die beiden gleichfalls kegelförmigen Spitzen *a* und *b* geſpannt, ſo daß er eine Umdrehung um die gerade Verbindungslinie *a b* dieſer Spitzen annehmen kann. Da von dieſen Spitzen, für die der Name Kerner ebenfalls gebräuchlich iſt, die hintere *b* eine Drehung nicht erhält, ſo findet um ſie thatſächlich die Umdrehung des Arbeitsſtückes wie um einen feſten Zapfen ſtatt, wogegen die vordere Spitze *a* an der Drehung ſelbſt ſich betheiligt, ſo daß zwiſchen ihr und dem Arbeitsſtücke eine Bewegung nicht auftritt. Die vordere Spitze *a* iſt nämlich mit dem freien Ende einer wagerechten Axe,

der Drehbankſpindel *A*, feſt verbunden, die in zwei Lagern des ſie tragenden Geſtelles, des ſogenannten Spindelſtockes *C*, ihre Unterſtützung findet. Dieſer Spindelſtock iſt auf dem linken Ende des Drehbankbettes *BB* befeſtigt, auf deſſen horizontaler Oberfläche zwiſchen gerade gehobelten Führungen der die feſte Spitze tragende Reitſtock *D* verſchoben und in einem der Länge des Arbeitsſtückes entſprechenden Abſtande von *a* feſtgeſtellt werden kann. Zwiſchen dem Spindelſtocke *C* und dem Reitſtocke *D* iſt ebenfalls der den Stichel aufnehmende Support *E* verſchieblich, der vermöge ſeiner weiter unten näher zu beſprechenden Einrichtung die Bewegung des Stichels nach zwei zu einander ſenkrechten Richtungen ermöglicht.

Die Umdrehung der Spindel wird, von den ſchon gedachten leichten Fußdrehbänken der Drechsler und Mechaniker abgeſehen, immer durch Riemen von einer über der Drehbank angebrachten Vorgelegswelle abgeleitet, und es iſt zu dem Ende auf die Spindel eine mit mehreren Läufen verſehene Stufenſcheibe *F* geſteckt, deren entſprechende Gegenſcheibe ſich auf der Vorgelegswelle befindet. Daß die Anwendung der Stufenſcheibe dazu dienen ſoll, um der Umdrehungsgeſchwindigkeit mit Rückſicht auf die verſchieden großen Durchmeſſer der Werkſtücke ſo viel als möglich den in §. 147 angegebenen zweckmäßigſten Werth zu geben, iſt aus dem früher hierüber Bemerkten erſichtlich. Man wird demnach den kleinſten Lauf der Stufenſcheibe zur Umdrehung der Spindel bei dem geringſten Durchmeſſer der auf der Drehbank abzudrehenden Gegenſtände benutzen, während man bei größerem Durchmeſſer eine entſprechend langſame Umdrehung der Spindel durch Benutzung der größeren Läufe erlangt. Vielfach begnügt man ſich aber nicht mit der durch die Stufenſcheiben allein erreichbaren Verſchiedenheit der Umdrehungszahlen, ſondern man pflegt, insbeſondere bei allen für ſchwerere Arbeiten dienenden Drehbänken, ſich noch eines und zwar doppelten Vorgeleges zu bedienen, von welchem in der Figur die Zahnräder *g*, *h* erſichtlich ſind, und deſſen nähere Einrichtung weiter unten noch beſonders beſprochen werden ſoll.

Die dem Stichel innerhalb des Supports *E* zu ertheilende Bewegung nach zwei zu einander ſenkrechten Richtungen kann ſelbſtredend nur den geringen Betrag haben, welcher durch die mäßige Länge der dieſe Bewegung vermittelnden Prismenführungen ermöglicht wird. Wenn dagegen die Verſchiebung des Stichels um eine größere Länge erforderlich iſt, z. B. bei dem Abdrehen einer cylindriſchen Walze eine Fortrückung gleich der ganzen Länge dieſer Walze, ſo verſchiebt man den ganzen Support *E* auf dem Bett *B* der Drehbank, und man bedient ſich zur ſelbſtthätigen Ausführung dieſer Verſchiebung einer parallel zu den Wangen des Bettes gelagerten langen Schraubenſpindel *L*, der ſogenannten Leitſpindel, durch deren Umdrehung der Support verſchoben wird, ſobald man die Mutter dieſer

Leitſpindel mit ihm undrehbar verbindet. Dieſe Spindel L erhält ihre Umdrehung von der Drehbankſpindel A aus durch eine Schnur oder durch Zahnräder i, l, k, welche letztere Bewegungsübertragung jedenfalls zu wählen iſt, wenn die Umdrehung der Leitſpindel genau in einem ganz beſtimmten Verhältniß zur Drehung der Drehbankſpindel ſtehen muß, wie dies bei der Anfertigung von Schrauben der Fall iſt. Die zur Bewegung der Leitſpindel dienenden Einrichtungen werden weiter unten eingehend zu beſprechen ſein. Anſtatt einer Schraubenſpindel kann man ſich zur ſelbſtthätigen Verſchiebung des Supports auch einer an dem Drehbanksbett befeſtigten Zahnſtange bedienen, wie ebenfalls im Folgenden näher angegeben wird.

Es iſt erſichtlich, daß der zwiſchen die Spitzen gebrachte Gegenſtand in ſolcher Weiſe mit der Spindel zu verbinden iſt, daß er an der Umdrehung derſelben ſich betheiligen muß, ohne daß indeſſen eine vollſtändig ſtarre Verbindung mit der Spindel nöthig wäre. Eine ſolche unwandelbare Befeſtigung mit der Spindel wird auch in der Regel nicht gewählt, ſondern es wird die Umdrehung des vorübergehend mit einem Mitnehmerarme verſehenen Werkſtückes durch einen mit der Spindel verbundenen Stift s bewirkt, und zwar aus folgendem Grunde. Wenn es auch als Regel feſtzuhalten iſt, daß bei einer Drehbank die Axe der feſten Spitze b genau in die Verlängerung der Spindelaxe fallen ſoll, ſo können doch durch die unvermeidliche Abnutzung einzelner Theile, namentlich durch den ungleichen Verſchleiß der Spindellager Abweichungen von dieſer Lage vorkommen, ſo daß die Axen der beiden Spitzen nicht genau in derſelben geraden Linie liegen, und daß auch die feſte Spitze außerhalb der verlängerten Spindelaxe befindlich iſt. Das letztere wird ſogar unter Umſtänden abſichtlich herbeigeführt, wenn man eine Stange ſchlank kegelförmig abdrehen will, zu welchem Zwecke man den Reitſtock aus ſeiner normalen Stellung quer zur Längsrichtung der Drehbank um eine kleine Größe verſetzt. In dieſem Falle geſtattet die erwähnte loſe Verbindung des Arbeitsſtückes mit der Spindel durch einen einfachen Mitnehmerarm, daß das Werkſtück ſich um die gerade Verbindungslinie der beiden Spitzen als um ſeine geometriſche Axe drehen kann, gleichviel, ob dieſe Verbindungslinie mit der Spindelaxe zuſammenfällt oder nicht. Wollte man dagegen das Arbeitsſtück ſtarr mit der Spindel verbinden, ſo würde bei einer einigermaßen erheblichen Verſetzung des Reitſtockes überhaupt eine Umdrehung der Spindel nicht zu ermöglichen ſein, und wenn bei einer nur geringen Abweichung, wie ſie meiſtens in Folge der Abnutzungen eingetreten ſein wird, eine Drehung ſtattfände, ſo müßten dabei doch ganz erhebliche Zwängungen auftreten, indem das Arbeitsſtück bei jeder Umdrehung einer Durchbiegung nach allen auf einander folgenden Richtungen unterworfen würde, deren Betrag natürlich von der Größe ab-

hängig wäre, um welche die Spitze des Reitſtockes von der Richtung der Spindelaxe abweicht. Die Folge dieſer ſtetigen Durchbiegungen würde daher ſein, daß die Verbindung des Arbeitsſtückes mit der Spindel ſehr bald ihre Starrheit einbüßen und zu einer derartig loſen werden würde, wie ſie zur Mitnahme des Arbeitsſtückes nur erforderlich iſt. Man kann ſich bei jeder einfachen Fußdrehbank leicht hiervon überzeugen, wenn man einen bolzenförmigen Körper einerſeits mit der Spindel durch eins der bekannten Futter (ſ. §. 168) feſt verbindet, während man das andere Ende durch den Kerner des Reitſtockes unterſtützt. Die aus der Figur erſichtliche Brille oder Lünette *H*, für die auch der Name Setzſtock gebraucht wird, iſt ein auf dem Bett verſchiebliches Halslager, das dazu dient, langen ſtangenförmigen Gegenſtänden zwiſchen den Spitzen noch eine beſondere Unterſtützung zu geben.

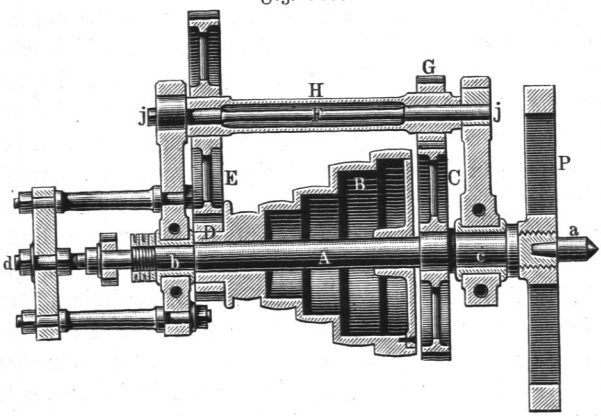
In vielen Fällen iſt eine Unterſtützung des Arbeitsſtückes durch zwei Spitzen, wie hier angenommen wurde, durch die Form des Werkſtückes oder dadurch ausgeſchloſſen, daß es nöthig iſt, den Stichel bis zur Umdrehungsaxe hin wirken zu laſſen. Größere Scheiben, wie z. B. Riemſcheiben, die bis zur Mitte hin abgedreht werden ſollen, Gefäße, deren Inneres man ausdrehen will, ſowie überhaupt alle hohlen, im Inneren zu bearbeitenden Gegenſtände gehören hierher. In allen dieſen Fällen geſchieht die Bearbeitung unter Beſeitigung des Reitſtockes durch das ſogenannte Freidrehen, bei dem man den Gegenſtand unwandelbar feſt mit dem vorderen Ende der Spindel verbindet, ſo daß die letztere mit dem Arbeitsſtücke ein einziges Stück bildet. Für Gegenſtände von kleinerem Durchmeſſer bedient man ſich zur Herſtellung dieſer Verbindung der ſogenannten Futter, während man Arbeitsſtücke größeren Durchmeſſers an einer großen, auf das freie Ende der Spindel geſchraubten Scheibe, der ſogenannten Planſcheibe, befeſtigt. Es liegt auf der Hand, daß man von dieſem Freidrehen nur bei ſolchen Arbeitsſtücken Gebrauch machen kann, die nach der Längsrichtung der Drehbank nicht ſo weit ausladen, um bei der Bearbeitung ein erhebliches Durchbiegen befürchten zu laſſen, daß alſo überhaupt nur niedrige, aber keine langen Gegenſtände dem Freidrehen unterworfen werden können.

Das Bett wird bei kleinen Drehbänken durch beſondere Füße, wie *G*, getragen, um der Spindel eine für den Dreher bequeme Höhe zu verſchaffen, bei großen Drehbänken wird das Bett auch wohl unmittelbar auf das Fundament geſtellt und kann mit demſelben verankert werden; bei Drehbänken von geringer und mittlerer Größe iſt eine beſondere Verankerung in der Regel nicht erforderlich. Für die Größe der Gegenſtände, deren Bearbeitung auf einer Drehbank geſchehen kann, iſt die Spitzenhöhe, d. h. die ſenkrechte Entfernung der Spindelaxe über dem Bett, und die freie Länge zwiſchen den beiden Spitzen maßgebend, indem die Spitzenhöhe den größten Halbmeſſer des Arbeitsſtückes und die Spitzenentfernung die größte Länge

deſſelben beſtimmt. Da im Allgemeinen die Stärke der abzuſchälenden Späne mit dem Durchmeſſer der Gegenſtände wächſt, ſo erklärt es ſich, warum in der Regel die Abmeſſungen der einzelnen Theile der Drehbank um ſo ſtärker gewählt werden, je größer die Spitzenhöhe iſt.

Die Spindel. Die Einrichtung eines gewöhnlichen Spindelſtockes iſt §. 165.
aus Fig. 585 erſichtlich. Man erſieht hieraus die bei *b* und *c* in cylindriſchen oder coniſchen Lagern geführte Spindel *A*, deren vorderes Ende ein Schraubengewinde trägt, um darauf entweder eine Planſcheibe *P* oder ein Futter, oder die aus Fig. 584 erſichtliche kleine Mitnehmerſcheibe zu befeſtigen, die durch einen in ihr angebrachten Stift das Arbeitsſtück mitnimmt. Der vordere Kerner *a* wird durch ein beſonderes, in eine Bohrung

Fig. 585.



der Spindel eingeſetztes Stahlſtück gebildet. Die gegen das hintere Ende der Spindel drückende Schraube *d* dient zur Aufnahme des in der Richtung der Axe wirkenden Druckes, der von dem Stichel insbeſondere bei dem Ausbohren und Plandrehen eines Gegenſtandes ausgeübt wird.

Die zur Bewegung der Spindel angewandte Stufenſcheibe *B*, die in der Figur mit fünf Läufen, bei kleineren Drehbänken auch wohl mit nur drei oder vier Läufen verſehen iſt, befindet ſich loſe drehbar auf der Spindel *A*, mit welcher ſie jedoch dadurch auf Drehung gekuppelt werden kann, daß man ſie mit dem auf die Spindel *A* feſt aufgekeilten Stirnrade *C* durch eine Schraube verbindet. Mit der Stufenſcheibe zu einem einzigen Stück feſt vereinigt iſt das kleine Zahngetriebe *D*, das in ein Zahnrad *E* auf der Vorgelegswelle *F* eingreift. Mit dieſem letztgedachten Zahnrade durch eine Röhre *H* feſt verbunden iſt endlich das Getriebe *G* angeordnet, welches mit dem Zahnrade *C* auf der Spindel im Eingriff ſteht. Aus dieſer Darſtellung iſt er-

ſichtlich, daß bei der Umdrehung der Stufenſcheibe durch den auf ſie geführten Betriebsriemen die Bewegung der Spindel mit einer durch die zweimaligen Räderüberſetzungen zwiſchen D und E, ſowie zwiſchen G und C verlangſamten Geſchwindigkeit erfolgen muß, vorausgeſetzt, daß die Räder, wie in der Figur angegeben, im Eingriffe mit einander ſtehen, und daß die Stufenſcheibe B von dem Stirnrade C losgekuppelt wurde. Wenn man jedoch dieſe Kuppelung der Stufenſcheibe B mit dem Stirnrade C herſtellt und eine Ausrückung des Vorgeleges vornimmt, ſo muß die Spindel unmittelbar an der Umdrehung der Stufenſcheibe ſich betheiligen. Es iſt leicht einzuſehen, daß die Drehung in beiden Fällen übereinſtimmend nach derſelben Richtung erfolgt, wie es für die Arbeitsthätigkeit der Drehbank erforderlich iſt.

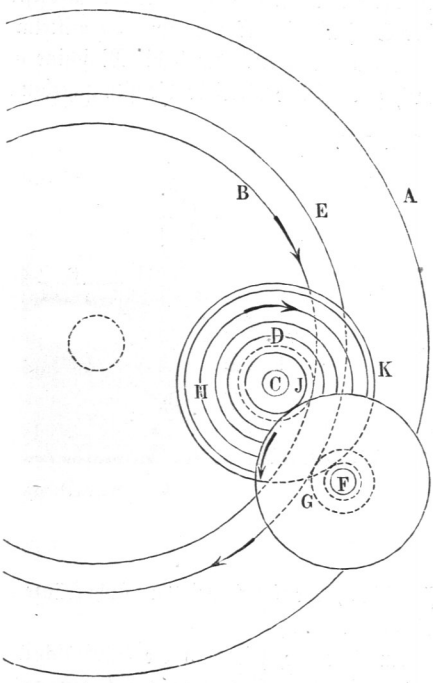
Die Ausrückung des Vorgeleges kann in verſchiedener Art bewirkt werden, z. B. dadurch, daß man die beiden auf der Röhre H befeſtigten Räder E und G auf der Vorgelegswelle F ſo weit verſchiebt, bis die Zähne außer Eingriff gekommen ſind, oder dadurch, daß man die Vorgelegswelle ſelbſt ſammt den auf ihr befindlichen Rädern von der Spindel entſprechend entfernt. Die letztere Art der Ausrückung wird bei der durch die Figur dargeſtellten Einrichtung einfach dadurch erreicht, daß man die Vorgelegswelle F in dem Spindelſtocke vermittelſt zweier zur Vorgelegswelle excentriſchen Zapfen j gelagert hat, woraus erſichtlich iſt, daß durch eine Drehung der Vorgelegswelle um 180 Grad gegen die in der Figur dargeſtellte Lage die beabſichtigte Ausrückung des Vorgeleges bewirkt wird.

Von der in dem Vorſtehenden angegebenen Einrichtung des Vorgeleges weichen die Anordnungen etwas ab, welche man bei denjenigen Drehbänken zuweilen findet, die unter dem Namen der Stirn- oder Plandrehbänke dazu dienen, ſehr große Scheiben und Räder durch Freidrehen zu bearbeiten, zu welchem Zwecke eine ſolche Bank mit einer Planſcheibe von entſprechend großem Durchmeſſer verſehen wird. Dieſe Planſcheibe verſieht man dann in der Regel auf ihrer hinteren Fläche mit einem Zahnkranze, in den ein von der Stufenſcheibe umgedrehtes Zahngetriebe eingreift. Als ein Beiſpiel hierzu möge die durch Fig. 586 veranſchaulichte Einrichtung angeführt werden. Hierin ſtellt A die große Planſcheibe vor, die auf der Rückſeite mit einem doppelten Zahnkranze verſehen iſt, der mit innerlicher Verzahnung B für ein auf der Axe C befindliches Getriebe D und mit äußerer Verzahnung E für ein auf der Vorgelegswelle F angebrachtes Getriebe G verſehen iſt. Die Axe C trägt die Stufenſcheibe H, und die Anordnung eines doppelten Vorgeleges zwiſchen den beiden Axen C und F ſtimmt in allen weſentlichen Punkten mit der vorbeſchriebenen, in Fig. 585 dargeſtellten überein, mit dem einzigen Unterſchiede, daß die Ein- oder Ausrückung der einzelnen Räder durch deren Verſchiebung auf ihren Axen erfolgt. Man kann vermöge dieſer Einrichtung die Bewegungsübertragung in dreifacher Weiſe verändern, und zwar wie folgt:

1. Die Stufenſcheibe wird mit dem größeren Zahnrade verbunden, ſo daß die Axe *C* direct von der Stufenſcheibe umgedreht wird, die Drehbankſpindel daher vermittelſt der einmaligen Räderüberſetzung zwiſchen *D* und *B* ihre Bewegung empfängt.

2. Das doppelte Vorgelege wird eingerückt, und die Drehung der Planſcheibe erfolgt ebenfalls wieder durch das Getriebe *D*, das in den inneren Zahnkranz eingreift. Die Umdrehung der Planſcheibe wird alſo mit einer durch einen dreimaligen Rädereingriff erzielten bedeutenden Verlangſamung bewirkt. Die Umdrehungsrichtung ſtimmt mit derjenigen in Nr. 1 überein.

Fig. 586.

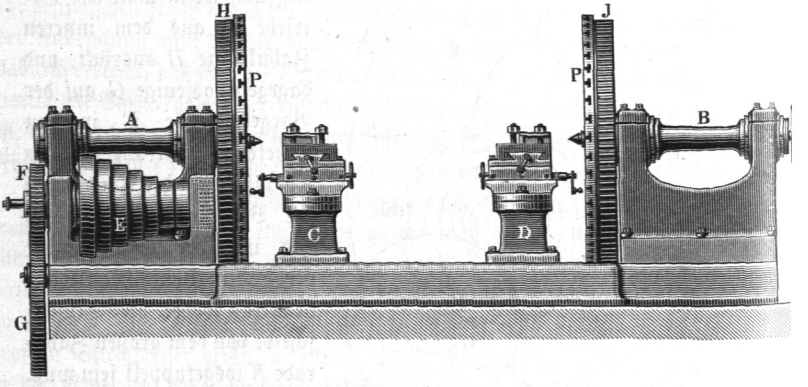


3. Man erhält eine zwiſchen den beiden vorſtehend gedachten Geſchwindigkeiten liegende, wenn man das Getriebe *D* aus dem inneren Zahnkranze *B* ausrückt, und dagegen dasjenige *G* auf der Vorgelegswelle *F* in den äußeren Zahnkranz eingreifen läßt, und die Umdrehung der Vorgelegswelle *F* durch das mit der Stufenſcheibe verbundene kleine Getriebe *J* bewirkt, wobei die Stufenſcheibe von dem großen Zahnrade *K* losgekuppelt ſein muß. Die Verlangſamung erfolgt hierbei durch einen nur zweimaligen Rädereingriff, und es muß daher, um dieſelbe Drehungsrichtung der Planſcheibe wie in 1 und 2 zu erhalten, der Zahnkranz *E* mit äußerer Verzahnung verſehen werden. Man hat bei derartigen Plandrehbänken auch wohl mehrere Zahnkränze von verſchiedenen Halbmeſſern an der Planſcheibe befeſtigt, wodurch man eine Wirkung erhält, die mit derjenigen der Stufenſcheiben verglichen werden kann.

Gezahnte Planſcheiben wendet man auch bei den Drehbänken an, die zum Abdrehen der Eiſenbahnwagenräder dienen, wie aus der Skizze einer ſolchen Drehbank, Fig. 587 (a. f. S.), zu erſehen iſt. Da hierbei die beiden Räder einer Wagenaxe gleichzeitig abgedreht werden ſollen, ſo ſind

zwei Sticheltträger *C* und *D*, für jedes Rad einer, vorhanden. Man muß hierbei die feſte Spitze des gewöhnlichen Reitſtockes durch eine beſondere Drehbankſpindel *B* erſetzen, auf welche in derſelben Art wie auf die Spindel *A* die Bewegung übertragen wird. Dies iſt deshalb nöthig, weil für den Fall, daß man nur die Spindel *A* antreiben wollte, die zwiſchen den beiden abzudrehenden Rädern befindliche Axe einer Torſion ausgeſetzt wäre, wie ſie durch den bedeutenden Widerſtand am Umfange des rechtsſeitigen Rades hervorgerufen würde. Für einen ſo beträchtlichen Widerſtand iſt die Axe aber nicht eingerichtet, ſo daß eine Verwindung und ſogar ein Abwürgen derſelben ſtattfinden könnte. Aus der Figur iſt erſichtlich, wie man dieſem Uebelſtande begegnet, indem von der Stufenſcheibe *E* aus durch Vermittelung der Zahnräder *F* und *G* eine der ganzen Länge nach durch die Maſchine geführte Welle bewegt wird, die durch zwei gleiche Getriebe die Planſcheiben *P*

Fig. 587.



vermittelſt der an denſelben befindlichen, ebenfalls gleichen Zahnkränze *H* und *J* in übereinſtimmender Weiſe umdreht.

Hier iſt die Frage von beſonderem Intereſſe, wie man die Stufenſcheiben und die Ueberſetzungsverhältniſſe der einzelnen Vorgelege am beſten anzuordnen hat, um den beabſichtigten Zweck möglichſt gut zu erreichen, der darin beſteht, daß man jedes Arbeitsſtück von beliebigem Durchmeſſer mit der erfahrungsmäßig vortheilhafteſten Umfangsgeſchwindigkeit bewegen kann. Offenbar läßt ſich dieſer Zweck durch Stufenſcheiben nur für ganz beſtimmte Durchmeſſer des Arbeitsſtückes genau, und für alle zwiſchenliegenden Durchmeſſer nur annähernd erreichen; eine genaue Erfüllung der geſteckten Aufgabe würde anſtatt der ſprungweiſen Veränderung der Geſchwindigkeit durch Stufenſcheiben eine allmähliche Aenderung bedingen, ſo etwa, wie man ſie durch coniſche Riemtrommeln erreichen könnte. Da ſolche Trommeln in-

deſſen für die Uebertragung einigermaßen beträchtlicher Kräfte ganz ungeeignet ſind, ſo behilft man ſich allgemein mit der Anwendung von Stufenſcheiben, denen man dann ſolche Abmeſſungen zu geben haben wird, daß die unvermeidlichen Abweichungen der Umfangsgeſchwindigkeit von der als vortheilhafteſten erkannten möglichſt klein ausfallen.

Um dieſe Verhältniſſe zu prüfen, ſeien unter $n_1, n_2, n_3 \ldots . n_z$ die Umdrehungszahlen der Spindel in der Minute bei den z verſchiedenen Geſchwindigkeiten verſtanden, die der Spindel durch die Stufenſcheiben und die zugehörigen Vorgelege mitgetheilt werden. Dieſen Umdrehungszahlen entſprechen bei einer für die Arbeit anzunehmenden zweckmäßigſten Geſchwindigkeit v die zugehörigen Durchmeſſer $d_1, d_2, d_3 \ldots . d_z$ des Arbeitsſtückes, die ſich durch die Beziehung $\pi d n = 60 v$ beſtimmen. Setzt man nun ein Arbeitsſtück voraus, deſſen Durchmeſſer zwiſchen zwei ſolchen Werthen, etwa zwiſchen d_2 und d_3 gelegen iſt, und durch d' bezeichnet werden möge, welchem eine zwiſchen n_2 und n_3 liegende Umdrehungszahl $n' = \frac{60 v}{\pi d'}$ entſpricht, ſo wird man daſſelbe entweder mit der Geſchwindigkeit n_2 oder derjenigen n_3 der Spindel abdrehen müſſen. In jedem Falle findet eine Abweichung der Arbeitsgeſchwindigkeit von der normalmäßigen v ſtatt, und man kann den relativen Werth dieſer Abweichung, d. h. ihr Verhältniß zu der thatſächlich dem Arbeitsſtücke mitgetheilten durch $\frac{n' - n_2}{n_2} = f_1$ und $\frac{n_3 - n'}{n_3} = f_2$ ausdrücken, je nachdem der Spindel n_2 oder n_3 Umdrehungen mitgetheilt werden. Es iſt nun erſichtlich, daß die Abweichung f_1 allmählich von Null bis zu einem Werthe $\frac{n_3 - n_2}{n_2}$ wächſt, wenn der Durchmeſſer d' des Arbeitsſtückes allmählich von d_2 bis zu d_3 ſich verkleinert, während dabei der Werth von f_2 umgekehrt einer Abnahme von dem Höchſtbetrage $\frac{n_3 - n_2}{n_3}$ bis auf Null unterworfen iſt. Für einen gewiſſen Werth von d' ſind die beiden Fehler oder Abweichungen f_1 und f_2 gleich groß, und man hat für dieſen Werth die Gleichung:

$$f_1 = f_2 = \frac{n' - n_2}{n_2} = \frac{n_3 - n'}{n_3}, \text{ woraus } \frac{n_3 - n'}{n' - n_2} = \frac{n_3}{n_2} = \alpha$$

folgt, wenn man das Verhältniß der beiden auf einander folgenden Geſchwindigkeiten $\frac{n_3}{n_2}$ mit α bezeichnet. Hieraus ergiebt ſich alſo, daß dieſer Werth von n' den Unterſchied $n_3 - n_2$ zwiſchen n_3 und n_2 in demſelben Verhältniſſe α theilt, in welchem die Werthe n_3 und n_2 zu einander ſtehen.

Setzt man $n' - n_2 = a$ und $n_3 - n' = b$, so hat man daher

$$a + b = n_3 - n_2 = \frac{\alpha - 1}{\alpha} n_3 = (\alpha - 1) n_2 \text{ und } \frac{b}{a} = \frac{n_3}{n_2} = \alpha,$$

woraus man erhält $a(\alpha + 1) = (\alpha - 1) n_2$, daher $f_1 = \frac{a}{n_2} = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}$.

Ebenso folgt

$$b \frac{\alpha + 1}{\alpha} = \frac{\alpha - 1}{\alpha} n_3, \text{ also } f_2 = \frac{b}{n_3} = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1} = f_1.$$

Dieser Werth von $f = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}$ stellt den größten Betrag vor, bis zu welchem der unvermeidliche Fehler immer eingeschränkt werden kann, wenn der Durchmesser eines Arbeitsstückes irgend einen Werth zwischen d_2 und d_3 hat, und zwar entspricht diesem größten Fehler ein Durchmesser gleich dem arithmetischen Mittel zwischen d_2 und d_3, wie folgende Rechnung ergiebt. Setzt man den constanten Werth $\frac{60 v}{\pi} = k$, so hat $d_2 = \frac{k}{n_2}$ und $d_3 = \frac{k}{n_3}$, folglich ist das arithmetische Mittel

$$\frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{k}{2}\left(\frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3}\right) = \frac{k}{2 n_2}\left(1 + \frac{1}{\alpha}\right) = \frac{k}{2 n_2} \frac{\alpha + 1}{\alpha}.$$

Denselben Werth erhält man aber auch aus

$$d' = \frac{k}{n'} = \frac{k}{n_2 + a} = \frac{k}{n_2 + n_2 \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1}} = \frac{k}{n_2} \frac{\alpha + 1}{2 \alpha}.$$

Setzt man nun, um diesen Fehler möglichst herabzuziehen, voraus, daß derselbe zwischen je zwei auf einander folgenden Werthen von $d_1, d_2, d_3 \ldots . d_z$ denselben Betrag haben soll, so folgt daraus, daß auch das Verhältniß α für je zwei auf einander folgende Werthe von $n_1, n_2, n_3 \ldots . n_z$ dieselbe Größe haben muß; mit anderen Worten, man hat die einzelnen Geschwindigkeiten der Spindel wie die Glieder einer geometrischen Reihe wachsen oder abnehmen zu lassen, deren Exponent α ist. Unter dieser Voraussetzung lassen sich die Umdrehungszahlen der Spindel durch die Ausdrücke

$$n_1, n_1 \alpha, n_1 \alpha^2, n_1 \alpha^3 \ldots . n_1 \alpha^{z-1}$$

darstellen. Um hierin den Exponenten α zu ermitteln, sei D der größte und d der kleinste Durchmesser der auf der Drehbank zur Bearbeitung kommenden Gegenstände, und es werde unter $N = \frac{60 v}{\pi d} = \frac{k}{d}$ und $n = \frac{k}{D}$ die diesen Durchmessern unter der Annahme einer normalen Ar-

beitsgeschwindigkeit v zugehörige Umdrehungszahl der Spindel verstanden. Dann muß man annehmen, daß, wenn bei einer Bearbeitung des Gegenstandes von dem kleinsten Durchmesser d die größte Umdrehungszahl $n_1 \alpha^{z-1}$ der Spindel gewählt wird, der begangene Fehler noch den höchsten zulässigen Betrag erreichen darf, so daß man die Beziehung hat:

$$\frac{N - n_1 \alpha^{z-1}}{n_1 \alpha^{z-1}} = f = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1},$$

woraus

$$N = n_1 \alpha^{z-1}(1+f) = n_1 \alpha^{z-1} \frac{2\alpha}{\alpha+1}$$

folgt. In derselben Weise gilt für die dem größten Durchmesser D eigentlich zukommende Geschwindigkeit $n = \frac{k}{D}$ und die kleinste Umdrehungszahl n_1 der Spindel die Gleichung

$$\frac{n_1 - n}{n_1} = f = \frac{\alpha - 1}{\alpha + 1},$$

woraus man

$$n = n_1(1-f) = n_1 \frac{2}{\alpha+1}$$

findet. Man hat daher für das Verhältniß der äußersten Umdrehungszahlen:

$$\frac{N}{n} = \frac{D}{d} = \frac{n_1 \alpha^{z-1} \dfrac{2\alpha}{\alpha+1}}{n_1 \dfrac{2}{\alpha+1}} = \alpha^z,$$

woraus sich der Exponent α zu $\alpha = \sqrt[z]{\frac{D}{d}}$ ergiebt.

Mit diesem Werthe berechnen sich nun die Umdrehungszahlen der Spindel in der Minute, und demgemäß die Durchmesser der einzelnen Läufe der Stufenscheiben, wie weiter unten an einem Beispiel gezeigt werden mag.

Bei der Bestimmung der Größe der Stufenscheiben hat man ferner darauf zu achten, daß für alle Läufe die erforderliche Riemenlänge möglichst von derselben Größe ist, damit man bei einem Wechsel nicht nöthig habe, eine Verkürzung oder Verlängerung des Riemens vorzunehmen. In welcher Weise sich diese Aufgabe erfüllen läßt, wurde in Th. III, 1 gezeigt. Würde man hierbei eine genaue Bestimmung der Riemenlänge zu Grunde legen, so würden die Durchmesser der Stufenscheiben auch von der Entfernung ihrer Axen abhängig sein, man begnügt sich aber in der Wirklichkeit gewöhnlich mit derjenigen Annäherung, die man erreicht, wenn immer die Summe der Durchmesser von zwei zusammen arbeitenden Läufen denselben Werth hat.

Die hierdurch erzielte Annäherung ist für die meisten Fälle genügend groß, da die Elasticität der Riemen in der Riemenlänge einen gewissen Spielraum gewährt. Vielfach wählt man auch die Durchmesser als die Glieder einer arithmetischen Reihe, indem man jede folgende Stufe um denselben Betrag größer oder kleiner wählt, als die vorhergehende.

Beispiel. Es sei der größte Durchmesser eines auf einer Drehbank zu bearbeitenden Gegenstandes durch die Spitzenhöhe zu 1,20 m bestimmt, und es möge angenommen werden, daß auf dieser Drehbank auch noch Gegenstände bis zu einem kleinsten Durchmesser von 0,020 m bearbeitet werden sollen. Nimmt man eine Geschwindigkeit während des Drehens von $v = 80$ mm als passend an, so entsprechen diesen äußersten Durchmessern die zugehörigen Umdrehungszahlen für die Minute:

$$n = \frac{60 \,.\, 80}{\pi \,.\, 1200} = 1{,}273 \quad \text{und} \quad N = \frac{60 \,.\, 80}{\pi \,.\, 20} = 76{,}4.$$

Sollen nun zehn verschiedene Umdrehungsgeschwindigkeiten durch Anwendung von zwei gleichen fünfstufigen Riemscheiben unter Verwendung des nach Fig. 585 eingerichteten doppelten Vorgeleges angeordnet werden, so hat man zunächst das Verhältniß von je zwei auf einander folgenden Geschwindigkeiten zu

$$\alpha = \sqrt[10]{\frac{1200}{20}} = \sqrt[10]{60} = 1{,}506,$$

und zwar ergiebt sich hiermit die kleinste Umdrehungszahl n_1 zu

$$n_1 = n\,\frac{\alpha + 1}{2} = 1{,}273\,\frac{2{,}506}{2} = 1{,}595$$

und die größte zu $n_{10} = n_1 \,.\, 1{,}506^9 = 63{,}55$ in der Minute.

In der hier folgenden Zusammenstellung sind die zehn Geschwindigkeiten $n_1, n_2, \ldots n_{10}$ angegeben, und die darunter zwischen denselben befindlichen Zahlen stellen diejenigen Durchmesser d vor, für welche die Abweichung der Geschwindigkeit von der normalmäßigen den größten Werth erreicht, so daß jede Geschwindigkeit der Spindel für alle diejenigen Durchmesser des Arbeitsstückes zu wählen ist, die zwischen den beiderseits benachbarten Werthen von d gelegen sind.

$n =$	1,595	2,40	3,62	5,45	8,20	12,36	18,61	28,02	42,20	63,55
$d =$	20	30	45	69	103	155	233	351	259	797	1200

Wenn man die beiden Stufenscheiben in gleicher Größe ausführt, und mit $a_1\, a_2\, a_3\, a_4\, a_5$ die fünf auf einander folgenden Durchmesser derselben bezeichnet, so muß bei der Führung des Riemens über die mittleren Läufe vom Durchmesser a_3 die Geschwindigkeit der Spindel durch $n_8 = 28{,}02$ gegeben sein, sobald das Vorgelege ausgerückt ist, während mit dem Vorgelege diese Geschwindigkeit durch $n_3 = 3{,}62$ bestimmt ist. Die durch das doppelte Vorgelege zu erzielende Verlangsamung bestimmt sich daher zu

$$\frac{n_8}{n_3} = \alpha^5 = \frac{28{,}02}{3{,}62} = 7{,}75,$$

woraus sich unter Zugrundelegung gleicher Räderpaare für jedes einzelne ein Verhältniß der Zähnezahlen oder Durchmesser von $\sqrt{\alpha^5} = \sqrt{7{,}75} = 2{,}78$ ergiebt.

Nimmt man den Durchmeſſer der mittleren Stufen zu $a_3 = 500\,\text{mm}$ an, ſo beſtimmen ſich die Durchmeſſer der übrigen unter der Bedingung, daß die Summe von je zwei zugehörigen Scheibendurchmeſſern immer dieſelbe Größe haben ſoll, wie folgt. Man hat für a_2 und a_4 die beiden Beziehungen:

$$\frac{a_4}{a_2} = \alpha = 1{,}506, \quad \text{und} \quad a_2 + a_4 = 2\,a_3 = 1000\,\text{mm},$$

woraus

$$a_2 = \frac{2}{1+\alpha}\,a_3 = \frac{1000}{2{,}506} = 399\,\text{mm} \quad \text{und} \quad a_4 = 601\,\text{mm}$$

ſich ergiebt. Ebenſo hat man für a_1 und a_5 die Gleichungen:

$$\frac{a_5}{a_1} = \alpha^2 = 1{,}506^2 = 2{,}268 \quad \text{und} \quad a_1 + a_5 = 2\,a_3 = 1000\,\text{mm},$$

woraus man

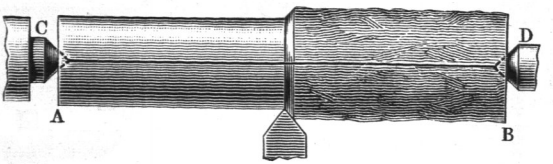
$$a_1 = \frac{2}{1+\alpha^2}\,a_3 = \frac{1000}{3{,}368} = 306\,\text{mm} \quad \text{und} \quad a_5 = 694\,\text{mm}$$

findet.

Das Deckenvorgelege hat man demgemäß mit $n_8 = 28$ Umdrehungen in der Minute laufen zu laſſen.

Das Drehen zwiſchen Spitzen. Wie ſchon erwähnt, erfolgt das Abdrehen aller Gegenſtände von einiger Länge zwiſchen den Spitzen der §. 166.

Fig. 588.



Drehbank, zu welchem Ende das Arbeitsſtück AB, Fig. 588, an jedem Ende mit einer kegelförmigen Vertiefung, dem Kerner, verſehen wird, mittelſt deren eine Aufhängung auf die Drehbankſpitzen C und D geſchieht. Von dieſen Spitzen iſt die linksſeitige C feſt mit der Spindel verbunden, ſo daß ſie an deren Umdrehung theilnimmt, während die rechte Spitze ganz feſt ſteht, weshalb man ſie wohl mit dem Namen einer todten Spitze bezeichnet. Dieſe Spitzen ſind ſehr genau aus gehärtetem Stahl gefertigt, und es muß die Möglichkeit gegeben ſein, ſie mit einem gewiſſen Drucke gegen einander zu preſſen, um ein Schlottern des Arbeitsſtückes zwiſchen ihnen zu vermeiden. Zu dieſem Behufe erhält der Reitſtock, der zur Aufnahme der feſten Spitze dient, die geeignete Einrichtung, wie ſie aus Fig. 589 (a. f. S.) erſehen werden kann, die eine von Putnam in Maſſachuſetts[1]) herrührende Anordnung darſtellt. Wie aus dieſer Figur erſicht-

[1]) Roſe, Mod. Mashine-Shop Practice.

lich ist, befindet sich der vorn mit der kegelförmigen Spitze versehene, schlank conische Stahldorn A in einer hohlen cylindrischen Spindel (Pinole) C, die in der Bohrung des Gestelles B verschieblich gelagert ist. Man erkennt leicht, daß eine Verschiebung dieser Spindel sammt der in ihr befindlichen Spitze durch die Schraube D erzielt werden kann, die in dem Gestelle E drehbar gelagert ist und deren Muttergewinde in dem hinteren Theile F der Spindel C befindlich sind. Da eine Längsschiebung dieser Schraube durch den Bund d verhindert ist, so muß durch die mittelst des Handrades G zu bewirkende Umdrehung eine Verschiebung der Spindel C veranlaßt werden, sobald die letztere in geeigneter Art, etwa durch eine Nuth in der Spindel C und einen Stift im Gestelle B an der Umdrehung verhindert wird. Zur Feststellung der Spindel in der ihr durch die Schraube D gegebenen Stellung dient die mit dem Hebel H zu bewegende Druckschraube I, durch deren Wirkung ein Zusammenpressen des an dem vorderen Ende mit einem

Fig. 589 I.

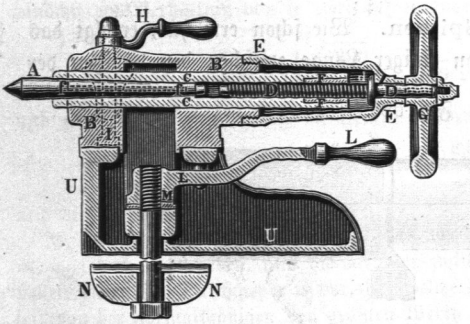
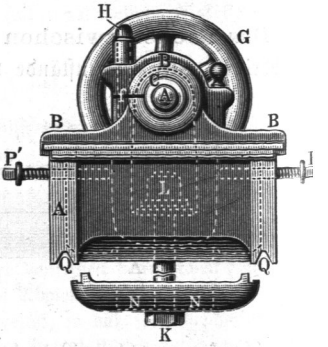


Fig. 589 II.



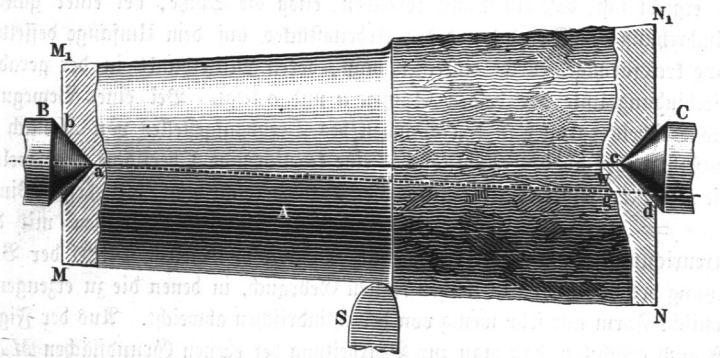
Schlitze f versehenen Gestelles erzielt wird. Der ganze Reitstock ist natürlich auf dem Bett oder den Wangen der Drehbank verschieblich aufgestellt, um Gegenstände von beliebiger Länge zwischen die Spitzen fassen zu können; die Feststellung in bestimmter Lage wird mit Hülfe des Schraubenbolzens K bewirkt, welcher durch die Umdrehung der in dem Handhebel L befindlichen Mutter derartig angehoben wird, daß er mit seinem unteren Kopfe das Querstück N fest gegen die untere Fläche der Drehbankswangen preßt, auf deren oberen prismatischen Leisten bei Q der Reitstock gleitet. Durch eine unter der Mutter L angebrachte Zwischenscheibe M, die in der einen Hälfte eine größere Dicke hat als in der anderen, wird dabei erreicht, daß eine geringe Umdrehung der Mutter L ein genügendes Anziehen oder Lüften des Bolzens K veranlaßt.

Die beiden Schrauben P und P' dienen dazu, eine Querverstellung des Obertheiles B auf dem Untertheile U zu ermöglichen. Hierdurch erhält

man Gelegenheit, auf der Drehbank in bequemer Weiſe Gegenſtände von ſchlank kegelförmiger Geſtalt herzuſtellen, wie dies in dem Folgenden näher angegeben wird.

Es iſt von jeder Drehbank zu fordern, daß die Axen der beiden Spitzen, alſo diejenige der Drehbankſpindel ſowohl, wie die der Reitſtockſpindel, genau parallel zu den Wangen der Drehbank und in gleicher Höhe über denſelben befindlich ſind, ſo daß bei der normalen Stellung des Reitſtockes dieſe Axen genau in dieſelbe mit den Wangen parallele gerade Linie fallen. Bei einer ſolchen Anordnung wird durch die auf dem Bette erfolgende Verſchiebung des den Stichel tragenden Supports dem Arbeitsſtücke eine genau cylindriſche Geſtalt ertheilt, wenn man von der Durchbiegung abſieht, die das Arbeitsſtück unter dem von dem Stichel darauf ausgeübten Drucke erleidet. Wenn man dagegen mittelſt der an dem Reitſtocke angebrachten

Fig. 590.



Schrauben PP', Fig. 589, eine ſeitliche Verſetzung der Reitſtockſpindel gegen die Lauffſpindel vornimmt, wobei übrigens der Parallelismus der beiden Spindeln gewahrt bleibt, ſo ergiebt ſich unter der Vorausſetzung einer Verſchiebung des Supports auf dem Drehbanksbette eine coniſche Geſtalt des Arbeitsſtückes, wie man mit Hülfe der Fig. 590 erkennt.

Bei der hier vorausgeſetzten ſeitlichen Verſchiebung des Reitſtockes um eine gewiſſe Größe $gc = w$ findet offenbar die Stützung des Arbeitsſtückes A in ſolcher Art ſtatt, daß daſſelbe an der Spitze der Lauffſpindel in der hinteren Berührungslinie ab und an dem Reitſtocke in der vorderen Berührungslinie cd anliegt. Wollte man hierbei eine ganz ſtarre Verbindung des Arbeitsſtückes mit der Lauffſpindel anordnen, ſo müßte bei einer Umdrehung der letzteren die Gerade ac, welche die Spitzen der beiderſeits angebrachten Kerner verbindet, ſich in einem Kegelmantel um die Axe ag der Spindel herumbewegen. Da die Anordnung der feſten Spitze C eine

ſolche Bewegung nicht zuläßt, ſo erſieht man hieraus, daß die Verbindung des Arbeitsſtückes mit der Spindel B keine ſtarre ſein darf, dieſelbe vielmehr bei a eine gewiſſe Bewegung des Arbeitsſtückes gegen die Spindel geſtatten muß. Dieſe Bewegung beſteht nicht in einer Drehung der Spitze in dem Kerner, wie ſie an der feſten Spitze auftritt, ſondern in einem regelmäßigen Schwanken des Arbeitsſtückes um die Axe ag der Drehbank, in Folge wovon alle Kegelſeiten der coniſchen Vertiefung im Arbeitsſtücke bei jeder Umdrehung nach und nach mit allen Kegelſeiten der Spitze B in Berührung treten. An der feſten Spitze C dagegen wird ſtets nur die eine Kegelſeite cd der Spitze den Druck des Arbeitsſtückes aufzunehmen haben, bei deſſen Umdrehung alle auf einander folgenden Kegelſeiten der Vertiefung mit jener Seite cd der Spitze in Berührung treten, ſo daß ſich hier eine Reibung wie bei gewöhnlichen Zapfen einſtellt.

Denkt man ſich in S die Schneide eines Stichels feſtſtehend angebracht, ſo ergiebt ſich, daß ein Punkt derſelben, etwa die Spitze, bei einer ganzen Umdrehung der Spindel und des Arbeitsſtückes auf dem Umfange deſſelben eine kreisförmige Furche einreißen muß, deren Mittelpunkt in der geraden Verbindungslinie der beiden Spitzen a und c liegt. Bei einer Bewegung des Stichels parallel zu den Wangen des Drehbankgeſtelles von M nach N entſteht daher an dem Arbeitsſtücke eine kegelförmige Oberfläche, für welche die Neigung einer Seite gegen die Axe übereinſtimmt mit dem Winkel $gac = \alpha$, welchen die Verbindungslinie der beiden Spitzen mit der Axenrichtung der Spindel bildet. Man macht von dieſem Mittel der Verſetzung des Reitſtockes in ſolchen Fällen Gebrauch, in denen die zu erzeugende coniſche Form nur ſehr wenig von der cylindriſchen abweicht. Aus der Figur iſt auch erſichtlich, daß man zur Bearbeitung der ebenen Grundflächen MM_1 und NN_1 eines ſo erzeugten Kegels die Verſchiebung des Stichels nicht wie bei Cylindern *ſenkrecht zu den Wangen* der Drehbank, ſondern ſenkrecht zu der Verbindungslinie ac der Spitzen vorzunehmen hat.

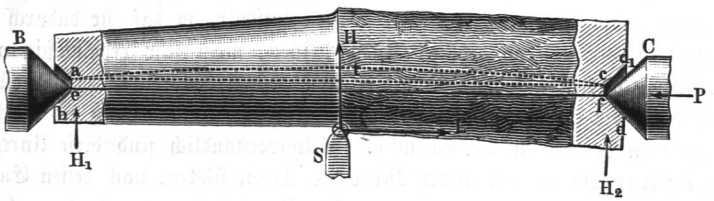
Bisher wurde auf den Einfluß keine Rückſicht genommen, die der von dem Stichel gegen das Arbeitsſtück geäußerte Druck auf die Geſtalt der erzeugten Oberfläche ausüben muß; von dieſem Einfluſſe kann man ſich wie folgt eine ungefähre Anſchauung verſchaffen.

Der von dem Stichel S, Fig. 591, gegen das Arbeitsſtück ausgeübte Druck, welcher nach den in §. 148 darüber gemachten Bemerkungen zu beurtheilen iſt, hat eine Richtung, die vornehmlich von der Geſtalt und Stellung der Schneide abhängt. Man denkt ſich dieſen durch den Widerſtand des Materials in einem beliebigen Augenblicke beſtimmten Druck nach drei zu einander ſenkrechten Richtungen in die Seitenkräfte H, V und L zerlegt, ſo zwar, daß L parallel zur Verbindung ef der Spitzen gerichtet iſt, und von den beiden anderen dazu ſenkrechten Seitenkräften H horizontal

und V vertical wirkt. Man erkennt dann, daß die beiden letzteren Kräfte H und V eine gewiſſe Durchbiegung des zwiſchen B und C geſtützten Arbeitsſtückes bewirken, die unter ſonſt gleichen Umſtänden um ſo größer ausfallen muß, je länger und dünner das Arbeitsſtück iſt, während die nach der Länge wirkende Kraft L die Wirkung haben wird, daß von den beiden Spitzen B und C, zwiſchen welche das Arbeitsſtück durch die Schraube der Reitſtockſpindel mit einer gewiſſen Kraft P eingeſpannt wurde, die eine Spitze theilweiſe entlaſtet wird, während die andere einen Zuwachs des Druckes um L erfährt, ſo daß die in dem betrachteten Augenblicke an den Spitzen auftretenden Kräfte durch $P-L$ und $P+L$ gegeben ſind.

Die beiden anderen Kräfte H und V veranlaſſen zweierlei Wirkungen, die auf die Geſtalt der erzeugten Fläche von Einfluß ſind. Es wird durch ſie nämlich einmal eine gewiſſe Verdrückung der coniſchen Vertiefungen an den Enden des Arbeitsſtückes herbeigeführt, wie ſolche in vergrößertem Maße in der Figur angedeutet iſt, und zweitens biegt ſich das Arbeitsſtück in beſtimmter Weiſe durch. Beide Wirkungen haben zur Folge, daß der

Fig. 591.



Durchmeſſer des Arbeitsſtückes an der Angriffsſtelle des Stichels größer ausfällt, als dem Abſtande des Stichels von der Geraden entſpricht, welche die beiden Spitzen e und f der Drehbank verbindet. Es iſt erſichtlich, daß dieſe Wirkungen für verſchiedene Stellungen des Stichels zwiſchen den Spitzen verſchieden ausfallen muß; am größten wird die Durchbiegung ſein, wenn der Stichel in der Mitte zwiſchen den Spitzen ſteht, während die Verdrückung jedes Kerners zunimmt, wenn der Stichel ſich ihm nähert. Man kann übrigens bemerken, daß bei der meiſt üblichen Stellung des Stichels, etwa in gleicher Höhenlage mit der Axe der Drehbank, die verticale Seitenkraft V für die Vergrößerung des Durchmeſſers nur von ganz untergeordneter Bedeutung ſein kann, während die durch die horizontale Kraft H bewirkte Durchbiegung in ihrem ganzen Betrage auf eine Vergrößerung des Halbmeſſers wirkt, ſo daß bei einem Abſtande des Stichels von der Drehbanksaxe gleich r der Halbmeſſer des Arbeitsſtückes durch $r+s+t$ dargeſtellt wird, worin s die Vergrößerung durch die Verdrückung der Kerner und t diejenige durch die Durchbiegung des Arbeitsſtückes A vorſtellt.

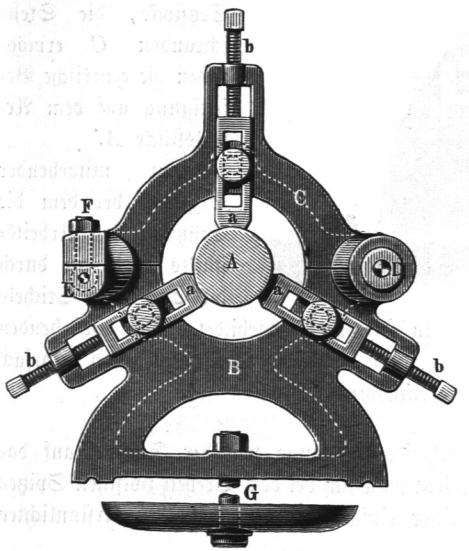
Aus der vorſtehenden Betrachtung ergiebt ſich zunächſt, daß zur möglichſten Vermeidung der Kernerverdrückung eine genügende Tiefe der grübchenförmigen Vertiefungen gewählt werden muß. Während bei Anordnung hinreichend tiefer Kerner, die nur bei den kleinſten Gegenſtänden durch Einſchlagen eines ſtählernen Werkzeuges, bei allen größeren Arbeitsſtücken dagegen durch Bohren hergeſtellt werden, die gedachte Verdrückung kaum merklich ſein wird, kann andererſeits bei einer zu geringen Tiefe der Kerner ein Herausſpringen des Arbeitsſtückes durch die Wirkung des Sticheldruckes herbeigeführt werden.

Die Durchbiegung und die dadurch bedingte Beeinfluſſung des Durchmeſſers vom Arbeitsſtück iſt bei ganz kurzen und bei dicken Gegenſtänden in der Regel ſo gering, daß ſie vernachläſſigt werden darf, wogegen bei dünnen und langen Gegenſtänden, wie z. B. bei längeren Axen, beſondere Mittel in Anwendung zu bringen ſind, um eine genau cylindriſche Geſtalt der Oberfläche zu gewährleiſten. Ohne ſolche beſondere Vorſichtsmaßregeln muß eine längere Stange bei einer Entlangführung des Stichels parallel mit den Drehbankswangen nicht nur in der Mitte erheblich dicker ausfallen, als gegen die Enden hin, ſondern die Oberfläche wird in ſolchem Falle auch durch die Entſtehung vieler kleiner Wellen entſtellt, ſo daß ſie dadurch ein flimmerndes Ausſehen erhält. Dieſe kleinen, meiſt ſehr regelmäßig auftretenden Wellen hat man dem Erzittern des Arbeitsſtückes zuzuſchreiben, das durch die in §. 148 nachgewieſene regelmäßige Veränderung des Sticheldruckes hervorgerufen werden muß. Selbſtverſtändlich ſind dieſe Unregelmäßigkeiten am größten in der Mitte des Arbeitsſtückes, nach deſſen Enden hin ſie ſich allmählich verlieren, wenn ihre Urſache nicht etwa in dem gleichzeitigen Erzittern des Stichels zu ſuchen iſt.

Das meiſt gebrauchte Mittel, um dem Durchbiegen längerer Gegenſtände unter dem Einfluſſe des Stichels zu begegnen, beſteht in der Anordnung einer beſonderen Unterſtützung des Arbeitsſtückes zwiſchen den Spitzen vermittelſt eines lagerförmigen Hülfsmittels, das in der Regel mit dem Namen *Setzſtock* oder *Lünette* bezeichnet wird. Man unterſcheidet dieſe Setzſtöcke in *feſtſtehende* und *mitgehende*, je nachdem ſie auf dem Drehbanksbett an beſtimmter Stelle, etwa in der Mitte des Arbeitsſtückes, feſt aufgeſtellt werden und ihren Platz daſelbſt behalten, oder an der Verſchiebung des Stichels theilnehmen. In letzterem Falle wird der Setzſtock auf dem Support in möglichſter Nähe des Stichels befeſtigt, und zwar iſt er in der Bewegungsrichtung des Stichels *hinter* demſelben anzubringen, ſo daß er in ſeinem Lagerauge immer eine kurz vorher von dem Stichel abgedrehte Stelle führt. Es iſt ſelbſtredend, daß die Anwendung mitgehender Setzſtöcke nur bei Gegenſtänden ſtattfinden kann, die ihrer ganzen Länge nach genau denſelben Durchmeſſer haben. Iſt dies nicht der Fall, z. B., wenn

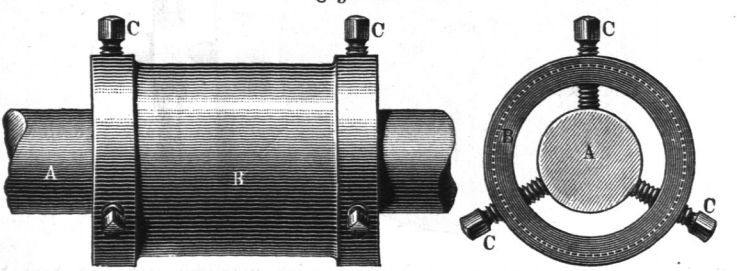
das Arbeitsſtück entweder nicht cylindriſch oder an einzelnen Stellen mit hervorragenden Ringen u. dergl. verſehen iſt, ſo hat man natürlich die Lünette auf dem Drehbanksgeſtell an einer Stelle zu befeſtigen, an welcher das Arbeitsſtück zuvor möglichſt genau rund gedreht wurde. Wenn die letztere Bedingung nicht erfüllt werden kann, ſo hilft man ſich wohl in der Weiſe, daß man auf dem Arbeitsſtücke eine genau runde Büchſe durch Schrauben ſo befeſtigt, daß dieſe Büchſe, die in dem Setzſtocke ihre Unterſtützung findet, möglichſt genau centriſch zur Drehbanksaxe ausgerichtet iſt.

Fig. 592.



Einen Setzſtock, wie er vielfach gebraucht wird, zeigt Fig. 592, woraus man erſieht, daß die Führung und Unterſtützung des Arbeitsſtückes *A* durch drei Backen *a* geſchieht, die mittelſt der Schrauben *b* dem Durchmeſſer des Arbeitsſtückes entſprechend verſtellt werden können. Zum bequemen Einbringen des Werkſtückes iſt der Lünettenſtänder aus zwei Theilen, *B* und *C*, gebildet,

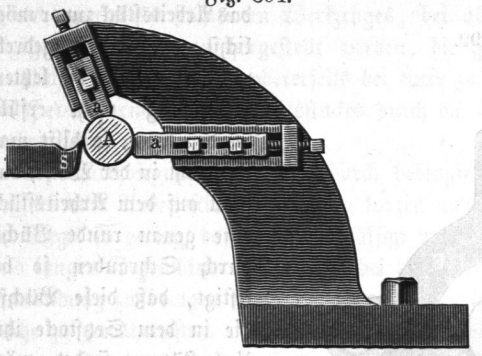
Fig. 593.



ſo daß der Obertheil *C* um den Bolzen *D* aufgeklappt werden kann, nachdem die um *E* drehbare Befeſtigungsſchraube *F* zurückgeſchlagen worden iſt. Die Befeſtigung des Setzſtockes auf dem Bett oder Support der Drehbank wird in erſichtlicher Weiſe durch den Schraubenbolzen *G* bewirkt.

Eine zur Lagerung von noch nicht rund gedrehten Gegenſtänden dienende Hülſe iſt in Fig. 593 (a. v. S.) dargeſtellt; der mittlere Theil *B* derſelben zwiſchen den beiderſeitigen Anſätzen findet ſeine Lagerung in dem Setzſtocke, die Stellſchrauben *C* ermöglichen die centriſche Befeſtigung auf dem Arbeitsſtücke *A*.

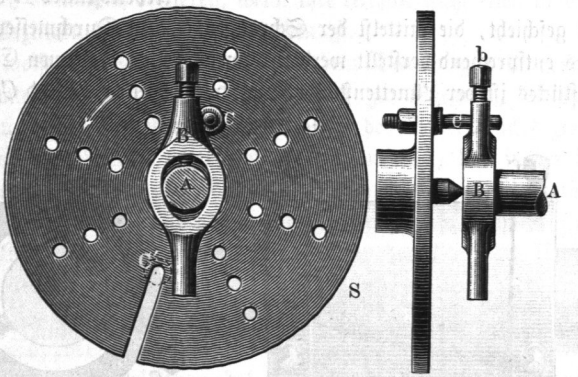
Fig. 594.



Ein mitgehender Setzſtock, bei dem die Stützung des Arbeitsſtückes *A* in der durch die Spitze des Stichels *S* gehenden Ebene geſchieht, iſt in Fig. 594 abgebildet. Die vorſtehenden Figuren ſind ebenſo wie die folgenden, 595 bis 604, dem ſchon mehrfach erwähnten Werke von J. Roſe entnommen.

§. 167. Mitnehmer. Um die drehende Bewegung von der Spindel auf das Arbeitsſtück zu übertragen, bedient man ſich bei dem Drehen zwiſchen Spitzen in den gewöhnlichen Fällen einer einfachen, durch Fig. 595 verſinnlichten

Fig. 595.

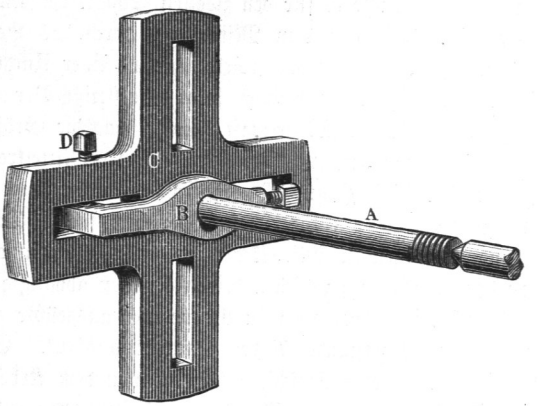


Einrichtung. Auf dem Arbeitsſtücke *A* wird möglichſt nahe an dem der Spindel zugewandten Ende ein von ſeiner Form wohl als Herz, Mitnehmerherz benannter Bügel *B* mittelſt der Spannſchraube *b* vorübergehend befeſtigt, gegen welchen ſich der Mitnehmer *C*, d. h. ein Stift der Scheibe *S* legt, die auf der Spindel befeſtigt iſt. Die Bewegungsüber-

tragung wird dabei in der einfachſten Art erzielt, ohne daß die nach dem Vorhergegangenen nöthige Beweglichkeit zwiſchen der Spindel und dem Arbeitsſtücke beeinträchtigt wird. Daß man dabei das Mitnehmerherz auch gänzlich entbehren kann, ſobald der abzudrehende Gegenſtand an ſich ſchon mit einem hervorſtehenden Theile verſehen iſt, gegen den der Mitnehmerſtift ſich legen kann, iſt an ſich deutlich, ebenſo wie die Entbehrlichkeit des Herzes bei dem Abdrehen von Rädern oder Riemſcheiben, wobei der Stift *C* gegen den Arm wirken kann.

Bei der in Fig. 595 dargeſtellten Anordnung kann die Mitnahme des Arbeitsſtückes offenbar nur bei der Umdrehung nach der einen, durch den Pfeil angedeuteten Richtung erfolgen, was für die gewöhnliche Dreharbeit auch genügt, indem hierbei das Arbeitsſtück ſtets in dieſer einen Richtung

Fig. 596.



umgedreht werden muß. Nur für gewiſſe Arbeiten, z. B. für das Schneiden von Schraubengewinden auf der Drehbank, iſt es erforderlich, die Umdrehung bald nach der einen, bald nach der entgegengeſetzten Richtung vorzunehmen, für welchen Fall man ſich einer in Fig. 596 gezeichneten Einrichtung bedienen kann. Die Mitnehmerſcheibe auf der Spindel iſt hierbei erſetzt durch das mit vier radialen Schlitzen verſehene Kreuz *C*, in deſſen einen Schlitz der zu dem Zwecke umgebogene Arm des Mitnehmerherzes *B* eintritt, woſelbſt er durch eine Stellſchraube *D* noch befeſtigt werden kann, obwohl nach dem Vorſtehenden eine ganz ſtarre Befeſtigung daſelbſt vermieden werden ſollte.

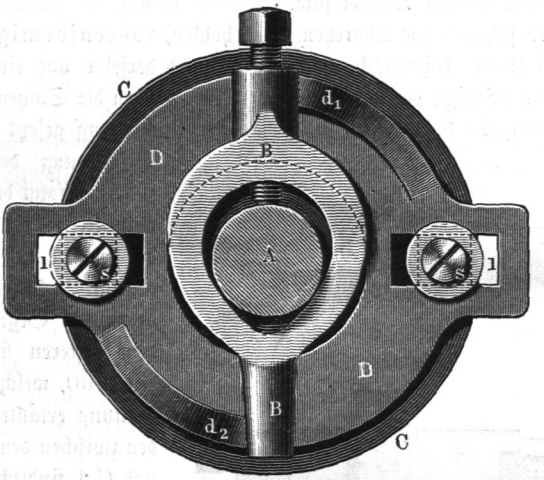
Mit der Anwendung der in Fig. 595 und 596 dargeſtellten Bewegungsübertragung iſt der Nachtheil eines einſeitig auf das Arbeitsſtück übertragenen Druckes verbunden. Wenn durch dieſen Druck, der mit *Q* bezeichnet werden möge, auch zwar keine Durchbiegung des Arbeitsſtückes herbei-

geführt werden wird, da in allen Fällen das Herz in unmittelbarer Nähe der unterſtützenden Drehbankſpitze angebracht iſt, ſo kann doch eine Verdrückung des Kerners im Arbeitsſtück dadurch bewirkt werden, welche, wenn ſie auch nur gering iſt, bei genauen Arbeiten doch ſtören kann. Dieſe Kraft Q nämlich ſetzt ſich mit demjenigen Drucke zu einer reſultirenden Kraft zuſammen, der aus der Wirkung des Stichels auf die Drehbankſpitze übertragen wird. Bezeichnet T den durch die Wirkung des Stichels auf die Drehbankſpitze ſenkrecht zur Axe der Drehbank ausgeübten Druck, welcher nach dem vorigen Paragraphen hauptſächlich von den beiden dort mit H und V bezeichneten Seitenkräften abhängen wird, ſo hat dieſer Druck in einem gewiſſen Augenblicke eine beſtimmte Richtung und Größe, die ſich während einer Umdrehung nicht weſentlich ändern wird, ſofern man annimmt, daß der abzuſchälende Span während dieſer Umdrehung ungefähr dieſelbe Stärke beibehält, wie es für den zweiten Schnitt bei dem Schlichten immer der Fall iſt. Die von dem Mitnehmer durch das Herz auf das Arbeitsſtück übertragene Kraft Q aber wirkt während einer Umdrehung nach allen möglichen Richtungen, und daraus folgt eine ſtetige Veränderung der aus T und Q ſich ergebenden Mittelkraft, ſowohl was die Größe wie auch die Richtung derſelben anbetrifft. Die Größe dieſer Mittelkraft ſchwankt zwiſchen den Werthen $T + Q$ und $T - Q$ in denjenigen Augenblicken, in denen T und Q gleich oder entgegengeſetzt gerichtet ſind. Die Richtung der aus T und Q folgenden Mittelkraft iſt veränderlich innerhalb eines gewiſſen, von dem Verhältniß zwiſchen beiden Kräften abhängigen Winkels, der um ſo größer iſt, je größer die vom Mitnehmer ausgeübte Kraft Q im Verhältniſſe zu dem Widerſtande T des Stichels ausfällt. Es läßt ſich erwarten, daß in Folge dieſer Verſchiedenheit des von dem Arbeitsſtücke auf die Spitze der Spindel ausgeübten Druckes eine Erweiterung des Kerners im Arbeitsſtücke hervorgerufen wird, da dieſe Schwankungen ſich bei jeder Umdrehung wiederholen. In Folge davon können Abweichungen von der genauen Form einer Umdrehungsfläche entſtehen, was man mit dem Worte des Unrundwerdens zu bezeichnen pflegt.

Man hat, um dieſe Unregelmäßigkeiten zu vermeiden, wohl verſucht, die einſeitige Wirkung des Mitnehmers dadurch zu umgehen, daß man die Mitnehmerſcheibe mit zwei diametral gegenüber liegenden Stiften verſehen hat, die das Mitnehmerherz bei C und C', Fig. 595, antreiben, doch iſt der Erfolg dieſer Anordnung deshalb ein zweifelhafter, weil es niemals möglich ſein wird, die Ausführung ſo genau zu machen, daß beide Stifte gleichmäßig zur Anlage kommen. In Wirklichkeit wird doch immer nur ein Stift die Kraftübertragung ganz oder zum größten Theile übernehmen müſſen. Am beſten dürfte der gedachte Zweck durch die in Fig. 597 dargeſtellte Einrichtung von Clement erreicht werden. Hierbei geht die Ueber-

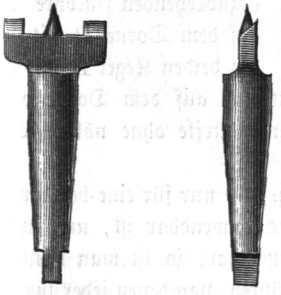
tragung der Kraft auf das Mitnehmerherz B nicht unmittelbar von der auf der Drehbankſpindel befeſtigten Scheibe C aus, ſondern ſie geſchieht durch Vermittelung des Zwiſchenſtückes D, das mit zwei entſprechend geformten Naſen d_1 und d_2 das Herz ergreift, und mit der Scheibe C durch die beiden

Fig. 597.



Schraubenbolzen s verbunden iſt. Dieſe letzteren geſtatten dem Treiberſtück D eine gewiſſe Verſchiebung innerhalb der länglichen Schlitze l, zu welchem Ende die Schrauben s nur mäßig angezogen werden, um die Verſchiebung leicht von ſtatten gehen zu laſſen. Vermöge dieſer Einrichtung ſtellt ſich das Treiberſtück D bei einem einſeitigen Widerſtande des Herzes B in eine ſolche Lage, daß eine gleichmäßige Vertheilung des Druckes auf die beiden Naſen d_1 und d_2 und damit ein Fortfall des einſeitigen Druckes ſtattfindet. Der größeren Verbreitung dieſes Mitnehmers ſteht indeſſen ſeine umſtändlichere Anordnung, verglichen mit der einfachen Einrichtung der Fig. 595, im Wege; auch dürfte in den meiſten Fällen der Nachtheil des einſeitigen Antriebes nicht erheblich ſein.

Fig. 598.



Bei der Bearbeitung hölzerner Gegenſtände pflegt man die Mitnahme des Arbeitsſtückes durch die Spindel meiſt einfacher dadurch zu erreichen, daß man die letztere an ihrem freien Ende anſtatt mit der gewöhnlichen Spitze, mit einem Dreizack nach der Fig. 598 verſieht, deſſen ſcharfe Schneiden feſt in das Holz eingetrieben werden. Um hierbei ein Aufſpalten,

wie es beſonders bei weichen Holzarten zu befürchten iſt, zu vermeiden, giebt man den Schneiden oder Zinken des Dreizacks auch paſſend eine Form, wie ſie in Fig. 599 gezeichnet iſt, wobei die beiden gegenüberſtehenden Schneiden das zwiſchen ihnen befindliche Holz feſt zuſammenpreſſen und die Gefahr eines Aufſpaltens nicht vorliegt, weil die Außenflächen der Zinken parallel zur Axe der Drehbank gebildet ſind.

Wenn es ſich um das Abdrehen eines hohlen, röhrenförmigen Gegenſtandes auf ſeiner Außenfläche handelt, ſo wird derſelbe auf einem Bolzen oder Dorne befeſtigt, der in gewöhnlicher Art zwiſchen die Spitzen der Drehbank geſpannt und durch einen Mitnehmer in Umdrehung geſetzt wird. Die Befeſtigung des Arbeitsſtückes erfolgt dabei einfach vermittelſt der Reibung, die der feſt auf den ſchlank coniſch gebildeten Dorn getriebene Gegenſtand auf dem erſteren findet. In Fig. 600, welche dieſe Anordnung erläutert, ſtellt *M* den zwiſchen den Spitzen *B* und *C* befindlichen, von *E* nach *D* hin verjüngten Dorn und *A* das darauf gepreßte Arbeitsſtück vor.

Fig. 599.

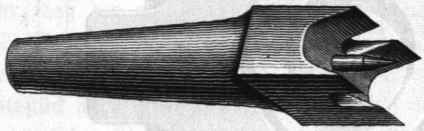


Fig. 600.

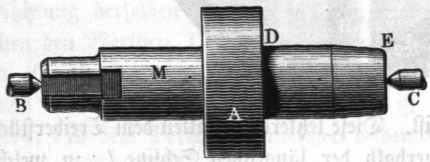
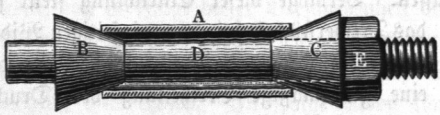


Fig. 601.

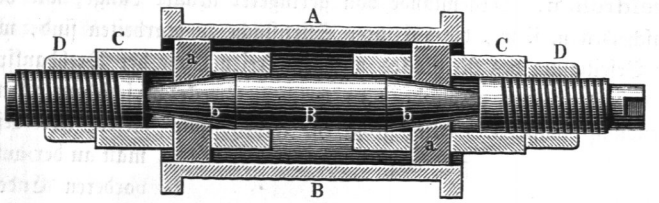


Die in Fig. 601 dargeſtellte Befeſtigung einer abzudrehenden Röhre *A* auf dem Dorne *D* mittelſt der beiden Kegel *B* und *C*, von denen der letztere durch die Schraubenmutter *E* auf dem Dorne verſchoben und gegen das Arbeitsſtück gepreßt wird, dürfte ohne nähere Erklärung deutlich ſein.

Da ein Dorn von der Beſchaffenheit der Fig. 600 nur für eine beſtimmte Weite der Höhlung des abzudrehenden Körpers anwendbar iſt, und man daher eine ſehr große Anzahl ſolcher Dorne nöthig hat, ſo iſt man bemüht geweſen, ſogenannte expanſible Dorne auszuführen, von denen jeder innerhalb gewiſſer Grenzen für beliebige Durchmeſſer der Höhlung in Anwendung gebracht werden kann. Von den verſchiedenen, dieſem Zwecke dienenden Vorrichtungen möge hier nur eine beſprochen werden, wie ſie durch Fig. 602 zur Anſchauung gebracht wird. Hierbei iſt der im Allgemeinen cylindriſch geſtaltete Dorn *B* an beiden Enden mit Schraubengewinden verſehen, ſo

daß durch die hierzu gehörigen Muttern *D* zwei cylindriſch ausgebohrte Hülſen *C* verſchoben werden können. Durch dieſe Verſchiebung jeder Hülſe nach innen wird bewirkt, daß vier Stahlbacken *a* nach außen getrieben werden, derart, daß dieſelben ſich kräftig gegen das Innere des aufzuſpannenden Arbeitsſtückes *A* legen und dadurch deſſen Befeſtigung bewirken. Um dieſe Verſchiebung der Backen nach außen zu erzielen, dient für jede Hülſe

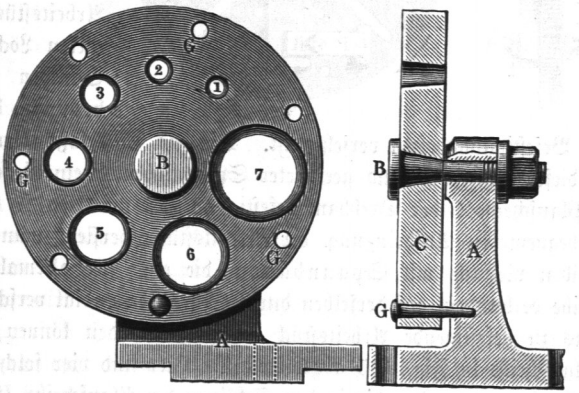
Fig. 602.



der kegelförmig abgedrehte Theil *b*, auf deſſen Oberfläche die Stahlbacken *a* ſich mit ihren inneren Enden ſtützen, während die Führung der Backen in den zu dieſem Zwecke paſſend durchlochten Hülſen *C* geſchieht.

Noch mag erwähnt werden, daß man in ſolchen Fällen, wo es darauf ankommt, die Stirnfläche eines längeren Gegenſtandes abzudrehen oder

Fig. 603.

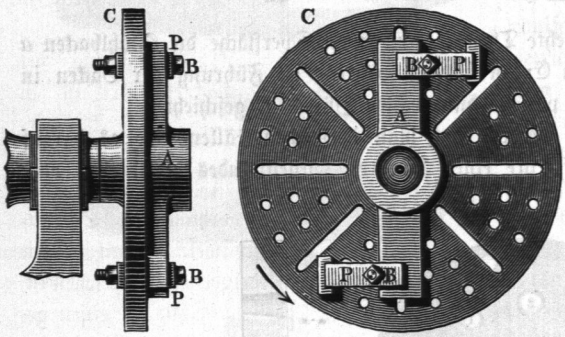


mit einer centralen Höhlung zu verſehen, wo alſo die Verwendung der feſten Spitze des Reitſtockes unthunlich iſt, die Unterſtützung des betreffenden Endes dadurch bewirkt, daß man daſſelbe zunächſt am Rande in geringer Breite coniſch abdreht, um dieſem Rande alsdann in einem paſſenden Auge der Lünettenſcheibe *C*, Fig. 603, die erforderliche Unterſtützung geben zu können. Der Ständer *A*, an dem die Scheibe *C* um den Bolzen *B* drehbar angebracht iſt, wird in dieſem Falle an Stelle des Reitſtockes auf den

Wangen der Drehbank befeſtigt, und die Scheibe *C* in ſolche Stellung gedreht, daß von den concentriſch zu *B* angebrachten Augen 1 bis 7 das für den Gegenſtand paſſende in die Axe der Drehbank tritt. Die außerdem in der Scheibe *C* befindlichen Löcher *G* dienen zur Feſtſtellung der Scheibe in der ihr gegebenen Lage mittelſt eines durch das betreffende Loch geſteckten Stiftes, wie ohne weiteres deutlich iſt.

§. 168. **Freidrehen.** Gegenſtände von geringerer axialer Länge, wie Räder, Riemſcheiben u. ſ. w., die auf ihrer Stirnfläche zu bearbeiten ſind, werden unter Beſeitigung des Reitſtockes mit dem freien Ende der Drehbankſpindel unwandelbar feſt verbunden, zu welchem Zwecke verſchiedene Mittel in Anwendung kommen. Alle größeren Arbeitsſtücke dieſer Art befeſtigt man an der auf dem vorderen Ende der Drehbankſpindel angebrachten Planſcheibe, einer größeren, vorn eben abgedrehten Scheibe, die zu dem Behufe der Befeſtigung von Arbeitsſtücken mit vielen Löchern oder Schlitzen zur Anbringung der erforderlichen Befeſtigungsbolzen verſehen iſt. Die Fig. 604 läßt erkennen, wie mittelſt dieſer Bolzen *B* und geeigneter Spannkloben *P* ein Gegenſtand *A* an der Planſcheibe *C* der Drehbank befeſtigt werden kann.

Fig. 604.



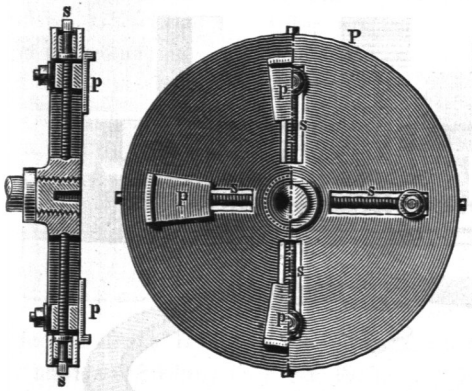
Zur bequemeren Aufbringung der Arbeitsſtücke verſieht man derartige Planſcheiben vielfach mit Spannbacken, die ein- für allemal mit der Planſcheibe verbunden, auf derſelben durch Schrauben radial verſchoben und gegen das zu befeſtigende Arbeitsſtück angepreßt werden können, wie eine ſolche Planſcheibe in Fig. 605 abgebildet iſt. Hier ſind vier ſolcher Kloben oder Backen *p* angebracht, die in den Schlitzen der Planſcheibe *P* durch die Schraubenſpindeln *s* einzeln bewegt werden können.

Die Befeſtigung eines Gegenſtandes auf dieſen Planſcheiben macht ein derartiges Ausrichten erforderlich, daß der Gegenſtand möglichſt gut centrirt wird. Wenn der hierzu erforderte Zeitaufwand bei der Bearbeitung größerer Gegenſtände deswegen weniger in Betracht kommt, weil bei dieſen das Aufbringen eines Gegenſtandes ſich nur vergleichsweiſe ſelten nöthig macht, ſo iſt es doch bei der Ausführung kleinerer Arbeiten, die ein häufigeres

Auf- und Umſpannen der Arbeitsſtücke erfordern, vortheilhaft, ſich ſolcher Planſcheiben zu bedienen, die von ſelbſt und ohne weitere Aufmerkſamkeit ein centriſches Aufſpannen runder Gegenſtände bewirken.

Dieſer Zweck wird bei den Planſcheiben dadurch erzielt, daß man die Verſchiebung aller Spannbacken von einander abhängig macht, und zwar derartig, daß alle Backen ſtets gleichzeitig um den gleichen Betrag in radialer Richtung verſchoben werden. Man erreicht dies entweder dadurch, daß man auf alle Schraubenſpindeln der Spannbacken ein gemeinſames Bewegungsmittel wirken läßt, durch deſſen Bewegung ſämmtliche Schraubenſpindeln in gleichem Betrage umgedreht werden, oder dadurch, daß man die Umdrehung einer der Spindeln dazu benutzt, um durch geeignete Uebertragungsmittel allen übrigen Schrauben eine gleiche Umdrehung zu ertheilen.

Fig. 605.

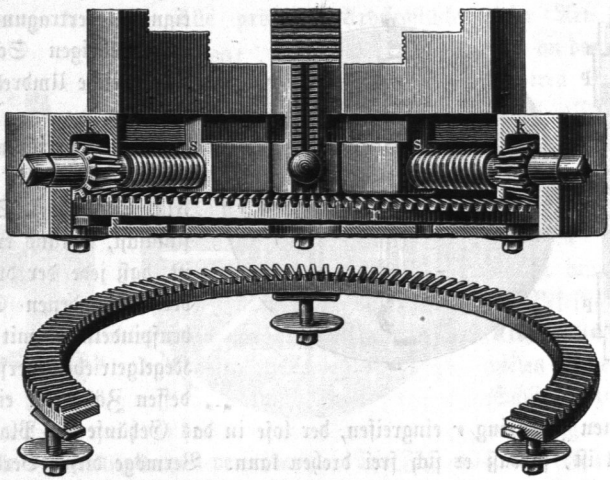


Eine Vorrichtung der letztgedachten Art iſt in Fig. 606 (a. f. S.) verſinnlicht, woraus erſichtlich iſt, daß jede der drei hierbei vorhandenen Schraubenſpindeln s mit einem Kegelgetriebe k verſehen iſt, deſſen Zähne in einen gemeinſamen Zahnring r eingreifen, der loſe in das Gehäuſe der Planſcheibe eingelegt iſt, ſo daß er ſich frei drehen kann. Vermöge dieſer Verbindung muß die Umdrehung irgend einer der Schraubenſpindeln, die an dem nach außen hervortretenden vierkantig geſtalteten Ende hervorgebracht wird, auch eine Umdrehung der übrigen Spindeln veranlaſſen. Da die Zähnezahl für alle Getriebe dieſelbe iſt und auch die Ganghöhe der Schrauben übereinſtimmt, ſo wird vermöge der gewählten Einrichtung bei einer beliebigen Umdrehung einer Schraubenſpindel eine für alle Backen gleiche, radiale Verſchiebung erreicht. Wenn daher die zum Angriff kommenden Flächen der Backen in irgend einer Lage genau centriſch ausgeführt ſind, was durch Abdrehen der Backen erzielt wird, ſo muß auch in jeder anderen Lage eine centriſche Befeſtigung des Arbeitsſtückes erreicht werden.

Derartige Planſcheiben mit gleichzeitig ſich verſtellenden Backen ſind naturgemäß nur anwendbar für Gegenſtände, bei denen die von den Backen feſtgeklemmte Oberfläche während der Bearbeitung centriſch zur Drehbankſpindel ſein muß, oder allgemeiner, bei denen die drei den Backen zum An-

griff dargebotenen Stellen denſelben Abſtand von der Mitte der Planſcheibe haben müſſen. In dieſer Beſchränkung liegt ein Nachtheil derartiger Vorrichtungen, da es nicht möglich iſt, Gegenſtände mittelſt derſelben abzudrehen, die, wie z. B. excentriſche Scheiben, eine andere als centrale Befeſtigung erfordern. Für ſolche Fälle wird man ſich daher der nach Art der Fig. 605 ausgeführten Vorrichtungen bedienen, bei denen jede einzelne Backe ſelbſtſtändig verſtellt werden kann. Man hat aber auch die Anordnung ſo getroffen, daß die Vortheile beider Ausführungsarten erreicht werden, indem man jede Backe mit einer ſelbſtändigen Bewegung begabt, und außerdem auch eine gleichzeitige Bewegung aller Backen ermöglicht. Eine ſolche

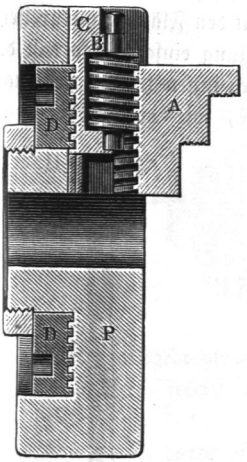
Fig. 606.



Anordnung ſtellt Fig. 607 vor. Von den drei vorhandenen Backen iſt jede einzelne, wie *A*, dadurch ſelbſtändig verſchieblich gemacht, daß eine an der axialen Verſchiebung verhinderte Schraube *B* mit ihren Gewindegängen in die hintere, nach Art einer Zahnſtange ausgeführte Fläche der Backe *A* eingreift, wodurch erzielt wird, daß bei einer ganzen Umdrehung dieſer Schraube die Verſchiebung der Backe um die Ganghöhe dieſer Schraube erfolgt. Die drei Schrauben *B* ſind in drei beſonderen Gleitſtücken *C* gelagert, von denen jedes in einer radialen Nuth der Planſcheibe ſich verſchieben läßt, und zwar wird die gemeinſchaftliche Verſchiebung dieſer drei Gleitſtücke in folgender Art bewirkt. Centriſch zur Drehbankſpindel iſt in einen ringförmigen Einſchnitt der Scheibe *P* der Ring *D* loſe drehbar eingelegt, der auf ſeiner innen liegenden ebenen Fläche eine ſpiralförmige Nuth enthält, deren einzelne Gänge gleichen Abſtand von

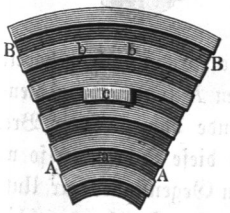
einander haben. Im Durchſchnitte zeigt daher dieſer Ring die in der Figur angegebenen regelmäßigen Hervorragungen und Vertiefungen, und wenn die Gleitſtücke *C* auf den dieſem Ringe zugekehrten Flächen mit entſprechenden, einer Verzahnung ähnlichen Hervorragungen und Vertiefungen verſehen ſind, ſo muß die Wirkung wie die einer Schraube ſein, d. h. es muß bei einer ganzen Umdrehung des Ringes *D* jedes Gleitſtück *C* um den Abſtand der auf einander folgenden Spiralwindungen nach außen oder innen in radialer Richtung verſchoben werden.

Fig. 607.



Solche Spiralſcheiben wendet man auch bei anderen Geräthen in Dreherwerkſtätten, z. B. bei den ſogenannten Ankernfuttern, zu demſelben Zwecke eines ſchnellen Centrirens mehrfach an. Es mag daher nicht überflüſſig ſein, darauf hinzuweiſen, daß die beſagten zahnartigen Hervorragungen der Gleitſtücke *C* in den Spiralgängen nicht ihrer ganzen Ausdehnung nach zum Anliegen kommen, ſondern dieſe Gänge nur in einzelnen Punkten berühren können. Man erkennt dies ſogleich aus der Fig. 608, die einen Theil einer ſolchen Spiralſcheibe darſtellt. Wegen der verſchiedenen Krümmungshalbmeſſer der Gänge *A A* und *B B* wird ein Gleitſtück von der Breite *b b*, das etwa in der mittleren Stellung bei *c* den Gang in allen Punkten berührt, in dem inneren Gange nur in dem mittleren Punkte *a* und außen nur in den Eckpunkten *b b* zum Anliegen kommen. Ganz ähnliche Betrachtungen gelten offenbar auch für die concentriſch ab- und ausgedrehten Flächen, mit denen die Spannbacken die zu befeſtigenden Gegenſtände erfaſſen.

Fig. 608.



Hier möge noch einiger Apparate zur Befeſtigung von Arbeitsſtücken mit der Spindel der Drehbank gedacht werden, die denſelben Zweck wie die vorgedachten und eine verwandte Einrichtung haben, und die in der Regel mit dem Namen Futter belegt werden. Dieſelben dienen nur für die Befeſtigung kleinerer Gegenſtände, insbeſondere ſolcher von cylindriſcher Geſtalt, und da man ſie vielfach zur centriſchen Befeſtigung der auf der Drehbank gebräuchlichen Bohrer benutzt, ſo bezeichnet man ſie auch wohl als Bohrfutter.

Ein ſolches mit zwei Backen verſehenes Futter zeigt Fig. 609 I (a. f. S.), woraus man erkennt, daß in einer Führungsnuth der Scheibe *S* zwei

Backen *b* verſchiebbar ſind, deren Verſchiebung durch die beiden Schrauben *s* bewirkt werden kann, indem die Muttergewinde für dieſe Schrauben in den Backen befindlich ſind, welche durch die Führung in der Nuth an der Drehung verhindert werden, während den Schraubenſpindeln *s* wohl die Umdrehung an ihren vierkantigen Enden geſtattet, dagegen eine axiale Verſchiebung in geeigneter Art verwehrt iſt. Die Backen *b* können einen dünnen Gegenſtand mit den beiden Ausſchnitten *c* feſthalten, oder aber bei größerem Durchmeſſer des Arbeitsſtückes daſſelbe mit den Flächen *a* ergreifen. Auch laſſen ſich die Backen in umgewendeter Stellung einſetzen, ſo daß die in der Figur nach außen gekehrten Flächen *d* nach innen treten, und man kann zur Befeſtigung ganz dünner Gegenſtände, wie des Bohrers in

Fig. 609 I.



Fig. 609 II.

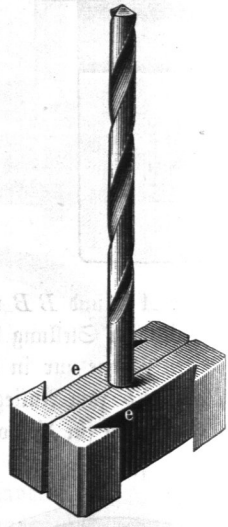


Fig. 609 II, die beiden Hülfsbacken *e* über die prismatiſch gehobelten Enden *d* der Backen ſchieben. Die beiden Schrauben *B* können dazu dienen, einem zwiſchen den Backen feſtgehaltenen Gegenſtande von größerer Breite noch eine ſichere Stützung zu geben, indem man dieſe Schrauben ſo weit herausſchraubt, daß ihre Kopfflächen dem befeſtigten Gegenſtande zur Unterlage dienen. Die Befeſtigung dieſes Futters mit der Drehbank geſchieht mittelſt des Schraubengewindes *G*, das in ein paſſendes Muttergewinde in einer Höhlung der Spindel eingeſchraubt wird.

Hiernach wird die Einrichtung des durch Fig. 610 dargeſtellten und namentlich als Bohrfutter vielfach gebrauchten Werkzeuges verſtändlich ſein. Wie man aus der Figur erkennt, greifen hierbei die beiden Backen *b*

mit einzelnen Rippen und Schlitzen ſo in einander, daß die eine der anderen zur Führung dient, und der eingeſpannte Bohrer *B* in mehreren Punkten ſicher gefaßt wird.

Auch derartigen Futtern hat man vielfach eine Einrichtung gegeben, vermöge deren die Backen ſich ſtets richtig *central* einſtellen, indem man die Bewegung aller drei in ſolchem Falle zur Verwendung kommenden Backen gleichzeitig und um gleichviel vornimmt. Von den verſchiedenen zu dieſem Zwecke im Gebrauch befindlichen Vorrichtungen ſtellt Fig. 611 eine der einfachſten vor, deren Wirkungsweiſe leicht verſtändlich iſt. Die den Gegenſtand *A* zwiſchen ſich faſſenden Backen *E* ſind hierbei außen nach der Geſtalt einer Kegelfläche gebildet, ſo daß die entſprechend kegelförmig ausgedrehte Hülſe *D* ein gleichmäßiges Zuſammenſpannen der Backen bewirkt, ſobald dieſe Hülſe mittelſt ihres Muttergewindes auf die Schraubengänge *C* gedreht wird. Dieſes Futter wird in der Regel mit der Drehbankſpindel durch einfaches Einſtecken des ſchlank coniſchen Stiftes *B* in die paſſend gebohrte Höhlung der Spindel verbunden. Es iſt erſichtlich, daß das Schraubengewinde *C* ein *rechtgängiges* ſein muß, wenn daſſelbe

Fig. 610.

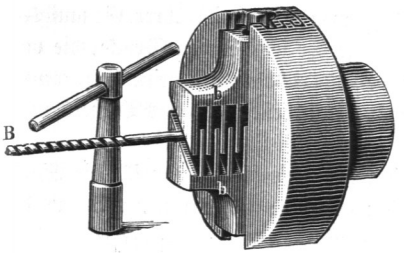
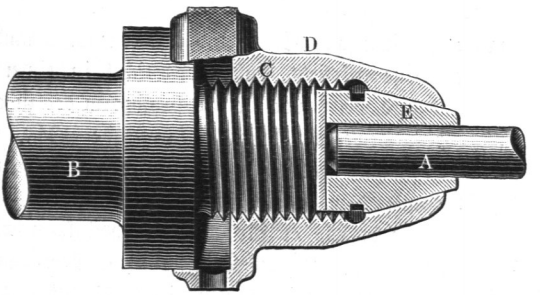


Fig. 611.



durch den bei der Arbeit auf den Gegenſtand *A* ausgeübten Druck nicht einer ſelbſtthätigen Löſung unterworfen ſein ſoll, und daß eine ſolche Löſung zu befürchten wäre, wenn man die Drehbankſpindel in der der gewöhnlichen Richtung entgegengeſetzten umdrehen würde.

Der Support. Die Führung des Stichels kann nur bei der Herſtellung der kleinſten Gegenſtände und insbeſondere nur bei der Verarbeitung §. 169.

von Holz oder weicheren Metallen, wie Meſſing, Zinn u. ſ. w., von dem Arbeiter freihändig erfolgen, alſo nur in ſolchen Fällen, wo der bei dem Drehen auf den Meißel ausgeübte Druck ein geringer iſt. Insbeſondere wird das freihändige Drehen auch wohl zur Verwendung gebracht bei der Herſtellung von Gegenſtänden mit geſchweiften oder gekrümmten Profilen, wobei die Geſchicklichkeit des Drehers die Schwierigkeiten der Stichelführung leichter überwinden läßt, als dies durch Einrichtung eines mechaniſchen Hülfsmittels möglich ſein würde. Es liegt in der Natur der Sache, daß alle durch das Freihanddrehen erzeugten Formen hinſichtlich ihrer Genauigkeit viel zu wünſchen übrig laſſen, da in Folge der wechſelnden Drucke, die von dem Arbeitsſtücke auf die Stichelſchneide ausgeübt werden, eine Erzitterung des Stichels eintreten muß, welche auch die ſicherſte Hand des Drehers nicht wird verhindern können.

Aus dieſen Gründen hat das Drehen aus freier Hand nur für die Werkſtätten der Holzdrechsler und ähnlichen Gewerbe Bedeutung, während die

Fig. 612 I.

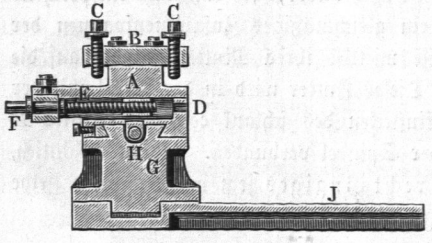
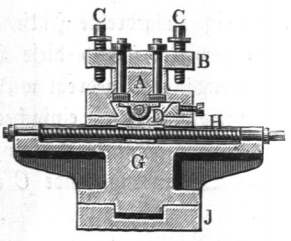


Fig. 612 II.



Herſtellung genauer Arbeiten aus Eiſen und anderen widerſtandsfähigeren Materialien in der Weiſe geſchieht, daß der Stichel in einen geeigneten Halter feſt eingeſpannt wird, dem man die der Profilform des zu erzeugenden Gegenſtandes zugehörige Bewegung durch entſprechende mechaniſche Mittel ertheilt. Die zur Aufnahme und Führung des Stichels dienende Vorrichtung iſt allgemein unter dem Namen Support bekannt.

Einen einfachen Support, wie er für kleine Drehbänke gebräuchlich iſt, zeigt Fig. 612. Zur Aufnahme des Stichels dient hier das aus dem Schlittenſtücke *A* und der darauf geſchraubten Platte *B* beſtehende Gehäuſe, in welchem der von der Seite eingelegte Stichel durch zwei von den vier Schrauben *C* unverrückbar befeſtigt werden kann. Dieſes Stichelhaus oder der Stichelhalter iſt als Schlitten auf dem darunter befindlichen Prisma *D* verſchieblich, zu welchem Zwecke das Stück *A* beiderſeits mit entſprechenden Leiſten verſehen iſt, die ſich dicht an das Prisma *D* anlegen. Hierbei kann die eine Führungsleiſte noch durch beſondere Druckſchrauben angepreßt werden, um einen durch die Abnutzung mit der Zeit eintretenden

Spielraum oder todten Gang jederzeit wieder zu beſeitigen. Zur Erzielung der gedachten Verſchiebung dient die in dem Führungsprisma D drehbar aber unverſchieblich gelagerte Schraubenſpindel E, welche, da ihre Mutter feſt mit dem Schlitten verbunden iſt, bei jeder ihr durch eine bei F aufgeſteckte Handkurbel ertheilten Umdrehung die Verſchiebung des Schlittens mit dem Stichel um die Größe der Steigung bewirken muß.

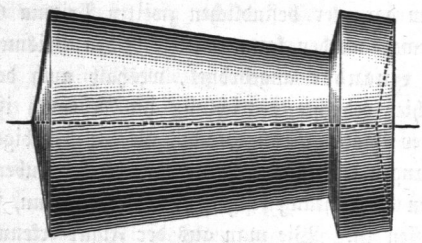
In ganz ähnlicher Weiſe iſt das Führungsprisma D ſeinerſeits zu einem Schlitten geſtaltet, der auf einem darunter befindlichen zweiten Prisma G durch die Schraubenſpindel H bewegt werden kann. Dieſe beiden Prismen ſind nun immer ſenkrecht zu einander angeordnet, weshalb auch der Name Kreuzſupport für die hier gedachte Einrichtung im Gebrauch iſt. Das untere Prisma iſt auf einer Platte J angebracht, die an beliebiger Stelle der Drehbank auf den Wangen derſelben vermittelſt eines Schraubenbolzens oder ſonſt einer geeigneten Vorrichtung feſtgeſpannt werden kann, ſo daß jede Verſchiebung ausgeſchloſſen iſt. Wie man aus der Figur erkennt, iſt die Befeſtigung des unteren Prismas G auf dieſer Platte J ſo getroffen, daß der Theil G ſammt den beiden darauf befindlichen Schlitten um einen Zapfen beliebig gedreht werden kann, ſo daß hierdurch die Möglichkeit geboten iſt, den beiden Prismen oder Schlittenbewegungen jede beliebige Neigung gegen die Wangen oder Drehbanksaxe zu geben.

Hieraus erſieht man, daß bei einer ſolchen Befeſtigung des Supports auf der Platte J, vermöge deren das untere Prisma G genau parallel zu den Wangen der Drehbank gerichtet iſt, ein in dem Halter befindlicher Stichel eine genau cylindriſche Arbeitsfläche erzeugen muß, ſobald ihm durch die Schraube H des Unterſchlittens eine Verſchiebung mitgetheilt wird, während durch eine Bewegung des Stichels durch den Oberſchlitten, der in dieſem Falle ſenkrecht zur Drehbanksſpindel ſteht, eine ebene Fläche hergeſtellt wird. Man wird daher bei der Bearbeitung eines cylindriſchen Gegenſtandes, z. B. eines Bolzens, die Schraube E benutzen, um den Stichel anzuſtellen, d. h. ihn ſoweit in das Material eindringen zu laſſen, wie die Dicke des abzulöſenden Spans erfordert, worauf eine Umdrehung der Schraube H des Unterſchlittens die Erzeugung der cylindriſchen Oberfläche zur Folge hat. Auch iſt es deutlich, daß zur Bearbeitung der ebenen Endflächen des Bolzens, ſowie zur Bearbeitung der Seitenflächen von etwa auf dem Bolzen vorhandenen Bundringen die Schraube E des Oberſchlittens in Gebrauch zu nehmen iſt.

Die Einrichtung des Supports, vermöge deren das Unterprisma G auf der Grundplatte J drehbar iſt, geſtattet auch bequem die Herſtellung coniſcher Gegenſtände, indem dazu nur nöthig iſt, das Stück G ſo auf der Platte J zu befeſtigen, daß die Richtung des Unterprismas mit den Wangen der Drehbank einen Winkel α bildet, der gleich dem halben Winkel an der

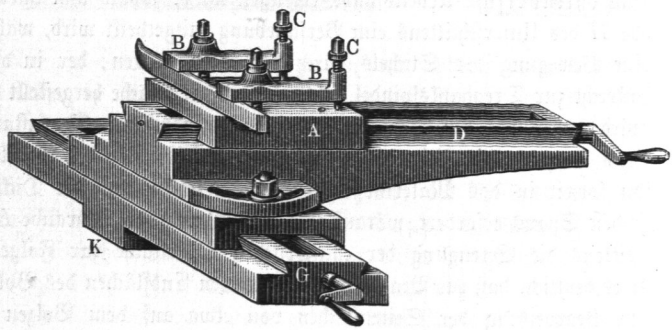
Spitze der zu erzeugenden Kegelfläche iſt. Wenn man in dieſem Falle die Endflächen des Gegenſtandes durch die Bewegung des oberen Schlittens *A* herſtellt, ſo erhält man, wie leicht zu erſehen iſt, nicht ebene Flächen, ſondern ebenfalls kegelförmige Begrenzungen, die auf der Kegelfläche des Umfanges ſenkrecht ſtehen, wie dies durch die Fig. 613 verſinnlicht wird. Um dieſen Uebelſtand zu vermeiden, hat man daher vielfach dem Support eine ſolche Einrichtung gegeben, vermöge deren nicht beide Prismen auf der Grundplatte, ſondern das Oberprisma *D* auf dem unteren *G* drehbar gemacht iſt, wie durch Fig. 614 verdeutlicht wird. Hier ſteht das Unterprisma ſenkrecht zu den Drehbankswangen, und damit es dieſe Lage immer beibehält, iſt es mit dem nach unten hervorragenden Anſatz *K* genau zwiſchen die Wangen des Bettes gepaßt, oder man verſieht die Unterfläche der Grundplatte mit paſſenden Vertiefungen für die Λ förmigen Prismen des Bettes.

Fig. 613.



Wenn mit Hülfe des Supports ein Gegenſtand abgedreht werden ſoll, der eine irgendwie gekrümmte oder geſchweifte Profilform zeigt, ſo kann dies dadurch geſchehen, daß man beide Schlitten durch gleichzeitige Umdrehung

Fig. 614.

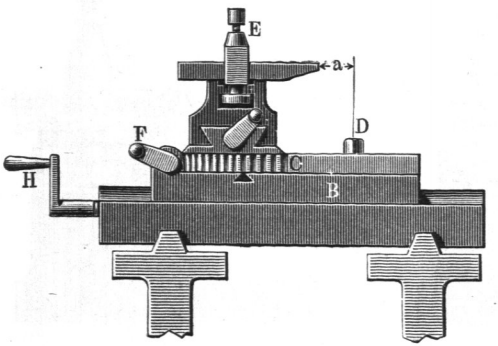


beider Schraubenſpindeln verſchiebt, ſo zwar, daß die Verſchiebungen der beiden Schlitten für jeden Punkt der Profilform den ſenkrechten Coordinaten dieſes Punktes parallel und ſenkrecht zur Axe entſprechend gewählt werden, was auszuführen natürlich eine beſondere Uebung des Drehers erforderlich macht und wodurch meiſtens der Zweck nur mangelhaft erreicht wird. Um auch in ſolchen Fällen die beabſichtigte Form mit Sicherheit zu erzeugen,

hat man wohl dem Support eine ſolche Einrichtung gegeben, daß die Führung des Stichels ſelbſtthätig in der gewünſchten Weiſe zwangläufig bewirkt wird, zu welchem Zwecke man ſich einer feſten Schablone aus Stahl bedient, mit welcher ein an dem oberen Schlitten befindlicher Stift ſtets in Berührung bleibt, während der ganze Support ſelbſtthätig auf den Wangen der Drehbank verſchoben wird. Die Einrichtung dieſer ſogenannten Curvenſupporte, die im Allgemeinen nur ſelten Verwendung finden, wird weiter unten noch näher beſprochen werden.

Durch eine vergleichsweiſe einfache Einrichtung des Supports iſt man im Stande, Kugeln, ſowie überhaupt ſolche Umdrehungskörper auf der Drehbank herzuſtellen, deren Profile durch Kreisbogen begrenzt werden, indem man dazu nur nöthig hat, den Support um eine zur Grundplatte ſenkrechte Axe drehbar zu machen, wie dies aus Fig. 615 erſichtlich iſt. Hier ſtellt *D* einen Bolzen vor, um den der Support im Betrage eines Halbkreiſes dadurch gedreht werden kann, daß eine durch die Handkurbel *F* umgedrehte Schraube ohne Ende in die Schneckenzähne eingreift, die am halbkreisförmigen Umfange der Platte *C* angebracht ſind. Iſt dieſer Drehbolzen *D* ſo geſtellt, daß ſeine Verlängerung durch die Axe der Drehbankſpindel hindurchgeht, was man mittelſt des Querſchiebers *B* durch die Schraube *H* immer leicht erreichen kann und ſteht die Stichelſchneide in der Höhe der Axe, ſo wird dem mit der Drehbankſpindel umlaufenden Arbeitsſtücke die Geſtalt einer Kugel ertheilt, deren Halbmeſſer gleich dem größten Abſtande *a* der Stichelſpitze von der Axe der Drehbank iſt. Stellt man dagegen den Drehpunkt *D* durch den Unterſchlitten aus der Drehbanksmitte heraus, ſo läßt ſich mit Hülfe der Schnecke die Bearbeitung von kreisförmig profilirten Wulſten oder Höhlungen vornehmen, wie ſie beiſpielsweiſe an den bekannten Handrädern zum Stellen von Ventilen u. ſ. w. vorkommen.

Fig. 615.



Man bemerkt den Unterſchied in der Befeſtigung des Stichels mit dem Support in den drei durch die Figuren 612, 614 und 615 dargeſtellten Einrichtungen. Während nach Fig. 612 die Befeſtigung durch den unmittelbaren Druck von zwei Spannſchrauben erfolgt, wird bei dem Support der Fig. 614 der durch die Schrauben ausgeübte Druck vermittelſt der als

ungleicharmige Hebel wirkenden Auflageſtücke B in verſtärktem Maße auf den Stichel übertragen. Die Einrichtung in Fig. 615 endlich zeigt nur eine einzige Druckſchraube s in dem drehbar in den Oberſchlitten eingeſetzten Halter E, welcher mit einem quer hindurchgehenden Schlitze zum Einſtecken des Stichels verſehen iſt. Dieſe letztere Einrichtung findet bei leichteren Drehbänken, für welche dieſe Art der Befeſtigung mittelſt einer Schraube genügt, eine größere Verbreitung wegen der Bequemlichkeit, die ſie bei dem Einbringen des Stichels namentlich deswegen gewährt, weil man in Folge der Drehbarkeit des Halters E dem Stichel rings herum jede beliebige Stellung geben kann.

Von beſonderer Wichtigkeit für die gute Schneidwirkung des Stichels iſt deſſen richtige Höhenlage, die für die gewöhnlichen Fälle meiſt ſo gewählt wird, daß die Schneide in der Höhe der Spindel oder wenig darunter zu

Fig. 616.

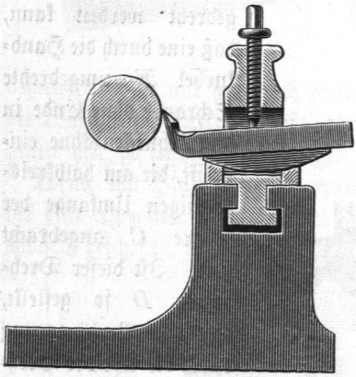
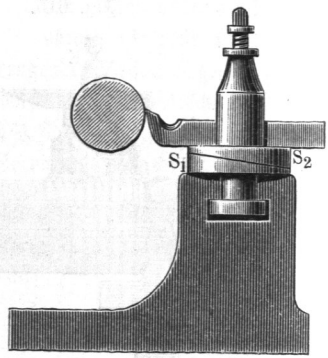


Fig. 617.



ſtehen kommt. Um die gewünſchte Stellung des Stichels mit Bequemlichkeit erreichen zu können, ohne daß man zu dem Hülfsmittel von Unterlegsplatten entſprechender Dicke ſeine Zuflucht zu nehmen nöthig hat, ſind verſchiedene Einrichtungen in Anwendung gebracht, die aber meiſt in der einen oder anderen Hinſicht zu wünſchen übrig laſſen. In Fig. 616 bis 620[1]) ſind einige ſolcher Einrichtungen angegeben, die an ſich leicht verſtändlich ſind.

Die Einrichtung Fig. 616, bei welcher die Höhe der Stichelſchneide durch Verſchiebung der nach einem flachen Cylinderſegment begrenzten Unterlage U erzielt wird, leidet an dem Uebelſtande, daß dadurch die Neigung des Stichels gegen den Horizont geändert wird, womit auch eine Aenderung des Anſtellungswinkels der Schneide verbunden iſt. Derſelbe Einwand gilt auch für die in Fig. 617 dargeſtellte Anordnung von zwei ſchräg abgeſchnittenen

[1]) J. Roſe, Modern Machine-Shop Practice.

Scheiben S_1 und S_2, durch deren Verdrehung gegen einander zwar die Höhenlage der Stichelſchneide verändert wird, wobei aber der Stichel nur in einer beſtimmten Lage horizontal ſteht. Zur Vermeidung dieſes Uebelſtandes iſt in Fig. 618 eine Unterlagsſcheibe S zur Anwendung gebracht, die ringsum mit verſchieden hohen Anſätzen in ſolcher Art verſehen iſt, daß je zwei gegenüberliegende Anſätze dieſelbe Höhe haben, wodurch offenbar eine Höhenverſtellung unter Beibehaltung der horizontalen Lage des Stichels erreichbar iſt, doch geſtattet dieſe Anordnung nur eine ſprungweiſe Veränderung. Die Anordnung, Fig. 619, ermöglicht zwar durch eine Verdrehung der Schraube S in ihrer Mutter M eine beliebige Höhenſtellung, nur erfordert dieſe Einrichtung eine größere freie Höhe, die beſonders bei kleinen Drehbänken nicht immer vorhanden iſt. Bei der durch Fig. 620 gekennzeichneten Einrichtung ſoll die paſſende Höhenlage der Stichelſchneide durch entſprechendes Herausſchieben des ſchräg liegenden Stichels erzielt werden, mit welcher Anordnung wieder der Uebelſtand verbunden iſt, daß der Stichel zur Feſtſtellung in einer größeren Höhe beträchtlich weit herausgeſchoben werden muß, wobei durch die große freie Länge die Standfähigkeit des Stichels weſentlich beeinträchtigt wird.

Fig. 618.

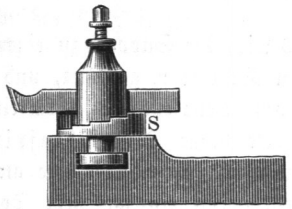


Fig. 620.

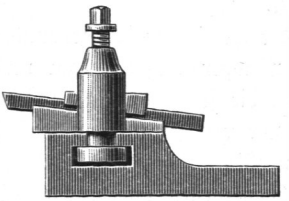
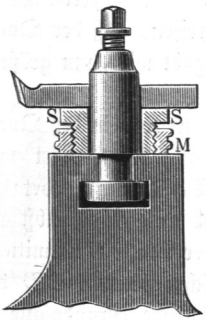


Fig. 619.



Selbstthätige Stichelbewegung. Der bisher beſprochene Support iſt nur für Handbewegung eingerichtet, d. h. die Umdrehung der die Schlitten bewegenden Schraubenſpindeln hat durch die Hand des Drehers zu erfolgen, eine Einrichtung, die bei der Herſtellung kleinerer, namentlich kürzerer Gegenſtände zweckmäßig iſt und viel gefunden wird. Offenbar kann in einer beſtimmten Stellung des Supports eine Verſchiebung des Stichels in der Richtung der Wangen nur von ſolcher Länge bewirkt werden, wie das Längsprisma ſie geſtattet, und man hat daher bei dem Abdrehen längerer Gegenſtände, wie z. B. der Axen und Wellen, den Support wiederholentlich zu verſetzen und das Abdrehen ſtückweiſe vorzunehmen. Dieſer §. 170

Umſtand, verbunden mit dem Wunſche, eine ſelbſtthätige und möglichſt gleichmäßige Verſchiebung des Stichels zu erhalten, iſt die Veranlaſſung geweſen, ſolche Einrichtungen zu treffen, vermöge deren die Verſchiebung des Stichels über die ganze Länge des Bettes hin ſelbſtthätig bewirkt wird. Hauptſächlich ſind es natürlich die längeren Drehbänke, welche man in dieſer Weiſe einrichtet.

Zur Erreichung des genannten Zweckes wird der Support zu einem auf den Wangen der Drehbank verſchieblichen Schlitten geſtaltet, und man erzielt die ſelbſtthätige Verſchiebung auf dem Bette entweder durch eine an den Wangen parallel zu denſelben gelagerte lange Schraubenſpindel, deren Mutter mit dem Support verbunden iſt, oder durch eine an dem Drehbanksgeſtell angebrachte Zahnſtange, in die ein mit dem Support verbundenes Zahngetriebe eingreift. Die letztere Art der Bewegung wird namentlich in Anwendung gebracht zum Abdrehen langer cylindriſcher Gegenſtände, wie Walzen, Transmiſſionswellen u. dergl. m., während man ſich der Anwendung einer Schraubenſpindel, Leitſpindel, bedient, um auf der Drehbank Schraubengewinde zu erzeugen. Bei größeren Drehbänken pflegt man dann auch die Anordnung ſo zu treffen, daß der Querſchieber ebenfalls mit einer ſelbſtthätigen Bewegung begabt wird, um größere ebene Scheiben abzudrehen, Plandrehen.

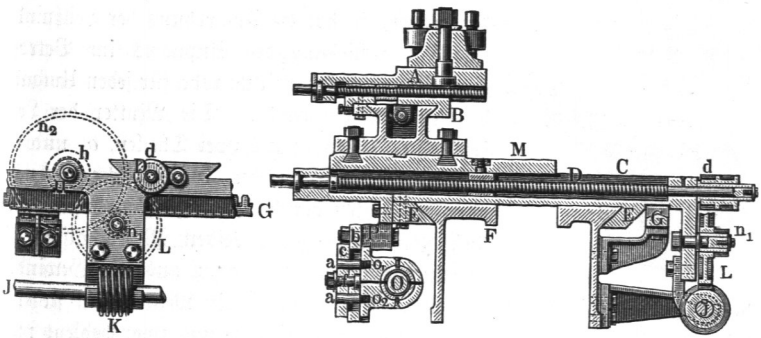
Den Durchſchnitt durch einen ſowohl in der Längen- wie in der Querrichtung ſelbſtthätigen Support zeigt Fig. 621 nach der Bauart von Geſchwindt & Zimmermann[1]) in Carlsruhe. Der Kreuzſupport der gebräuchlichen Anordnung mit den beiden Schlitten *A* und *B* iſt ſelbſt als Schlittenſtück ausgeführt, das auf den Querprismen der Platte *C* vermittelſt der über die ganze Breite des Geſtelles reichenden Schraubenſpindel *D* bewegt werden kann. Dieſe die Querprismen aufnehmende Grundplatte *C* umfängt unterhalb mit den Führungsleiſten *E* die prismatiſchen Wangen des Bettes *F*. Eine derartige Ausführungsform des Supports mit übergreifenden Führungsleiſten iſt hier nöthig, um die feſte Stellung zu gewährleiſten, auch wenn der Stichel ſo weit nach der Seite herausgeſchoben iſt, daß der auf ihn ausgeübte Druck ſeitlich an dem Geſtelle vorbeigeht. Ohne die übergreifenden Leiſten *E* würde in dieſem Falle die Gefahr des Ueberkippens vorliegen, da der Support natürlich nicht, wie der in Fig. 612 dargeſtellte, durch einen Bolzen auf dem Bette befeſtigt werden kann.

Zur Längenbewegung des Supports iſt an dem Bette der ganzen Länge nach eine Zahnſtange *G* befeſtigt, in welche ein auf der Axe *H* befindliches

[1]) Dieſe Figur iſt dem Werke von Hart, Die Werkzeugmaſchinen für den Maſchinenbau entnommen; desgl. die Figuren 622 bis 626.

Zahngetriebe h eingreift, woraus erſichtlich iſt, daß bei einer Umdrehung der Axe H ein Fortwälzen des Rades h entlang der Zahnſtange eintritt, in Folge deſſen der ganze Support die Längsbewegung annimmt. Um dieſem Zahngetriebe h in jeder Stellung die erforderliche Umdrehung zu ertheilen, iſt eine parallel zu den Wangen am Geſtell feſtgelagerte Welle J vorgeſehen, die von der Drehbankſpindel aus durch einen Riemen ihre Bewegung erhält, und die vermöge einer in ihr befindlichen Längsnuth eine Schnecke K umdreht, welche bei der Verſchiebung des Supports von dieſem mitgenommen wird, wobei ein in ihrer Nabe hervorragender Keil oder Zahn in der beſagten Längsnuth der Welle J gleitet. Es iſt hieraus leicht erſichtlich, wie durch die Schnecke K ein mit ihr im Eingriff ſtehendes Schneckenrad L in langſame Umdrehung verſetzt wird, die mit Hülfe der Stirnräder n_1 und n_2 auf die Axe H des in die Zahnſtange eingreifenden Getriebes h übertragen wird. Um eine Bewegung des Supports nach den beiden entgegengeſetzten

Fig. 621.



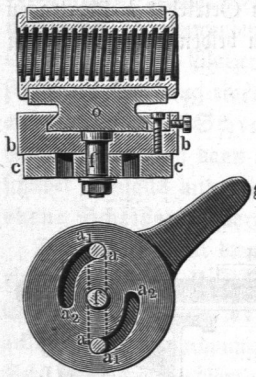
Richtungen zu ermöglichen, iſt die Anordnung der Betriebsübertragung zwiſchen der Drehbankſpindel und der Schneckenwelle J in der noch näher zu beſprechenden Art ſo getroffen, daß eine Umkehr der Bewegung durch Umlegen eines Hebels jederzeit erzielt werden kann.

Um auch die dem Schraubenrade L durch die Schnecke ertheilte Umdrehung zur Verſchiebung des Querſchlittens M behufs des ſelbſtthätigen *Plandrehens* benutzen zu können, iſt folgende Einrichtung getroffen. Das Schraubenrad L greift mit ſeinen Zähnen in das auf der Schraubenſpindel D des Querſchlittens befindliche Zahngetriebe d ein, wodurch dem Querſchlitten die beabſichtigte ſelbſtthätige Verſchiebung mitgetheilt wird. Natürlich darf man dem Support immer nur die eine der gedachten beiden Verſchiebungen mittheilen, und man hat daher die Einrichtung ſo zu treffen, daß jede dieſer Bewegungen für ſich ausgerückt werden kann, ſobald die andere in Thätigkeit genommen werden ſoll. Dies wird bei der vorliegenden Maſchine dadurch

erzielt, daß ſowohl das Zahnrad d auf der Schraubenſpindel D verſchoben werden kann, um nach Belieben in und außer Eingriff mit dem Schraubenrade L gebracht zu werden, wie man auch durch eine Verſchiebung des Rades n_2 auf ſeiner Axe den Eingriff mit dem Zahngetriebe n_1 herſtellen und unterbrechen kann, womit das Ein- oder Ausrücken der Längsbewegung des Supports verbunden iſt.

Man erkennt aus den Figuren, daß die zugehörige Drehbank auch noch mit einer Leitſchraube O verſehen iſt, d. h. einer der ganzen Länge des Bettes nach an derſelben gelagerten ſtarken Schraubenſpindel, die gleichfalls den Zweck einer ſelbſtthätigen Längsſchiebung des Supports hat. Auch dieſe Schraube erhält ihre gleichmäßige Umdrehung von der Drehbankſpindel, aber nicht durch einen Riemen oder eine Schnur, ſondern durch Vermittelung von Zahnrädern, aus den ſpäter näher anzugebenden Gründen. Da die Mutter dieſer Schraube bei P feſt mit dem Support verbunden und an der Drehung verhindert iſt, ſo hat die Umdrehung der Leitſpindel eine Längsſchiebung des Supports im Betrage einer Steigung der Leitſchraube für jeden Umgang der letzteren zur Folge. Die Mutter der Leitſpindel O iſt dabei aus zwei Theilen, o_1 und o_2, gebildet, die ſich an der Geſtellplatte P nach oben und unten verſchieben laſſen, ſo daß in der äußerſten Stellung der beiden Mutterhälften die Gewindegänge derſelben ganz aus den Gewinden der Schraubenſpindel heraustreten. Hierdurch iſt ein Mittel zum ſicheren Ein- und Ausrücken der Leitſpindelbewegung gegeben, und zwar bedient man ſich behufs bequemer Ausführung der gedachten Verſchiebung der durch Fig. 622 erläuterten Einrichtung.

Fig. 622.



Jede Mutterhälfte iſt mit einem cylindriſchen Stahlſtifte a verſehen, der, aus der vorderen Fläche der Mutter wagerecht hervorſtehend, durch einen ſenkrechten Schlitz der Platte b hindurchtritt, die den Muttertheilen zur Führung dient. Zu letzterem Zwecke iſt in dieſer Platte eine ſchwalbenſchwanzförmige, ſenkrechte Nuth angebracht, in der die beiden Muttertheile mit entſprechenden Prismen ſich führen. Die gedachten beiden Stifte a ragen auch noch in die Schlitze einer vor der Platte b befindlichen kreisrunden Scheibe c hinein, die drehbar auf einen in b befeſtigten Bolzen geſteckt iſt. Da die Schlitze in der letztgedachten Scheibe nicht concentriſch zu der Drehaxe f gemacht ſind, ſondern ſpiralförmig verlaufen, ſo daß die Entfernung vom Mittelpunkte bei a_1 größer iſt als bei a_2, ſo ergiebt ſich hieraus, wie die beiden Mutterhälften mittelſt der Stifte a auseinander oder

zuſammengeſchoben werden, ſobald man die Scheibe *c* an ihrer Handhabe *g* um einen beſtimmten Winkel nach links oder rechts verdreht. Hierdurch iſt es alſo möglich, die durch die Leitſpindel erzeugte Verſchiebung des Supports jederzeit zu unterbrechen und wieder herzuſtellen.

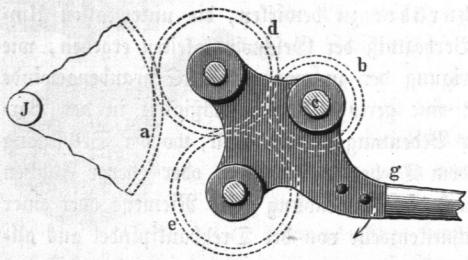
Die ſelbſtthätige Verſchiebung des Stichels mittelſt der Zahnſtange gebraucht man, um dem Stichel die zum ununterbrochenen Arbeiten erforderliche Verſetzung um die Breite des Spans zu ertheilen, während man ſich der Leitſpindel, wie ſchon bemerkt, bedient, um auf der Drehbank *Schraubengewinde* herzuſtellen. Da eine brauchbare Schraube an allen Punkten möglichſt genau dieſelbe Steigung oder Ganghöhe der Gewinde haben muß, ſo erkennt man, daß die Verſchiebung des Stichels dabei *niemals durch einen Riemen oder eine Schnur* vermittelt werden darf, indem dieſe Organe in der Regel einem mehr oder minder ſtarken Gleiten ausgeſetzt ſind, womit natürlich Ungleichmäßigkeiten der Längsverſchiebung verbunden ſind. Ebenſo würde ſich die Verwendung von *Reibungskuppelungen* oder *Reibungsrädern* hierbei aus demſelben Grunde verbieten. Man hat daher die Bewegungsübertragung zwiſchen der Drehbankſpindel und der Leitſpindel immer durch *Zahnräder* zu bewirken, die unter allen Umſtänden ein unveränderliches Verhältniß der Geſchwindigkeiten ergeben, wie es für eine gleichmäßige Steigung der zu erzeugenden Schraubengewinde erforderlich iſt. Dagegen hat eine geringe Ungleichmäßigkeit in der Verſchiebung des Stichels weniger Bedeutung für den Fall, wo der Selbſtgang nur zur Spanverſetzung bei dem Drehen cylindriſcher oder ebener Flächen dienen ſoll, weshalb hierfür auch die Verwendung eines Riemens oder einer Schnur zur Bewegung der Schneckenwelle von der Drehbankſpindel aus allgemein im Gebrauch iſt.

In dem letztgedachten Falle des Abdrehens cylindriſcher oder ebener Flächen kann ferner die Vorrückung des Stichels ebenſowohl nach der einen wie auch nach der anderen Richtung erfolgen, und es iſt vielfach gebräuchlich, mehrere auf einander folgende Schnitte nach entgegengeſetzten Richtungen zu erzeugen, um das ſonſt erforderliche leere Zurückführen des Stichels nach der Ausgangsſtelle des vorher beendeten Schnittes zu umgehen, woraus die Nothwendigkeit der Bewegungsumkehr für die Schneckenwelle ſich ergiebt. Anders liegt dagegen die Sache bei dem Gewindeſchneiden. Offenbar muß hierbei die Fortrückung des Stichels bei allen auf einander folgenden Schnitten, deren zur Vollendung des Gewindes meiſt eine beträchtliche Anzahl nöthig ſind, *ſtets nach derſelben Richtung* erfolgen, da die vom Stichel aus dem Arbeitsſtücke ausgehobene Schraubenfurche bei der einen Fortrückungsrichtung eine rechtsgängige, bei der entgegengeſetzten Fortrückung eine linksgängige Schraube bildet. Man hat daher bei dem Gewindeſchneiden nach jedem vollendeten Schnitte den Stichel leer, d. h. in zurück-

gezogener Stellung nach dem Anfangspunkte des Schnittes zurückzuführen, bevor mit einem neuen Schnitte begonnen werden kann. Dies erreicht man vielfach durch entgegengeſetzte Umdrehung der Drehbank, zu welchem Ende die über derſelben angebrachte Deckenvorgelegswelle zwei Paare Riemſcheiben erhält, von denen das eine für einen offenen, das andere für einen gekreuzten Riemen dient. Dabei iſt es denn meiſt gebräuchlich, den leeren Rückgang ſchneller vorzunehmen, als den Vorwärtsgang bei der eigentlichen Schneidwirkung, was man durch verſchieden große Durchmeſſer der Scheiben für die beiden Betriebsriemen des Deckenvorgeleges in der bekannten Art erreicht. Hiernach erklären ſich nun die zur Uebertragung der Bewegung von der Drehbankſpindel auf die Schneckenwelle einerſeits und die Leitſpindel andererſeits angewendeten Getriebe wie folgt.

In Fig. 623 iſt J die Schneckenwelle, wie ſie nach Fig. 621 zur Verſchiebung des Supports mittelſt der Zahnſtange angewendet wird. Auf dieſer Welle iſt ein Zahnrad a befeſtigt, das ſeine Umdrehung von dem kleineren Zahnrade b auf der Hülfsaxe c erhalten kann, und zwar in zweifacher Weiſe. Es wird nämlich die Drehung von b entweder durch die Vermittelung des Zwiſchenrades d auf a übertragen, in welchem durch die Figur dargeſtellten Falle die Schneckenwelle J ſich nach derſelben Richtung umdreht, wie die Hülfsaxe c; oder die Bewegungsübertragung erfolgt durch die Vermittelung der beiden Zwiſchenräder d und e, wobei wegen des dreimaligen Zahneingriffes die Welle J entgegengeſetzt derjenigen c umgeht. Um dieſe letztgedachte Uebertragung von c auf d und von d auf e und weiter auf a zu erzielen, ſind die beiden Zwiſchenräder d und e in dem um c drehbaren Hebel g gelagert, woraus folgt, daß eine geringe Drehung dieſes Hebels im Sinne des Pfeiles das Rad e mit a in Eingriff bringt, während die beiden Räder d und a außer Eingriff kommen. Die Hülfsaxe c erhält ihre Umdrehung von der darüber befindlichen, in der Figur nicht weiter angegebenen Drehbankſpindel mit Hülfe eines Riemens, und zwar bedient man ſich dabei meiſt zweier Stufenſcheiben, einer auf c und der Gegenſcheibe auf der Drehbankſpindel, um je nach Erforderniß eine langſamere oder ſchnellere Verſchiebung des Supports zu erreichen. Da die Axe c bei der gedachten Schwenkung des Hebels g ihren Ort nicht verändert, ſo behält dabei der Riemen ſeine Spannung unverändert bei. Da

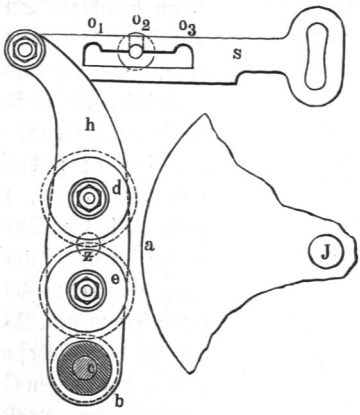
Fig. 623.



die Bewegung der Schneckenwelle von der Drehbankſpindel abgeleitet wird, ſo ergiebt ſich, daß für ein beſtimmtes Verhältniß der Riemſcheiben die Verſchiebung des Stichels bei jeder Umdrehung des Arbeitsſtückes denſelben Betrag hat. Man bedarf daher der Stufenſcheiben, um bei dickeren Gegenſtänden einen ſtärkeren Span abzutrennen, als bei dünneren Arbeitsſtücken.

Eine von der vorgedachten etwas verſchiedene Anordnung der Bewegungsübertragung von der Drehbankſpindel auf die Schneckenwelle zeigt Fig. 624.

Fig. 624.

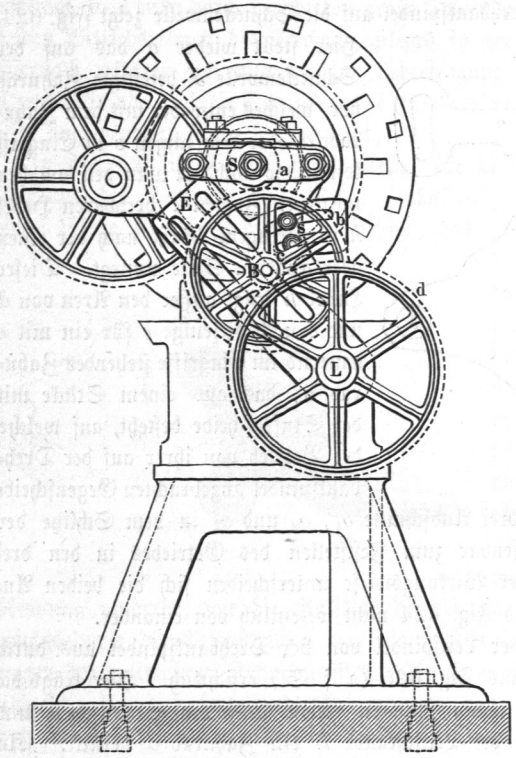


Hier ſtellt wieder a das auf der Schneckenwelle J befeſtigte Zahnrad vor, welches entweder mit dem Zahnrade d oder demjenigen e in Eingriff kommt, je nachdem man den um den mittleren Zapfen z drehbaren Hebel h in geringem Maße nach der einen oder anderen Seite umlegt. Dieſer Hebel h trägt außer den Axen von d und e noch diejenige c für ein mit e dauernd im Eingriffe ſtehendes Zahnrad b, das aus einem Stücke mit der Stufenſcheibe beſteht, auf welche der Betrieb von ihrer auf der Drehbankſpindel angebrachten Gegenſcheibe übertragen wird. Die drei Ausſchnitte o_1, o_2 und o_3 in dem Schlitze der Zugſtange s dienen offenbar zum Feſtſtellen des Getriebes in den drei Hauptſtellungen. In der Wirkungsweiſe unterſcheiden ſich die beiden Anordnungen Fig. 623 und Fig. 624 nicht weſentlich von einander.

Wie die Bewegung der Leitſpindel von der Drehbankſpindel aus durch Zahnräder erfolgt, iſt aus Fig. 625 (a. f. S.) erſichtlich. Hier trägt die Drehbankſpindel S auf ihrem hinteren freien Ende ein Stirnrad a und ebenſo iſt auf das Ende der Leitſchraube L ein Zahnrad d geſteckt. Ein zwiſchen S und L befindlicher Bolzen B dient als Drehaxe für zwei Zahnräder b und c, von denen b in a und c in d eingreift, ſo daß die ganze Anordnung auf die eines doppelten Vorgeleges hinauskommt. Um das Umſetzungsverhältniß zwiſchen S und L nach Bedarf ändern zu können, wie es die Ganghöhe der zu erzeugenden Schraube erforderlich macht, iſt die Einrichtung ſo getroffen, daß man die vier Zahnräder a, b, c und d aus einer Anzahl vorhandener Räder beliebig auswählen kann, welche ſämmtlich eine übereinſtimmende Theilung haben, ſo daß je zwei dieſer Räder mit einander in Eingriff gebracht werden können, wie dies in Th. III, 1 bei Beſprechung der Satzräder näher angegeben worden iſt.

Damit man die zur Bewegungsübertragung ausgewählten Räder jederzeit in der für einen richtigen Zahneingriff erforderlichen Entfernung von einander anbringen kann, iſt die Anordnung ſo getroffen, daß der Bolzen B für die beiden Räder b und c an beliebiger Stelle feſtgeſtellt werden kann, indem man den zu ſeiner Aufnahme dienenden Bügel E um die Leitſpindel L drehbar macht, und außerdem mit zwei Schlitzen verſieht, in deren einem der Bolzen B an beliebiger Stelle feſtgeſchraubt werden kann. Es iſt daraus erſichtlich, wie es hierbei immer möglich iſt, den richtigen Zahneingriff zu erzielen, wie groß auch die Durchmeſſer der zur Anwendung kommenden Zahnräder ſein mögen. Man hat zu dem Ende nur nöthig, den Bolzen C in einer Entfernung gleich $c + d$ von L feſtzuſtellen, wenn c und d die Halbmeſſer der beiden gleich bezeichneten Zahnräder ſind, worauf man dem Bügel E durch die Drehung um Leitſchraube L eine ſolche Stellung geben kann, daß die Räder a und b in richtigem Eingriffe ſtehen. Die Schrauben s dienen dann zur Feſtſtellung des Bügels in der ihm mitgetheilten Lage.

Fig. 625.



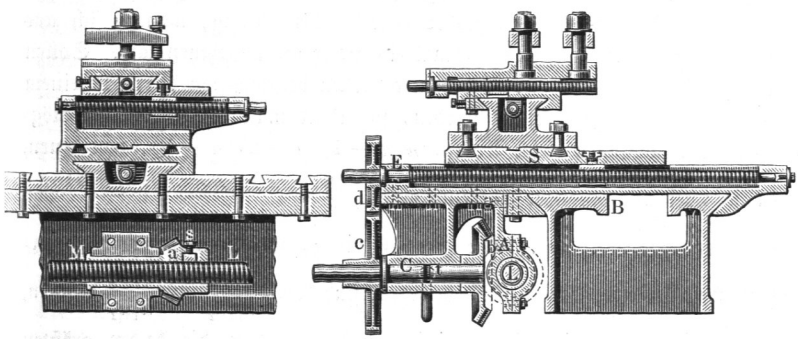
Wie man die Auswahl der Wechſelräder aus dem vorhandenen Satz derſelben zu treffen habe, wird im folgenden Paragraphen noch näher beſprochen.

Nicht jede Drehbank mit Selbſtgang hat, wie dies vorſtehend angenommen wurde, außer der Leitſpindel noch eine beſondere Vorrichtung zum Transport des Supports mittelſt einer Zahnſtange; vielmehr findet man vielfach nur die Leitſpindel vorhanden, insbeſondere iſt dies bei den mittelgroßen Drehbänken der Fall. Man bedient ſich alsdann der Leitſpindel

nicht nur zum Gewindeſchneiden, ſondern auch zum ſelbthätigen Vorrücken des Stichels bei dem Abdrehen cylindriſcher oder ebener Arbeitsflächen, indem man die Einrichtung dann ſo trifft, daß die Bewegungsübertragung von der Drehbankſpindel auf die Leitſchraube ebenſo wohl durch Wechſelräder wie auch durch einen Riemen oder eine Schnur geſchehen kann. Um in dem letzteren Falle auch eine ſelbſtthätige Vorſchiebung des Stichels quer zur Drehbanksaxe bei dem Plandrehen zu ermöglichen, kann man ſich der durch Fig. 626 dargeſtellten Einrichtung bedienen.

Hierin iſt L die Leitſpindel, deren Mutter mit dem auf dem Drehbanksbette B verſchieblichen Support S verbunden iſt. Dieſe Mutter M iſt in dem Lagerarme A drehbar gelagert, und wie aus der Figur zu erſehen iſt, zu einem Kegelrädchen a ausgebildet, das mit dem paſſenden Kegelrade b auf einer kleinen Hülfsaxe C im Eingriff ſteht. Durch eine Stellſchraube s kann aber die Mutter M ſo feſt mit der Leitſpindel verbunden werden, daß ſie

Fig. 626.



an der Umdrehung dieſer theilnehmen muß, während eine andere Stellſchraube t dazu dienen kann, die gedachte Hülfsaxe C in ihrem Lager undrehbar feſt zu ſtellen. Hieraus geht hervor, daß wenn die letztere Schraube t feſt angezogen wird, dadurch nicht allein die Hülfsaxe C mit dem Kegelrade b, ſondern wegen der Kegelradzähne auch die Mutter M an der Drehung verhindert wird. Wenn daher in dieſem Falle die Stellſchraube s gelöſt iſt, ſo muß eine Umdrehung der Leitſpindel die entſprechende Verſchiebung des Supports auf den Wangen der Drehbank zur Folge haben, wie ſie bei dem Gewindeſchneiden und bei dem Langdrehen erforderlich iſt. Setzt man dagegen umgekehrt voraus, daß die Stellſchraube t gelöſt und diejenige s feſt angezogen ſei, wobei ſie zur Schonung der Gewindegänge von L auf dieſelben nicht unmittelbar, ſondern vermittelſt eines Zwiſchenſtückes drückt, ſo wird die Mutter M nunmehr an der Drehung der Leitſpindel theilnehmen, und es erfolgt durch die Vermittelung der Kegelräder a

und b auch eine Umdrehung der Hülfsaxe C. Wie die letztgedachte Umdrehung von C dazu verwendet wird, um durch die Stirnräder c und d der Schraubenſpindel E des Querſchlittens die zu deſſen Verſchiebung erforderliche Umdrehung mitzutheilen, iſt aus der Figur ſelbſt erſichtlich.

§. 171. **Wechselräder.** Bei der Verwendung der Drehbank zum Gewindeſchneiden mittelſt der Leitſpindel iſt es von beſonderer Wichtigkeit, aus den vorhandenen Verſatz- oder Wechſelrädern die gerade dienlichen auszuwählen. Wie bereits in Th. III, 1 an der betreffenden Stelle angeführt wurde, iſt die Zahl der möglichen Zuſammenſtellungen von je vier Rädern ſchon bei einer nur mäßigen Anzahl vorhandener Wechſelräder eine ſehr große, wie hier in Kürze wiederholt werden möge.

Geſetzt, man habe im Ganzen n verſchieden große Wechſelräder, von denen irgend zwei zur Bildung eines Vorgeleges mit einander in Eingriff gebracht werden können, ſo läßt ſich ein ſolches Vorgelege offenbar $n(n-1)$ mal bilden. Sind zwei dieſer Räder zu dem Zwecke herausgegriffen, ſo gilt für die verbleibenden $n-2$ Räder dieſelbe Betrachtung, wonach ſich aus denſelben noch $(n-2)(n-3)$ mal ein Paar herausnehmen läßt. Sollen alſo für die Drehbank vier Räder in der oben beſprochenen Weiſe zu einem doppelten Vorgelege vereinigt werden, ſo erhält man die Anzahl der möglichen Vereinigungen dieſer Art zu $n(n-1)(n-2)(n-3)$, von denen, da je zwei mit einander übereinſtimmen, $\frac{n(n-1)(n-2)(n-3)}{2}$ von einander verſchieden ſind. Die Grenzen, innerhalb deren ſich die ſo zu erhaltenden Umſetzungsverhältniſſe bewegen, ſind durch $\frac{a_1 a_2}{b_1 b_2}$ und $\frac{b_1 b_2}{a_1 a_2}$ gegeben, wenn a_1 und a_2 die beiden kleinſten und b_1 und b_2 die beiden größten Zähnezahlen vorſtellen.

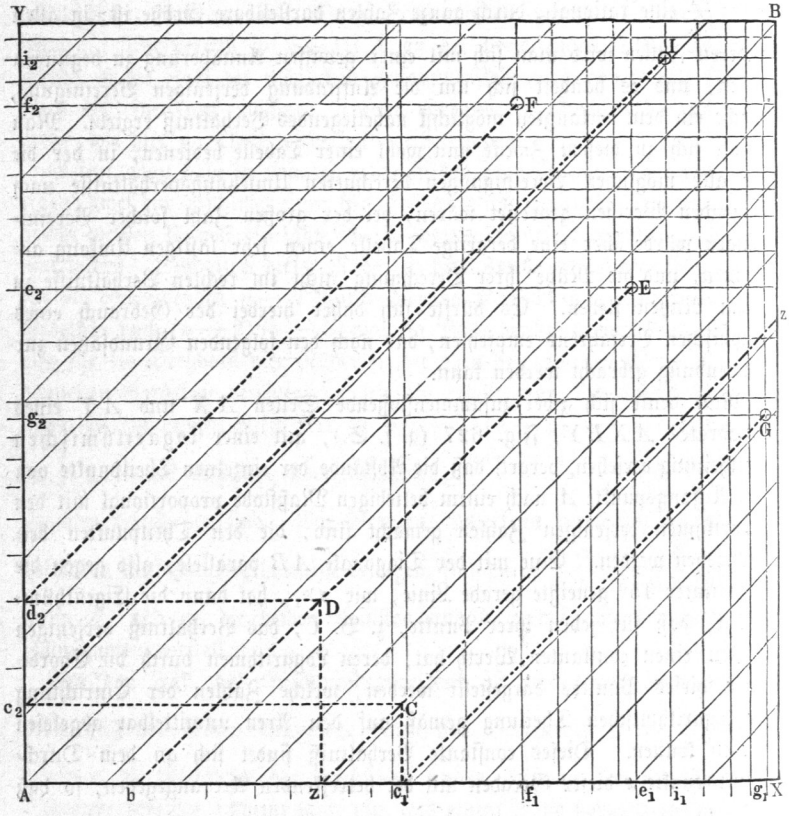
Für den Fall des Geſchwindeſchneidens iſt das Geſammtumſetzungsverhältniß der beiden Vorgelege durch das Verhältniß $z = \frac{s_1}{s_2}$ gegeben, worin s_1 die Ganghöhe der Leitſpindel und s_2 diejenige der herzuſtellenden Schraube bedeutet. Wenn man nun aus einem Satze vorhandener Wechſelräder in einem beſtimmten Falle diejenigen vier auswählen ſoll, die in ihrer Vereinigung das Umſetzungsverhältniß z ergeben, ſo iſt dieſe Aufgabe wegen der großen Zahl der möglichen Vereinigungen in der Regel weitläufig und zeitraubend, denn es beſtimmt ſich beiſpielsweiſe für 20 Verſatzräder dieſe Zahl nach dem Vorſtehenden zu $\frac{20.19.18.17}{2} = 58140$. Man verfährt meiſtens in der Art, daß man zunächſt zwei Räder a und b für ein Vorgelege nach Gutdünken auswählt, und mit deren Verhältniß

$z_1 = \frac{a_1}{b_1}$ in das geforderte Umſetzungsverhältniß z dividirt, worauf man zwei andere Räder a_2 und b_2 ſo zu beſtimmen trachtet, daß deren Verhältniß möglichſt nahe gleich dem gefundenen Quotienten $\frac{z}{z_1} = z_2$ iſt. Auf eine vollkommen genaue Löſung der Aufgabe wird man natürlich nur in ſolchen Fällen rechnen dürfen, wo das geforderte Umſetzungsverhältniß $z = \frac{s_1}{s_2}$ eine rationale, durch ganze Zahlen darſtellbare Größe iſt; in allen anderen Fällen wird man ſich mit einer gewiſſen Annäherung zu begnügen haben, und es handelt ſich um die Auffindung derjenigen Vereinigung, welche ein dem verlangten möglichſt naheliegendes Verhältniß ergiebt. Man könnte ſich zu dieſem Zwecke nun wohl einer Tabelle bedienen, in der die für alle möglichen Vereinigungen berechneten Umſetzungsverhältniſſe nach ſteigenden Werthen geordnet wären, bei der großen Zahl ſolcher Vereinigungen würde aber eine derartige Tabelle einen ſehr läſtigen Umfang annehmen, und die Mühe ihrer Berechnung nicht im rechten Verhältniſſe zu ihrem Nutzen ſtehen. Es dürfte ſich daher hierbei der Gebrauch eines graphiſchen Verfahrens empfehlen, das nach den folgenden Grundſätzen zur Anwendung gebracht werden kann.

Man denke ſich zwei zuſammenſtoßende Seiten AX und AY eines Quadrates $AXBY$, Fig. 627 (a. f. S.), mit einer logarithmiſchen Eintheilung verſehen, derart, daß die Abſtände der einzelnen Theilpunkte von dem Anfangspunkte A nach einem beliebigen Maßſtabe proportional mit den Logarithmen derjenigen Zahlen gemacht ſind, die den Theilpunkten beigeſchrieben werden. Eine mit der Diagonale AB parallele, alſo gegen die Axen unter 45^0 geneigte gerade Linie, wie zz_1, hat dann die Eigenthümlichkeit, daß für jeden ihrer Punkte, z. B. C, das Verhältniß derjenigen Zahlen einen conſtanten Werth hat, deren Logarithmen durch die Coordinaten dieſes Punktes dargeſtellt werden, welche Zahlen der Einrichtung der logarithmiſchen Theilung gemäß auf den Axen unmittelbar abgeleſen werden können. Dieſes conſtante Verhältniß findet ſich an dem Durchſchnittspunkte z dieſer Geraden mit der betreffenden Axe angegeben, ſo daß $z = \frac{c_1}{c_2}$ iſt, wenn mit den Buchſtaben z, c_1 und c_2 die bei dieſen Buchſtaben ſtehenden Zahlen bezeichnet werden, deren Logarithmen durch die Abſtände Az, Ac_1, Ac_2 .... dieſer Punkte von A gemeſſen werden. Jede ſolche unter 45^0 gegen die Axen geneigte gerade Linie entſpricht alſo einem ganz beſtimmten, an ihrem Axenpunkte abzuleſenden Umſetzungsverhältniſſe, wie es je zwei ſolchen Rädern zukommt, deren Zähnezahlen mit den Werthen übereinſtimmen, die ſich an den Projectionen irgend eines Punktes dieſer geraden Linie auf die Axen eingeſchrieben finden.

Denkt man ſich nun irgend ein Verhältniß $z = \frac{s_1}{s_2}$ gegeben, deſſen Werth in der Figur bei z abgeleſen werde, indem $Az = log\, z$ iſt, ſo erkennt man zunächſt, daß für irgend zwei diagonale Linien, wie bE und d_2F, deren mit AX paralleler Abſtand gleich Az iſt, die Summe der beiden Ab-

Fig. 627.



ſchnitte Ab und Ad_2 auf den Axen denſelben Werth wie Az hat, denn es iſt $Az = Ab + bz = Ab + zD = Ab + Ad_2$. Demgemäß hat man den Eigenſchaften der Logarithmen zufolge $b.d_2 = z$, wenn wieder b und d_2 die den Geraden bE und d_2F zugehörigen Umſetzungsverhältniſſe bedeuten, und unter z das verlangte Umſetzungsverhältniß $\frac{s_1}{s_2}$ verſtanden wird, dem die Diagonale zz_1 zugehört.

In gleicher Art hat man auch für die beiden Diagonalen $c_1 G$ und $c_2 I$, welche durch die Projectionen c_1 und c_2 eines beliebigen Punktes c der Geraden $z z_1$ gehen, die Beziehung $A c_1 - A c_2 = A z$, woraus man folgert, daß $z = \frac{c_1}{c_2} = c_1 \cdot \frac{1}{c_2}$ iſt.

Will man nun die betreffende Tafel, Fig. 627, benutzen, um für ein beſtimmtes Verhältniß $z = \frac{s_1}{s_2}$ die geeignetſten Zahnräder auszuwählen, ſo zeichnet man zunächſt durch alle diejenigen Punkte auf jeder der Axen $A X$ und $A Y$, welche den Zähnezahlen der vorhandenen Verſatzräder entſprechen, die zu dieſer Axe ſenkrechten geraden Linien, wodurch man ein Netz von rechtwinkelig ſich kreuzenden Linien erhält, in welchem jeder nicht gerade auf der mittleren Diagonale $A B$ liegende Durchſchnittspunkt, wie z. B. E, der Verbindung von zwei verſchiedenen Zahnrädern entſpricht, deren Zähnezahlen durch die Fußpunkte e_1 und e_2 ſeiner Coordinaten angegeben werden. Zur Erleichterung wird man ſich auch noch einer Schaar von ſchrägen Linien bedienen, welche über die ganze Fläche des Quadrates parallel zu deſſen Diagonale $A B$ gelegt ſind, und von einander nur einen geringen Abſtand von 1 bis 2 mm haben mögen. Nimmt man nun vorläufig nach Gutdünken irgend zwei Räder, z. B. e_1 und e_2, für das eine Räderpaar an, durch die der Punkt E feſtgelegt wird, und denkt man durch den letzteren die ſchräge Linie $E b$, welche von der in z ſenkrecht zu $A X$ gezogenen Geraden in D getroffen wird, ſo hat man nur von dem letzteren Durchſchnittspunkte D parallel mit $A X$ bis zur anderen Axe $A Y$ zu ziehen, wodurch man auf dieſer Axe den Punkt d_2 erhält. Verfolgt man die durch dieſen Punkt d_2 gehende ſchräge Linie, und findet, daß dieſelbe durch einen Schnittpunkt der gedachten, ſich rechtwinkelig kreuzenden Netzlinien genau hindurch geht, wie z. B. in F angedeutet iſt, ſo erhält man in den Fußpunkten f_1 und f_2 von deſſen Coordinaten die Zähnezahlen für das andere Räderpaar, ſo daß man das geſuchte Verhältniß $z = b \cdot d_2$ durch $\frac{e_1}{e_2} \cdot \frac{f_2}{f_1}$ erhält.

Hätte man das Verhältniß des willkürlich anzunehmenden Räderpaares größer als z, etwa gleich c_1 gewählt, indem man Räder mit g_1 und g_2 Zähnen für das eine Vorgelege vorausſetzte, wodurch der Punkt G feſtgelegt wird, ſo hätte man von c_1 ſenkrecht aufwärts bis zum Schnitt C mit der ſchrägen Linie $z z_1$ des geforderten Verhältniſſes z zu gehen, und von da zur Axe $A Y$ herüber zu dem Punkte c_2. Die durch dieſen letzteren Punkt hindurchgehende ſchräge Linie liefert dann in einem Durchſchnitte der rechtwinkelig ſich kreuzenden Netzlinien wie I die betreffenden Räder mit i_1 und i_2 Zähnen, aus denen man das zweite Räderpaar zuſammenzuſetzen hat. Für dieſen

Fall erhält man das gesuchte Verhältniß $z = \frac{c_1}{c_2}$ durch $\frac{g_1}{g_2} \cdot \frac{i_1}{i_2}$ ausgedrückt, so daß das zweite Vorgelege aus den Zahnrädern mit i_1 und mit i_2 Zähnen zu bilden ist.

Hierbei ist immer vorausgesetzt worden, daß die benutzte schräge Linie genau durch einen Schnittpunkt der rechtwinkelig sich kreuzenden hindurchgehe; wenn dies nicht der Fall ist, wenn vielmehr ein so benutzter Schnittpunkt wie I um eine geringe Größe außerhalb der benutzten durch c_2 gehenden schrägen Linie liegt, so erhält man durch die Verwendung der betreffenden Räder i_1 und i_2 eine Umsetzung, die nicht genau gleich der verlangten ist, sondern sich von derselben um so mehr unterscheidet, je weiter der Kreuzungspunkt I von der schrägen Linie entfernt ist. Man wird daher in solchem Falle von mehreren zur Auswahl in Betracht kommenden Kreuzungspunkten denjenigen zu wählen haben, welcher der betreffenden schrägen Linie am nächsten liegt. Erzielt man auf solche Weise nicht die genügende Genauigkeit, so kann man dasselbe Verfahren leicht wiederholen, indem man jetzt ein anderes Räderpaar für das eine Vorgelege willkürlich annimmt. Bei der großen Anzahl der möglichen Vereinigungen von je zwei Rädern, die mit der Anzahl der Schnittpunkte der sich rechtwinkelig kreuzenden Linien übereinstimmt, wird man in jedem Falle die gestellte Aufgabe mit einer ausreichenden Annäherung lösen können.

Die mit einer solchen Bestimmung verbundene Genauigkeit hängt, wie bei allen graphischen Ermittelungen, von der Größe der Zeichnung ab, so daß es sich empfehlen wird, für dieselbe einen nicht zu kleinen Maßstab zu Grunde zu legen. Für den Fall aber auch, daß die erzielbare Genauigkeit nicht ausreicht und die numerische Rechnung daher nicht zu entbehren ist, kann man sich des hier angegebenen graphischen Hülfsmittels doch vortheilhaft bedienen, um schnell eine Auswahl unter den vielen möglichen Rädervereinigungen zu treffen und dadurch die numerische Berechnung auf ein geringes Maß zu beschränken.

§. 172. **Revolversupport.** Diese Bezeichnung führt eine Einrichtung des Supports, durch welche die Drehbank besonders geeignet wird, zur Massenerzeugung gewisser Gegenstände zu dienen, die in großer Anzahl herzustellen sind, und von denen man eine genaue Uebereinstimmung in Bezug auf die Form und die Abmessungen fordert. Solche Gegenstände sind z. B. Stifte, Unterlegscheiben, Schraubenmuttern, sowie namentlich die kleineren Befestigungsschrauben, die für gewisse Zweige der Metallverarbeitung, z. B. für die Waffenfabrikation und den Bau von Nähmaschinen vielfach gebraucht werden. Wollte man diese Gegenstände durch Handarbeit herstellen, so würde hiermit ein erheblicher Zeitverlust verbunden sein, und zwar nicht nur wegen

des häufigen Aus- und Einſpannens der verſchiedenen dabei in Gebrauch kommenden Stichel, Bohrer und ſonſtigen Werkzeuge, ſondern hauptſächlich auch deswegen, weil dieſe Art der Darſtellung ein häufiges Meſſen der Arbeitsſtücke erforderlich machen würde. Hiermit ſteht ein anderer gewichtiger Uebelſtand in Verbindung, der die Genauigkeit der auszuführenden Arbeit betrifft, denn es iſt erſichtlich, daß es bei der Herſtellung durch Handarbeit nicht gelingen kann, eine große Anzahl von Gegenſtänden ſo genau übereinſtimmend anzufertigen, wie dies für den vorliegenden Zweck nöthig iſt. Man kann im Gegentheil erfahrungsgemäß behaupten, daß unter vielen, durch Handarbeit hergeſtellten gleichartigen Gegenſtänden kaum jemals zwei vollſtändig übereinſtimmen.

Um dieſen Uebelſtänden zu begegnen und eine ſchnelle und genaue Ausführung der betreffenden Gegenſtände auf der Drehbank zu ermöglichen, hat man den Support mit einem Stichelhauſe ausgerüſtet, das zur gleichzeitigen Aufnahme einer größeren Anzahl von verſchiedenen Sticheln oder anderen Werkzeugen eingerichtet iſt. Dieſem Stichelhauſe giebt man eine ſolche Beweglichkeit, daß man nach einander dieſe verſchiedenen Werkzeuge einzeln zur Wirkung bringen kann, und um dies zu erreichen, iſt die Einrichtung getroffen, daß man mittelſt eines einfachen Handgriffes den jedesmaligen Wechſel des Werkzeuges erzielen kann. Dieſe einzelnen Stichel oder Werkzeuge müſſen dabei eine ſolche Form und Stellung erhalten, daß durch ihre einander folgenden Wirkungen dem Arbeitsſtücke die Geſtalt des herzuſtellenden Gegenſtandes ertheilt wird. Es iſt erſichtlich, daß vermöge einer ſolchen Anordnung die Herſtellung ſchnell erfolgen kann, indem ſowohl das Aus- und Einſpannen, wie das zeitraubende Meſſen wegfällt, und daß eine vollſtändige Uebereinſtimmung aller einzelnen Gegenſtände wenigſtens ſo lange zu erreichen iſt, als die einzelnen Werkzeuge nicht durch die Abnutzung ihrer Schneiden ihre Form und Stellung verändert haben. Um den gedachten Zweck zu erreichen, führt man das Stichelhaus in der Regel in Form eines um ſeine Axe drehbaren Cylinders oder ſcheibenförmigen Körpers aus, welcher die einzelnen Werkzeuge concentriſch zu dieſer Axe und in gleichen Abſtänden von einander enthält. In Folge hiervon iſt es zur Auswechſelung eines Werkzeuges durch das nächſtfolgende nur nöthig, dieſes Stichelhaus um den $n$ten Theil einer ganzen Umdrehung zu drehen, wenn n die Zahl der darin vorhandenen Werkzeuge iſt; eine Zahl, die gewöhnlich zu ſechs oder acht angenommen wird. Wegen dieſer Anordnung hat die betrachtete Einrichtung den Namen Revolverſupport erhalten.

Die Einrichtung eines ſolchen Supports geht aus Fig. 628 (a. f. S.) hervor. Das cylindriſche Stichelhaus A iſt mit ſechs Oeffnungen zur Aufnahme von ebenſo vielen Werkzeugen verſehen, die über den Umfang von A hervorragend, durch die Druckſchrauben a feſtgeſtellt werden können. Dieſes

Stichelhaus iſt in dem Schieber *B* befeſtigt, der in prismatiſchen Führungen auf der Unterplatte des Supports nach der Längsrichtung verſchoben werden kann, welche Richtung mit derjenigen der Drehbankswangen übereinſtimmt. Die Verſchiebung wird mittelſt des Handhebels *C* erzielt, indem deſſen Axe den Zahnſector *D* trägt, deſſen Zähne in eine an der feſten Unterplatte des Supports angebrachte Zahnſtange *E* eingreifen, ſo daß eine Hin- und Herſchwingung dieſes Hebels eine Verſchiebung des Schlittens und des Stichelhauſes bewirkt. Erfolgt dieſe Verſchiebung durch Umdrehung des Hebels im

Fig. 628 I.

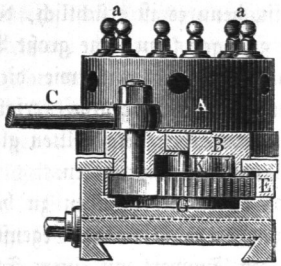


Fig. 628 II.

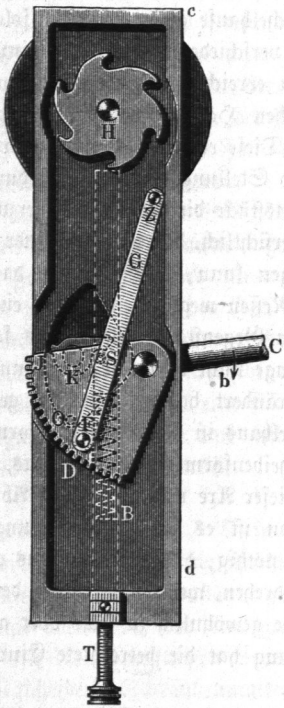
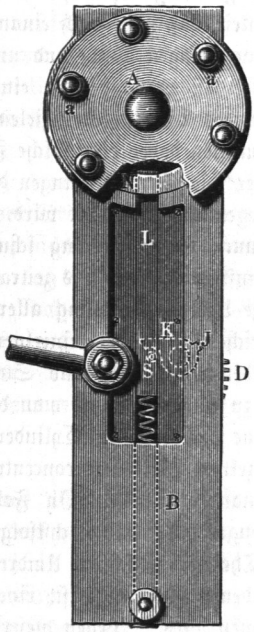


Fig. 628 III.



Sinne des Pfeiles *b* in der Richtung von *c* nach *d*, ſo wird nicht nur das vorher zur Wirkung gekommene Werkzeug von dem Arbeitsſtück zurückgezogen, ſondern gleichzeitig eine Umdrehung des Stichelhauſes um den ſechsten Theil

des Umfanges hervorgerufen. Dies geſchieht dadurch, daß die an dem Sector D bei F drehbar angeſchloſſene Schubſtange G mit einem an ihrem anderen Ende angebrachten Zapfen Z in eine Lücke des ſechszähnigen Rades H tritt, wodurch dieſem Rade die erforderliche Umdrehung um 60^0 ertheilt wird, durch die der nächſtfolgende Stichel an die Stelle des vorhergehenden tritt. Es iſt ſelbſtverſtändlich erforderlich, das Stichelhaus in jeder ihm gegebenen Stellung ganz unwandelbar feſtzuſtellen, damit keine unbeabſichtigte Verſtellung des Werkzeuges eintreten kann, wie ſie in Folge der Einwirkung auf das Arbeitsſtück hervorgerufen werden würde. Zum Zwecke dieſer Feſtſtellung dient der Riegel L, der ſeiner Länge nach verſchieblich, mit ſeinem Ende in einen Einſchnitt am Umfange der Scheibe N eintritt, die mit dem Stichelhauſe feſt verbunden iſt. Hierdurch wird dieſer Scheibe und damit dem Stichelhauſe jede Verdrehung verwehrt, und es iſt klar, daß für die ſechs Stellungen des Stichelhauſes die Scheibe N in gleichmäßiger Vertheilung ringsum mit derſelben Anzahl von Einſchnitten verſehen ſein muß. Auch erkennt man, wie vor der jedesmaligen Drehung des Stichelhauſes durch die Schubſtange G ein Zurückziehen des Riegels L aus dem Einſchnitte der Scheibe N erfolgt, indem zu dieſem Zwecke der mit dem Sector verbundene Stift O gegen den Arm J des kleinen Doppelhebels K trifft, wodurch dieſer in eine Schwingung verſetzt wird, ſo daß der andere Arm dieſes Hebels den Riegel L an einem hervorragenden Stifte S erfaßt und aus der Scheibe N herauszieht. Eine gegen das Ende des Riegels L drückende Schraubenfeder preßt ihn, ſobald der Zapfen O den Hebel K frei gegeben hat, gegen den Umfang der Scheibe N, ſo daß er in den nächſten Einſchnitt einſpringt und die Scheibe feſtſtellt. Wird nunmehr der Schlitten durch Umlegung des Hebels C nach der entgegengeſetzten Seite in der Richtung von d nach c zurückbewegt, ſo tritt das betreffende Werkzeug gegen das Arbeitsſtück und kommt dort ſo lange zur Wirkung, bis durch die darauf folgende Zurückführung des Schlittens B der folgende Wechſel in derſelben Weiſe wiederholt wird. Die einzelnen Werkzeuge müſſen natürlich ſo geformt und geſtellt ſein, daß ſie in ihrer Geſammtwirkung die beabſichtigte Geſtalt des Arbeitsſtückes erzeugen.

Die Stellſchraube T dient bei der Vorführung des Werkzeuges gegen das Arbeitsſtück zur Begrenzung der Bewegung, indem dieſe Schraube gegen einen Anſchlag der feſten Unterplatte trifft, auf welcher der Schlitten B ſich bewegt. Dieſer Anſchlag gewährt daher die Sicherheit dafür, daß die ſämmtlichen Werkzeuge nur bis zu einem ganz beſtimmten Punkte gegen das Arbeitsſtück geſchoben werden können, und man hat hiernach die einzelnen Werkzeuge ſo auszurichten, daß ſie in dieſer Endſtellung dem Arbeitsſtücke genau die beabſichtigte Form mittheilen. Dieſe Anordnung einer einzigen Anſchlagſchraube für alle Stellungen des Stichelhauſes erſcheint aus dem

Grunde nicht zweckmäßig, weil dabei die genaue Einſtellung der Werkzeuge erſchwert wird, indem eine Veränderung in der Stellung eines einzigen Werkzeuges, wie ſie etwa bei deſſen Nachſchleifen eintreten kann, auch eine dem entſprechende Veränderung in der Stellung aller anderen Werkzeuge bedingt, was immer zeitraubend und mühſam iſt. Aus dieſem Grunde müſſen ſolche Einrichtungen vortheilhafter erſcheinen, bei denen für jede Stellung des Stichelhauſes ein beſonderer leicht verſtellbarer Anſchlagſtift vorhanden iſt, weil dabei die Veränderung in der Stellung eines Werkzeuges nur eine Regulirung der zugehörigen Anſchlagſchraube erforderlich macht, während in der Stellung der übrigen Werkzeuge eine Veränderung nicht vorgenommen werden muß.

Man hat dem Revolverſupport noch mancherlei andere Einrichtungen gegeben, insbeſondere ſo, daß die Axe des Stichelhauſes nicht vertical, ſondern horizontal und parallel zur Drehbanksaxe angeordnet iſt. Hierbei geſchieht die Hin- und Herſchiebung des das Stichelhaus tragenden Schiebers dann nicht nach der Längsrichtung, ſondern quer zur Drehbank. In Betreff dieſer und anderer Einrichtungen mag auf die unten angezeigten Stellen[1]) verwieſen werden.

Eine häufige Anwendung findet der Revolverſupport, wie ſchon bemerkt, zur Herſtellung von Schrauben und deren Muttern, und zwar werden dieſe Theile in der Regel aus längeren Stäben gefertigt, welche durch die zu dem Ende hohl gearbeitete Drehbanksſpindel hindurch zugeführt werden. Dabei iſt die Spindel an ihrem vorderen Ende mit einem *Futter* verſehen, das den zugeführten Stab während der Bearbeitung zangenförmig feſthält, um, nachdem ein Gegenſtand durch die Wirkung aller Werkzeuge vollendet und abgeſchnitten iſt, einem Oeffnen unterworfen zu werden, worauf der Stab ſelbſtthätig um die zur Erzeugung eines zweiten Gegenſtandes erforderliche Länge vorgeſchoben wird.

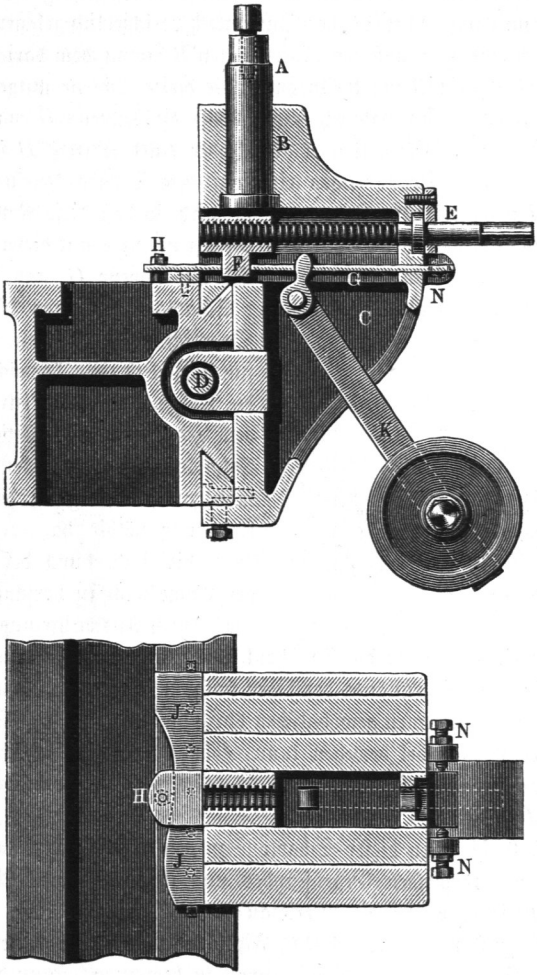
§. 173. **Curvensupport.** Wenn die abzudrehenden Gegenſtände geſchweifte oder curvenförmige Profile haben, ſo kann die Bearbeitung auf der Drehbank mit Hülfe des Supports in der Art geſchehen, daß von der Hand beide Schlitten bewegt werden, ſo zwar, daß das Verhältniß der beiden zu einander ſenkrechten Verſchiebungen ſich nach der Form des zu erzeugenden Profils richtet. Um in dieſer Weiſe eine einigermaßen glatte Fläche zu erzielen, iſt jedoch eine bedeutende Gewandtheit des Arbeiters nöthig, und man kann zur beſſeren und ſchnelleren Herſtellung ſolcher Flächen ſich beſonderer Einrichtungen bedienen, durch deren Anbringung der Support zur ſelbſtthätigen Bearbeitung der beſagten Gegenſtände befähigt wird.

---

[1]) D. R.-P. Nr. 3765, 17298, 31305, 35760.

Einen ſolchen ſogenannten Curvenſupport zeigt Fig. 629[1]). Hier iſt der zur Aufnahme des Stichels dienende Halter *A* in einem Schlittenſtücke *B* befindlich, das quer zur Länge der Drehbank auf der oberen Fläche

Fig. 629 I u. II.

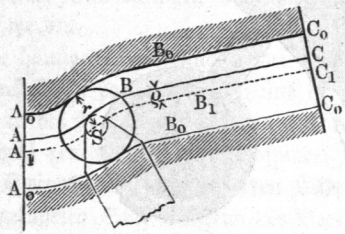


des conſolartigen Langſchlittens *C* verſchieblich iſt. Die Figur läßt erkennen, wie dieſer Längsſchlitten die an der Seite des Drehbanksbettes angebrachten Prismenführungen umfängt und mittelſt der Leitſpindel *D* längs

[1]) Aus Hart, Werkzeugmaſchinen.

der Wangen bewegt wird. Der Querſchlitten B kann durch die Schraubenſpindel E in der gewöhnlichen Art der Quere nach verſtellt werden, ſobald man die Mutter F dieſer Schraube unwandelbar feſt mit dem Längsſchlitten C verbindet, was jedoch beim Curvendrehen nicht geſchieht. Dieſe Mutter F tritt mit einem hervorſtehenden Anſatze in eine paſſende Oeffnung der Schiene G ein, die in dem Längsſchlitten C der Quere nach verſchieblich gelagert iſt. Vermöge dieſer Anordnung muß der Querſchlitten B ſammt dem darin befeſtigten Stichel an der Verſchiebung theilnehmen, die dieſer Schiene mitgetheilt wird. Das letztere wird einfach dadurch erzielt, daß die Schiene G mittelſt einer an ihrem Ende befindlichen kleinen Rolle oder eines Stiftes H fortwährend mit einem gewiſſen Drucke gegen eine auf dem Drehbanksgeſtell befeſtigte Schablone J von geeigneter Form gepreßt wird, ſo daß dieſe Rolle bei einer Längsbewegung des ganzen Supports genöthigt iſt, ſtets mit dieſer Schablone in Berührung zu bleiben. Hierdurch wird die Schiene G und damit auch der Stichel in der durch die Form dieſer Schablone bedingten Weiſe in der Querrichtung verſchoben. Es iſt erſichtlich, daß der Gewichtshebel K die Aufgabe hat, die Leitrolle H mit dem gedachten Drucke ſtetig gegen die Schablone J anzudrücken, und daß man zur Bethätigung der Vorrichtung nur nöthig hat, den Support durch die Umdrehung der Leitſpindel der Länge nach zu verſchieben. Daß man durch Auswechſelung der Schablone J mit einer anderen die Drehbank zur ſelbſtthätigen Herſtellung verſchieden geſtalteter Gegenſtände befähigen kann, iſt ebenſo klar, wie daß man den Querſchlitten wie einen gewöhnlichen durch die Umdrehung der Schraube E mittelſt einer Handkurbel bewegen kann, ſobald man die Schiene G durch die Druckſchrauben N feſt mit dem Längsſchlitten C verbindet und die Schablone J beſeitigt.

Fig. 630.

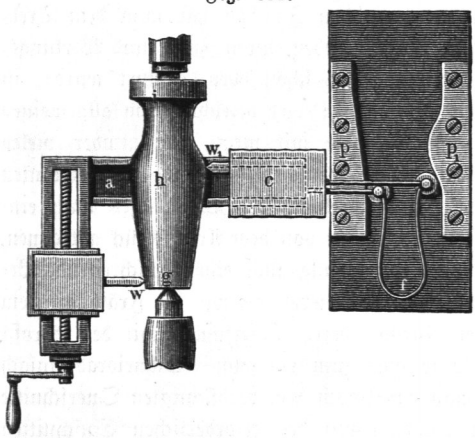


Die Geſtalt, die man dieſer Schablone zu geben hat, richtet ſich nach der Form des zu erzeugenden Gegenſtandes und iſt in folgender Art zu beſtimmen. Geſetzt, es ſei die Meridian- oder Erzeugungslinie des herzuſtellenden Gegenſtandes durch $A\,B\,C$, Fig. 630, gegeben, ſo hätte man auch die führende Schablone nach dieſer Curve zu begrenzen, wenn die Stichelſchneide in einen Punkt oder in eine ſcharfe Spitze ausliefe, und wenn gleichzeitig die Leitrolle einen unendlich kleinen Halbmeſſer hätte. Dieſe Bedingungen ſind in der Wirklichkeit nicht erfüllt, es wird vielmehr die Schneide des Stichels immer eine gewiſſe Breite haben, ebenſo wie der Leitrolle ein beſtimmter Halbmeſſer gegeben wird. Geſetzt, die Stichelſchneide S

werde als ein kleiner Kreisbogen von dem Halbmeſſer ϱ angeſehen, ſo muß die Mitte dieſes Kreisbogens in einer Curve $A_1 B_1 C_1$ geführt werden, die überall einen normalen Abſtand gleich ϱ von der zu erzeugenden Profillinie ABC hat. In dieſer zu ABC äquidiſtanten Curve $A_1 B_1 C_1$ muß dann aber auch der Mittelpunkt der Führungsrolle bewegt werden, ſo daß man die Begrenzung für die Schablone in einer der Curven $A_0 B_0 C_0$ erhält, die zu der Linie $A_1 B_1 C_1$ im Abſtande gleich dem Halbmeſſer r der Führungsrolle äquidiſtant ſind.

Man wendet derartige Curvenſupports an, um gewiſſe häufig vorkommende geſchweifte Gegenſtände, wie z. B. die Griffe von Handkurbeln, auf der Drehbank herzuſtellen. Auch hat man ſolche Einrichtungen zum Abdrehen der Radkränze von Eiſenbahnwagenrädern vorgeſchlagen. Bei einer von Jachmann[1]) angegebenen Anordnung ſollen gleichzeitig zwei Stichel an diametral entgegengeſetzten Stellen des Arbeitsſtückes zum Angriffe kommen, zu welchem Zwecke zwei beſondere Querſchieber angeordnet ſind, von denen jeder durch eine beſondere Schablone die zugehörige Bewegung empfängt. In Fig. 631 iſt eine Skizze der hierzu dienenden Einrichtung gegeben, aus welcher man in w und w_1 die beiden Stichel erkennt, deren Schieber durch a und c dargeſtellt ſind. Die beiden mit dieſen Schiebern verbundenen Leitrollen werden durch die Feder f fortwährend gegen die beiden Schablonen p und p_1 gepreßt, von denen p zur Führung des Stichels w dient, der das Stück gh des Gegenſtandes abzudrehen hat, während die andere Schablone p_1 dem Theile hi des Arbeitsſtückes entſprechend die Führung des Stichels w_1 zu übernehmen hat.

Fig. 631.



Wenn man die zur Führung des Stichels dienende Schablone geradlinig begrenzt, ſo kann man ſich derſelben dazu bedienen, um coniſche Gegenſtände zu erzeugen, ſobald man die gerade Führungsſchiene unter demjenigen Winkel gegen die Längsrichtung der Drehbank auf deren Geſtell befeſtigt, welchen

[1]) D. R.-P. Nr. 44646.

die Seite der herzuſtellenden Kegelfläche mit der Axe bildet. Eine ſolche Einrichtung findet man an der unten angegebenen Stelle [1]).

Während die vorſtehend angeführten Einrichtungen die geeignete Bewegung des Stichels mit Hülfe von Führungslinealen oder Schablonen bewirken, hat man für einzelne Gegenſtände auch ſolche Anordnungen vorgeſchlagen, welche die erforderliche Bewegung des Querſchlittens durch geeignete Kurbelgetriebe oder Hebelverbindungen erzielen laſſen. Insbeſondere iſt man mehrfach beſtrebt geweſen, das Abdrehen der Riemſcheiben nach dem allgemein gebräuchlichen gewölbten oder bauchigen Profile durch ſelbſtthätige Supporteinrichtungen in dieſer Art zu ermöglichen, in welcher Hinſicht auf die unten angegebenen Stellen [2]) verwieſen werden mag.

§. 174. **Hinterdrehen.** Zur Herſtellung der nach §. 146 vielfach zur Bearbeitung von Metall und Holz gebräuchlichen Fräſen hat man dem Drehbanksupport eine beſtimmte Einrichtung gegeben, deren Zweck und Wirkungsart aus Folgendem erſichtlich wird. Wie ſchon oben anführt wurde, iſt eine Fräſe, die man auch wohl als Schneidrad bezeichnet, im allgemeinen ein Umdrehungskörper, der am Umfange mit mehr oder minder vielen Einſchnitten verſehen iſt, durch welche ebenſo viele ſcharfe Schneidkanten entſtehen. Dieſe kommen bei der Umdrehung des Werkzeuges nach einander zur Wirkung, indem ſie feine Späne von dem Arbeitsſtück abtrennen, ſobald man der Fräſe neben ihrer Umdrehung auch eine fortſchreitende Bewegung gegen das Arbeitsſtück ertheilt. Hierbei erzeugt die Fräſe an dem Gegenſtande eine Rinne oder Furche, deren Querſchnitt mit dem Profil der Fräſe übereinſtimmt. Wollte man nun ein ſolches Schneidrad einfach in der Weiſe herſtellen, daß man einen nach dem beabſichtigten Querſchnitte profilirten Umdrehungskörper ringsum mit den erforderlichen Einſchnitten verſähe, wie dies durch Fig. 632 verſinnlicht iſt, ſo würde die Schneidwirkung eine mangelhafte ſein. Es würde ſich nämlich jeder Zahn mit ſeiner ganzen Oberfläche *a b c d* gegen das Arbeitsſtück in derjenigen Fläche anlegen, die durch die vorausgehende Schneidkante *a d* hergeſtellt worden iſt, und es würde hierbei nicht nur eine erhebliche Reibung hervorgerufen, ſondern auch der Vorſchub der Fräſe gegen das Arbeitsſtück beträchtlich erſchwert werden. Dieſe mangelhafte, von den Arbeitern wohl als Würgen bezeichnete Wirkung ſucht man dadurch zu umgehen, daß man den Zähnen eine ſpiralförmig verlaufende Form, Fig. 633, giebt, ſo daß ihre Oberfläche überall um einen kleinen Winkel nach innen von der Umdrehungsfläche abweicht, die von der ſchneidenden Kante *a d* bei ihrer Umdrehung beſchrieben

[1]) J. Roſe, Modern Machine Shop Practice. Part 4.
[2]) Dingler, Bd. 43, S. 141. D. R.-P. Nr. 48777 und 48778.

wird. Es iſt erſichtlich, daß dieſer Winkel mit dem in §. 148 als Anſtellungswinkel der Stichel bezeichneten übereinſtimmt, und daß in Folge der gedachten Anordnung das ſogenannte freie Schneiden jedes Zahnes erzielt wird, bei dem nicht nur die gedachte Reibung an der Hinterfläche fortfällt, ſondern auch die Vorſchiebebewegung der Fräſe gegen das Arbeitsſtück leicht zu bewirken iſt. Solche Zähne nennt man hinterdrehte, und es handelt ſich hier um die Beſprechung der zu dieſem Hinterdrehen erforderlichen Einrichtung des Supports.

Es kann hier zunächſt bemerkt werden, daß die Form der für die hintere Begrenzung der Zähne anzuwendenden Linie ab nicht willkürlich iſt, indem man von einer guten Fräſe fordern muß, daß ſie die ihr gegebene Profilform, wie ſie der Schneidkante ad zugehört, auch unverändert beibehalte, ſobald man durch Schärfen der ſtumpf gewordenen Fräſe die Schneidkante von ad nach rückwärts, etwa nach $a_1 d_1$, verlegt. Es iſt leicht zu erkennen, daß dieſer Bedingung entſprochen wird, ſobald die Begrenzung der Zähne ſo gewählt wird, daß die den einzelnen Punkten der Schneidkante zugehörigen Linien wie ab, dc durch archimediſche Spiralen dargeſtellt werden, für welche ſämmtlich der Zuwachs des Halbmeſſers für einen beſtimmten Winkel von derſelben Größe iſt, die alſo übereinſtimmend durch die Gleichung $r = a\,\omega$ dargeſtellt werden, worin a conſtant und r der Halbmeſſer an einer Stelle iſt, die von dem Anfangspunkte um den Winkel ω entfernt iſt. Die verſchiedenen, den einzelnen Punkten zugehörigen Spiralen unterſcheiden ſich danach nur durch die Lage des Anfangspunktes, oder, was daſſelbe ſagt, durch einen conſtanten Betrag des Winkels ω. Hieraus geht hervor, daß irgend zwei dieſer Spiralen an allen Stellen denſelben radialen Abſtand von einander haben, und es wird daher die oben ausgeſprochene Bedingung eines überall gleichen Schnittprofils erfüllt, ſobald die Schneidkante überall radial geſchliffen wird.

Fig. 632.

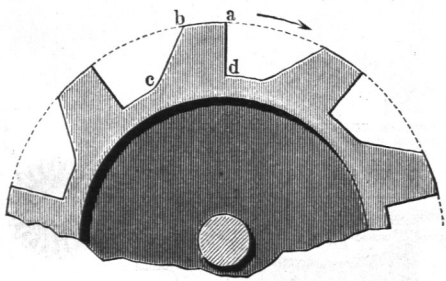
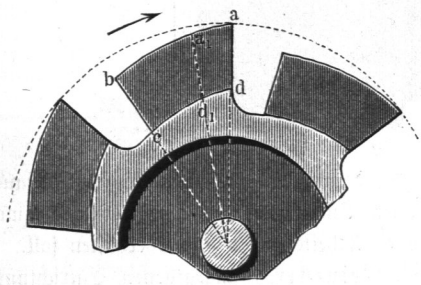
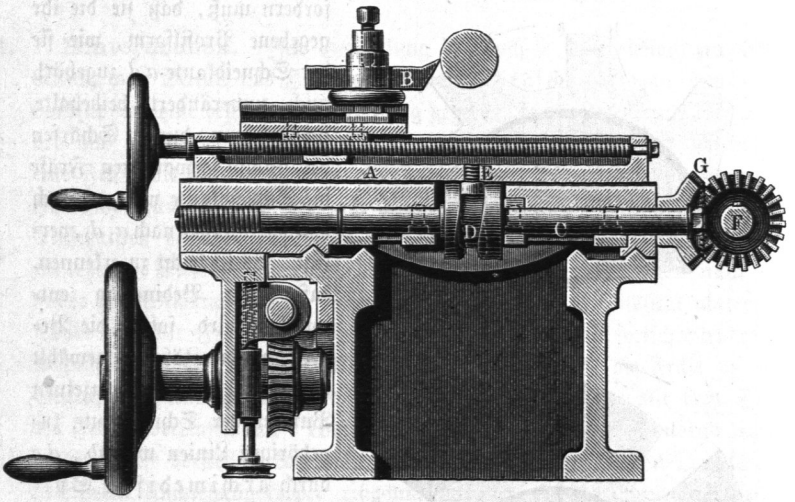


Fig. 633.



In Fig. 634 iſt die Einrichtung des Supports angegeben, wie ſie von E. Schieß zum Hinterdrehen angewandt wird. Dabei wird der Querſchieber *A*, der den Stichel *B* trägt, von der darunter befindlichen Axe *C* aus in die geeignete hin- und zurückgehend Bewegung vermittelſt des Curvencylinders *D* verſetzt, in deſſen Curvennuthe ein von dem Schieber *A* hervorragender Stift *E* eingreift. Die Axe *C* wird von einer an dem Drehbanksbett parallel zu den Wangen gelagerten Welle *F* durch die Kegelräder *G* umgedreht, während die Welle *F* ſelbſt von der Spindel durch geeignete Zahnräder bewegt wird. Da die Curve in *D* ſo angeordnet iſt, daß bei einer ganzen Umdrehung der Axe *C* der Stichel einmal der Axe der

Fig. 634.



Drehbankſpindel genähert und wieder davon entfernt wird, ſo folgt daraus, daß die Axe *C* ſich bei einer vollen Umdrehung des Arbeitsſtückes *z* mal drehen muß, wenn das zu erzeugende Arbeitsſtück *z* Zähne erhalten ſoll.

Bei einer anderen, von J. E. Reinecker[1]) angegebenen Einrichtung, Fig. 635, erfolgt die abwechſelnde Hin- und Herbewegung des Querſchlittens *A* von der ſenkrechten Axe *B* aus, die auf ihrem oberen Ende eine Daumenſcheibe *C* trägt, gegen deren Umfang ein mit dem Querſchieber verbundener Stift *D* durch Federn *F* ſtetig mit beſtimmter Kraft angepreßt wird, ſo daß der Schieber die von der Form dieſes Daumens abhängige Bewegung annehmen muß. Die rotirende Bewegung empfängt die Axe *B* mittelſt coniſcher Räder ebenfalls von einer Längswelle *E* aus, die von der Drehbankſpindel durch geeignete Zahnräder umgedreht wird.

[1]) D. R.-P. Nr. 23373.

Die letztgedachte Einrichtung von Reinecker gewährt auch die Möglichkeit, das Hinterdrehen der Zähne in einer zur Axe der Drehbankſpindel

Fig. 635.

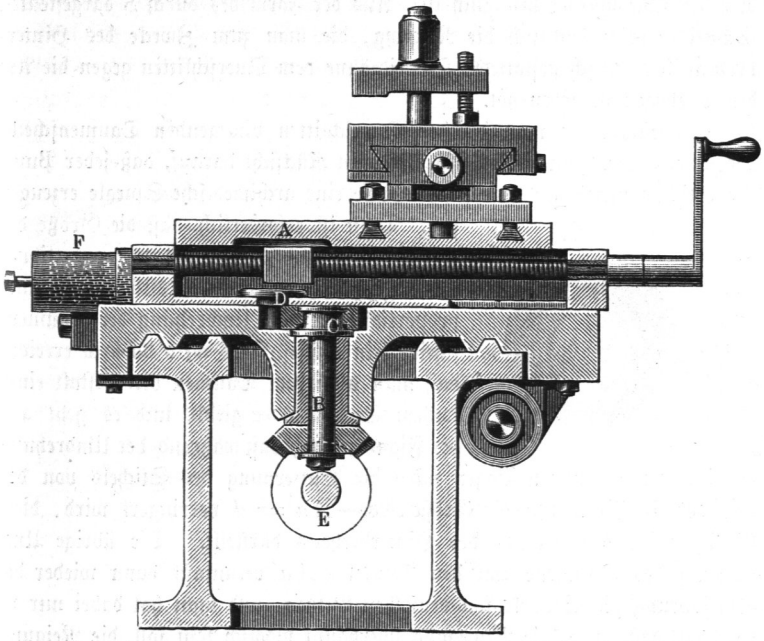
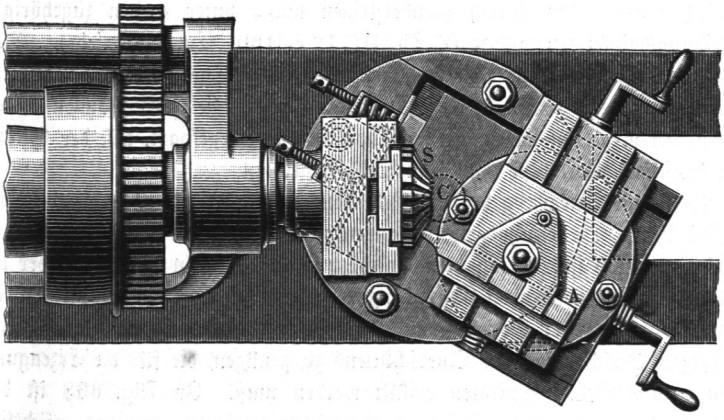


Fig. 636.

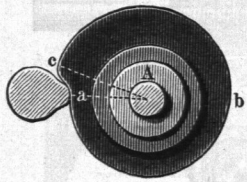


ſchrägen Richtung vorzunehmen, ſobald man die Führungsbahn des Querſchlittens und dieſen ſelbſt ſo einrichtet, daß er um die Axe *B* entſprechend

verdreht werden kann. Aus Fig. 636[1]) (a. v. S.), welche für dieſen Fall die obere Anſicht eines ſolchen Supports darſtellt, iſt dies erſichtlich, es bedeutet hierin C die den Querſchieber A bewegende Daumenſcheibe, um deren Axe der Querſchieber beweglich iſt. Aus der Form des durch S dargeſtellten Schneidrades ergiebt ſich die Neigung, die man zum Zwecke des Hinterdrehens der coniſch geſtalteten Schneidzähne dem Querſchlitten gegen die Axe der Drehbank zu geben hat.

Die Geſtalt, die man der den Querſchlitten bewegenden Daumenſcheibe geben muß, beſtimmt ſich in Fig. 637 mit Rückſicht darauf, daß jeder Punkt der Stichelſchneide auf dem Arbeitsſtücke eine archimediſche Spirale erzeugen ſoll. Dazu iſt erforderlich, daß die Größe der Verſchiebung des Querſchlittens proportional mit der Umdrehung des Arbeitsſtückes, alſo auch proportional mit der Umdrehung der Daumenſcheibe ſein muß. Dies wird dadurch erreicht, daß man auch dem Daumen die Geſtalt einer ſolchen Spirale abc giebt, und es geht aus der Figur hervor, daß während der Umdrehung des Daumens um den Bogen abc die Entfernung des Stichels von der Axe der Drehbank um die Größe $Ac - Aa = d$ verringert wird, dieſe Größe daher den Betrag des Hinterdrehens darſtellt. Die übrige Umdrehung des Daumens um den Winkel cAa veranlaßt dann wieder die Rückführung des Stichels um denſelben Betrag, und man hat dabei nur zu beachten, daß, wenn die Bewegung überhaupt möglich ſein ſoll, die Neigung der Daumencurve in irgend einem Punkte derſelben gegen den Radius dieſes Punktes den Werth ϱ überſteigen muß, unter ϱ den zugehörigen Reibungswinkel verſtanden (ſ. Th. III, 1, §. 160, Curvengetriebe). Das Arbeitsſtück, an welchem die dem zurückführenden Theile ca der Daumencurve entſprechende Stelle den Einſchnitt zwiſchen je zwei Zähnen bildet, iſt in der Regel an dieſen Stellen ſchon ſo weit ausgeſpart, daß der Stichel an denſelben überhaupt nicht zum Schnitt gelangt.

Fig. 637.



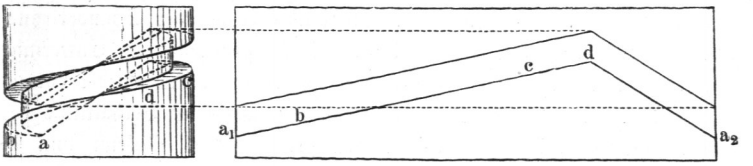
Wenn zur Bewegung des Querſchlittens, wie in Fig. 634 angegeben, ein cylindriſches Curvenſchubgetriebe angewendet werden ſoll, ſo hat man, wie leicht erſichtlich iſt, der in dem Cylinder anzuordnenden Curve auf der die Vorſchiebung bewirkenden Erſtreckung die Form eines Schraubenganges von überall gleicher Steigung zu geben, um der Bedingung einer gleichmäßigen Verſchiebung des Querſchlittens zu genügen, die für die Erzeugung von archimediſchen Spiralen erfüllt werden muß. In Fig. 638 iſt der Mantel des betreffenden Cylinders abgewickelt gezeichnet, woraus erſichtlich

[1]) D. R.-P. Nr. 54070.

iſt, daß der Theil $a_1 b c d$ dem Vorſchube des Stichels entſpricht, während die Strecke $d a_2$ der Rückführung dient. Auch hier muß die Führungscurve von der Verſchiebungsrichtung des Schlittens überall um einen größeren als den Reibungswinkel abweichen.

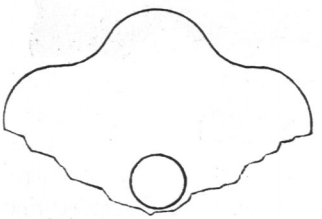
Aus den vorſtehenden Bemerkungen ergiebt ſich auch, warum man ſich zum Hinterdrehen der Werkzeuge einer ſolchen Vorrichtung nicht bedienen

Fig. 638.



kann, in welcher der Schieber des Supports durch ein Kurbelgetriebe oder ein Kreisexcenter hin und her bewegt wird. Eine ſolche Vorrichtung würde eine Form des Arbeitsſtückes etwa wie Fig. 639 zur Folge haben, welcher nicht wie der archimediſchen Spirale die Eigenſchaft anhaftet, daß das Profil bei dem Nachſchleifen unverändert bleibt.

Fig. 639.

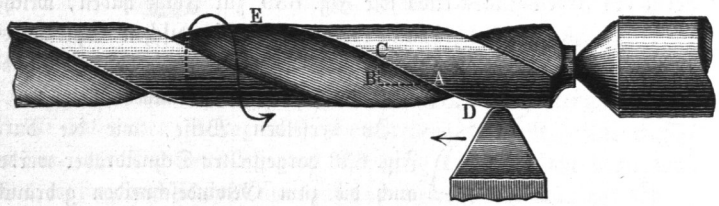


In derſelben Weiſe, wie die durch Fig. 633 dargeſtellten Schneidräder werden auch die zum Gewindeſchneiden gebräuchlichen *Gewindebohrer* dargeſtellt, das ſind ſtählerne, mit Schraubengewinden verſehene Bolzen, die mit Längsnuthen verſehen ſind, um dadurch die zum Ausſchneiden von Muttergewinden erforderlichen Schneidkanten zu erzielen (ſ. weiter unten). Hierbei muß natürlich der das Hinterdrehen der Gewindegänge erzeugende Stichel während einer Umdrehung des Arbeitsſtückes um die Steigung der betreffenden Schraube nach der Längsrichtung der Drehbank verſchoben werden, was man mittelſt der Leitſpindel und zugehöriger Zahnräder in der in §. 171 beſchriebenen Art erreicht.

Wenn die durch Hinterdrehen zu erzeugenden Werkzeuge nicht mit axial gerichteten, ſondern mit gegen die Axe geneigten oder gewundenen Furchen verſehen ſind, wie dies z. B. bei den bekannten ſchraubenförmigen *Lochbohrern*, Fig. 640 (a. f. S.), der Fall iſt, ſo hat man bei der Uebertragung der Bewegung von der Drehbankſpindel auf die Axe der Curvenſcheibe auf die Neigung dieſer ſchraubenförmigen Furchen gegen die Axe entſprechend Rückſicht zu nehmen, wie aus Folgendem ſich ergiebt.

Wenn ein ſolches Werkzeug, etwa ein Bohrer oder eine Reibahle, ringsherum mit z Nuthen, alſo ebenſo vielen Schneidkanten verſehen iſt, die genau in einem Cylinderumfange liegen müſſen, ſo iſt erſichtlich, daß man dieſe Form nicht erzielen könnte, wenn man der den Querſchieber des Stichels bewegenden Curvenſcheibe für jede Umdrehung des Arbeitsſtückes genau z volle Umdrehungen ertheilen wollte. Denn wenn die Stichelſpitze in einem gewiſſen Augenblicke etwa in A befindlich iſt, ſo wird dieſelbe nach einer ganzen Umdrehung des Arbeitsſtückes nach B gelangt ſein, ſofern der Stichel während dieſer Umdrehung durch die Leitſpindel behufs der Spanverſetzung um AB verſchoben wurde. In beiden Stellungen wäre die Entfernung des Stichels von der Axe der Drehbank genau dieſelbe, da wegen der vorausgeſetzten Umſetzung zwiſchen Spindel und Curvenſcheibe im Verhältniſſe $1:z$ die Curvenſcheibe genau z Umdrehungen gemacht hat. Wenn nun die ſchneidende Kante ED gerade durch die Stichelſpitze A hindurchgeht, ſo wird ſie vor der Stellung derſelben in B um einen gewiſſen Bogen BC

Fig. 640.



zurückſtehen, der ſich einfach zu $\frac{s}{h}2\pi$ findet, wenn h die Ganghöhe einer ganzen Schraubenwindung von ED und s die Verſchiebung AB des Stichels bedeutet. Wenn daher der Stichel in C zum Angriffe kommt, ſo hat ſich die Daumenſcheibe noch um den Winkel $z\frac{s}{h}2\pi$ drehen müſſen, und es folgt hieraus, daß der Punkt C der Schneidkante eine kleinere Entfernung von der Axe haben muß, als derjenige A; an die Herſtellung eines genau cylindriſchen Werkzeuges iſt daher nicht zu denken.

Die vorſtehende Betrachtung zeigt auch ohne weiteres, wie in dieſem Falle das Umſetzungsverhältniß zwiſchen der Drehbankſpindel und der Daumenſcheibe gewählt werden muß, um dem bemerkten Uebelſtande zu begegnen. Man hat bei jeder Umdrehung des Arbeitsſtückes der Axe des Daumens oder der Curvenſcheibe $z\left(1+\frac{s}{h}\right)$ Umdrehungen zu ertheilen, wenn z, s und h die vorher angegebenen Bedeutungen haben, und wenn die Verſetzung des Stichels in der Richtung von A nach B erfolgt. Es iſt auch

erſichtlich, daß bei einer Verſchiebung des Stichels in der entgegengeſetzten Richtung von B nach A die Umdrehungszahl des Daumens für jede Umdrehung des Arbeitsſtückes ſich zu $z\left(1-\frac{s}{h}\right)$ ermittelt.

Wollte man dieſem Verhältniß entſprechend die Umſetzung durch paſſende Zahnräder erzielen, ſo würde für jede andere Steigung h der Schraubengänge des Arbeitsſtückes nicht nur, ſondern auch für jede andere Geſchwindigkeit der Längsſchiebung s des Stichels eine andere Umſetzung nöthig werden, auch würde man mittelſt einer den Verhältniſſen eines beſtimmten Falles entſprechend gewählten Umſetzung den Stichel nur immer nach der einen Seite hin verſchieben dürfen, und behufs mehrmaligen Angriffs den Stichel leer zurückzuführen haben, ähnlich wie es bei dem Gewindeſchneiden erforderlich iſt.

Um dieſe Uebelſtände zu umgehen, hat Reinecker[1]) eine ſinnreiche Anordnung gewählt, indem er das in Th. III, 1 beſprochene Differentialgetriebe zur Bewegung der Daumenſcheibe benutzt. Das Weſentliche dieſer Anordnung iſt aus Fig. 641 (a. f. S.) erſichtlich. Hierin ſtellt A die zur Bewegung der Daumenſcheibe dienende, in der Drehbank gelagerte Langwelle vor, die durch das auf ihr befeſtigte Zahngetriebe B umgedreht wird, und in der oben angegebenen Art mittelſt gleicher Kegelräder die Axe der Daumenſcheibe bewegt. Auf der Welle A loſe drehbar iſt das mit innerer und äußerer Verzahnung verſehene Rad C, das von der Hülfsaxe D umgedreht wird, indem ein auf dieſer letzteren befindliches Getriebe E in ein Zwiſchenrad F und dieſes in die äußere Verzahnung von C eingreift. Den Antrieb erhält die Hülfswelle D von der Vorgelegswelle der Drehbank aus durch Zahnräder, von denen eins in G vorgeſtellt iſt.

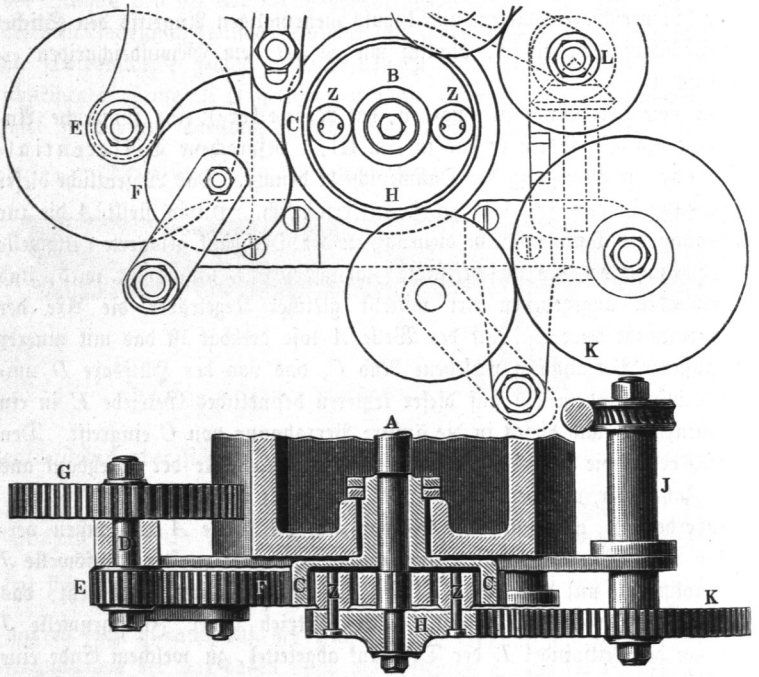
Außerdem iſt, gleichfalls loſe drehbar, auf die Welle A ein außen verzahntes Rad H geſteckt, deſſen Umdrehung von einer zweiten Hülfswelle J aus erfolgt, die mit dem Rade K ebenfalls ein Zwiſchenrad umdreht, das in die Zähne von H eingreift. Der Antrieb dieſer Zwiſchenwelle J wird von der Leitſpindel L der Drehbank abgeleitet, zu welchem Ende eine langſame Bewegung von L durch ein Schneckenradgetriebe und ein Kegelräderpaar angeordnet iſt. In dem Rade H endlich ſind zwei Bolzen angebracht, auf welchen zwei gleiche Stirnrädchen Z ſich loſe drehen, die ſowohl in das Triebrad B wie auch in die innere Verzahnung von C eingreifen. Hiernach iſt die Einrichtung eine derartige, daß die Welle A und das auf ihr befeſtigte Zahnrad B ihre Bewegung unter dem Einfluß zweier Umdrehungen erhält, von denen die eine von dem Zahnrade C und die andere von demjenigen H durch Vermittelung der beiden Wechſelräder Z hervor-

[1]) D. R.-P. Nr. 23373.

gerufen wird, ſo zwar, daß die Umdrehung des Rades C von der Drehbankſpindel und diejenige von H von der Leitſpindel abgeleitet wird.

Um die Wirkung dieſes Getriebes zu erläutern, ſei angenommen, daß der abzudrehende Gegenſtand z ſchraubenförmige Nuthen enthalte, deren Ganghöhe gleich h ſein möge. Denkt man ſich zunächſt die Längsbewegung des Stichels durch Ausrückung der Leitſchraube unterbrochen, ſo muß die Umdrehung der Daumenſcheibe mit ſolcher Geſchwindigkeit erfolgen, daß bei einer ganzen Umdrehung der Drehbankſpindel die Curvenſcheibe, alſo auch die Welle A, genau z Umdrehungen macht. Für dieſen Fall, in welchem

Fig. 641.



das Rad H feſtgehalten wird, dienen die beiden Räder Z nur als einfache Zwiſchenräder, und wenn das Rad C, deſſen innere Verzahnung den Halbmeſſer c haben mag, eine Umdrehung macht, ſo beſtimmt ſich die Zahl der Umdrehungen für das Getriebe B vom Halbmeſſer b zu $\frac{c}{b}$ Umdrehungen. Man hat demnach die Umſetzung der Bewegung zwiſchen der Drehbankſpindel und dem Rade C ſo anzuordnen, daß für jede Umdrehung der Spindel dem Rade C $z\frac{b}{c}$ Drehungen mitgetheilt werden.

Denkt man ſich nun, daß für eine Umdrehung des Arbeitsſtückes der Stichel durch die Leitſchraube um eine Größe gleich s der Länge nach verſchoben werde, ſo gehört dazu eine Bewegung der Leitſpindel, deren Ganghöhe gleich l ſein mag, von $\frac{s}{l}$ Umdrehungen. Andererſeits entſpricht eine Verſchiebung des Stichels gleich s längs des Arbeitsſtückes einer Windung der ſchraubenförmigen Nuthen im Betrage $\frac{s}{h}$ einer Umdrehung, und man hat daher die Einrichtung ſo zu treffen, daß mit jener Verſchiebung des Stichels um s eine weitere Umdrehung der Daumenſcheibe oder der Welle A im Betrage von $z\frac{s}{h}$ Umdrehungen nach der einen oder anderen Richtung verbunden iſt, je nachdem der Stichel nach der einen oder anderen Richtung verſchoben wird. Dieſer Bedingung muß das angewendete Differentialgetriebe genügen.

Geſetzt, man hält das Rad C feſt und bewegt nur dasjenige H, wie es der Fall iſt, wenn bei ſtillſtehender Drehbankſpindel die Leitſpindel aus freier Hand umgedreht wird, um den Stichel zu verſetzen, ſo erzeugt eine Umdrehung des Rades H nach den bekannten Regeln über Räderwerke (ſ. Th. III, 1) $1 + \frac{c}{b} = \frac{b+c}{b}$ Umdrehungen des Rades B und der Welle A in derſelben Richtung. Für 1 Umgang des Arbeitsſtückes oder für $z\frac{s}{h}$ Umdrehungen der Welle A muß daher das Rad H $z\frac{s}{h}\frac{b}{b+c}$ Umdrehungen machen. Da für dieſe Zeit die Leitſpindel $\frac{s}{l}$ Umdrehungen macht, ſo ergiebt ſich das Umſetzungsverhältniß zwiſchen der Leitſpindel und dem Rade H wie $\frac{s}{l} : z\frac{s}{h}\frac{b}{b+c}$ oder gleich $\frac{zl}{h}\frac{b}{b+c}$. Da dieſes Ueberſetzungsverhältniß ganz unabhängig von der Verſchiebung s iſt, ſo geht daraus hervor, daß die hier beſchriebene Einrichtung, wenn ſie für ein beſtimmtes Arbeitsſtück einmal richtig angeordnet wurde, für jeden beliebigen Verſchub des Stichels ſowohl rückwärts wie vorwärts richtig arbeiten muß.

Es mag bemerkt werden, daß dieſe Einrichtung nicht nur für die Herſtellung der erwähnten ſchraubenförmigen cylindriſchen Bohrer, ſondern auch für die der coniſchen Reibahlen mit ſchraubenförmig gewundenen Schneidkanten dienen kann. Die coniſche Form, welche dieſe Reibahlen immer haben, kann man nach dem früher Angegebenen leicht dadurch erzeugen, daß man den Reitſtock entſprechend ſeitlich verſchiebt.

Beiſpiel. Es möge ein Werkzeug mit fünf ſchraubenförmigen Schneidkanten herzuſtellen ſein, deren Ganghöhe $h = 100\,\text{mm}$ betragen möge. Die

Leitſpindel der Drehbank habe eine Steigung von 10 mm, und es möge das Verhältniß der Räder B und C des Differentialgetriebes zu $\frac{1}{3}$ gewählt worden ſein, während die Daumenſcheibe von der Welle A aus durch zwei gleiche coniſche Räder betrieben werden ſoll. Man hat für die Bewegung des Rades C von der Drehbankſpindel ein Umſetzungsverhältniß zu wählen, das ſich durch $z\frac{b}{c}$ wie 5 : 3 berechnet. Andererſeits iſt zwiſchen dem Rade H und der Leitſpindel die Bewegung in ſolcher Art zu übertragen, daß für jede Umdrehung der Leitſpindel das Rad H $\frac{zl}{h}\frac{b}{b+c} = \frac{5.10}{100}\frac{1}{1+3} = \frac{1}{8}$ Umdrehungen macht.

§. 175. **Drehen von unrunden Gegenſtänden.** Die in dem vorhergehenden Paragraphen beſprochenen Einrichtungen ermöglichen die Herſtellung von ſogenannten unrunden Gegenſtänden, d. h. von ſolchen, deren Querſchnitte eine von dem Kreiſe abweichende Form haben, dadurch, daß dem Stichel während jeder Umdrehung des Arbeitsſtückes eine beſtimmte ſchwingende Bewegung ſenkrecht zur Axe der Drehbank ertheilt wird, während das Arbeitsſtück ſich um die unveränderliche Axe der Drehbank dreht. Man kann den gleichen Zweck der Herſtellung unrunder Gegenſtände auch dadurch erreichen, daß man den Stichel, abgeſehen von der für die Spanverſetzung dienenden Fortrückung, in feſter Lage erhält, und dagegen dem Arbeitsſtücke außer ſeiner Umdrehung um die Spindel eine ſchwingende Bewegung in ſolcher Art ertheilt, daß dadurch der Abſtand ſeiner Axe von der Stichelſchneide gewiſſen Veränderungen unterworfen iſt, wie ſie zur Erzeugung der gewünſchten Form nöthig ſind. Von den verſchiedenen, dieſem Zwecke[1]) dienenden Einrichtungen möge hier nur die von Koch und Müller angegebene näher beſprochen werden.

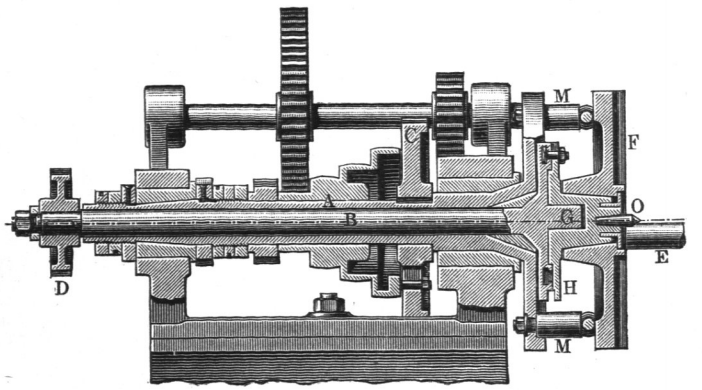
Bei dieſer Drehbank iſt die Drehbankſpindel A, Fig. 642, hohl gemacht, ſo daß in ihrer Höhlung concentriſch eine zweite Spindel B gelagert werden kann, die unabhängig von A in demſelben Sinne wie dieſe umgedreht wird. Um dies zu erzielen, dienen die beiden Zahnräder C und D, von denen C auf der Hauptſpindel A, und D auf der inneren Axe B befeſtigt iſt. In dieſe Räder greifen zwei andere Räder ein, die ſich auf einer an dem Drehbanksbette parallel zu den Wangen gelagerten Hülfswelle E befinden. Dieſe vier Räder bilden daher ein doppeltes Vorgelege, deſſen Wirkung darin beſteht, von der Hauptſpindel A die innere Spindel B in derſelben Richtung mit vergrößerter Geſchwindigkeit umzudrehen. Durch eine entſprechende Austauſchung der Räder mit anderen hat man es in der Hand, das Verhältniß dieſer beiden Geſchwindigkeiten nach Bedarf zu verändern, es möge dieſes Verhältniß allgemein durch n bezeichnet werden, ſo daß die

[1]) Ztſchrft. d. Ver. deutſch. Ing. 1876, Thl. XXXII.

innere Spindel B während einer ganzen Umdrehung der äußeren n Umdrehungen macht.

Der abzudrehende Gegenſtand wird, falls es ſich um Freidrehen handelt, an einer Planſcheibe F befeſtigt, die mit der inneren Spindel B feſt verbunden iſt, und zwar ſo, daß die Mitte O dieſer Scheibe bis zu einem gewiſſen Betrage einſeitig von der Axe der Hauptſpindel A feſtgeſtellt werden kann. Zu dem Zwecke trägt die innere Spindel einen excentriſchen Zapfen G, der um die Größe e außerhalb der Mitte ſteht, und auf welchem die Scheibe H befeſtigt iſt, auf deren Nabe die Planſcheibe F loſe drehbar aufgeſetzt wird. Da dieſe Nabe von H ebenfalls um die Größe e excentriſch ausgebohrt iſt, ſo wird hierdurch die Möglichkeit gegeben, in einer beſtimmten

Fig. 642.



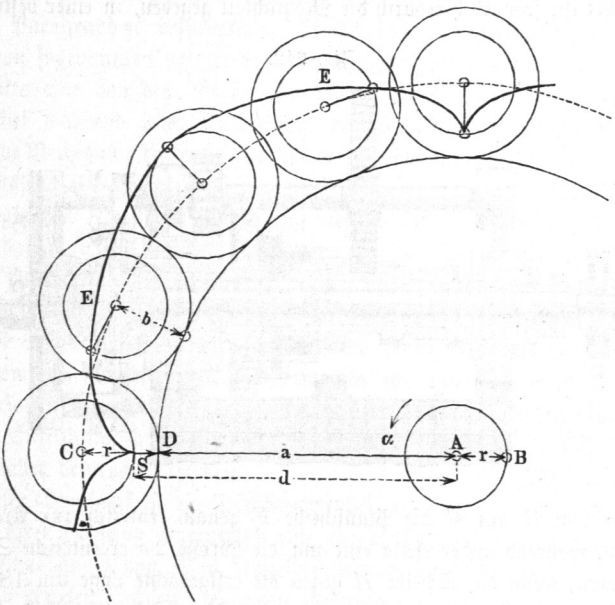
Stellung von H auf G die Planſcheibe F genau centriſch zur Axe A zu befeſtigen, während andererſeits eine um die Größe $2e$ excentriſche Stellung erzielt wird, wenn die Scheibe H gegen die erſtgedachte Lage um 180^0 verdreht wird. Es iſt offenbar ermöglicht, in dieſer Weiſe den Abſtand r der Mitte O von F gegen die Axe der Hauptſpindel A zwiſchen 0 und $2e$ beliebig zu verändern.

Wenn nun die Hauptſpindel in gewöhnlicher Weiſe umgedreht wird, ſo wird durch mehrere mit A verbundene Mitnehmer M auch die Planſcheibe F mitgenommen, ſo daß dieſelbe ebenfalls und zwar um die Nabe von H gedreht wird. Da die letztere dabei durch die Umdrehung der inneren Axe B bei jeder Umdrehung der Hauptaxe n mal um dieſe herumgeführt wird, ſo empfängt die Planſcheibe und mit ihr das darauf angebrachte Arbeitsſtück die folgenden zwei Bewegungen:

1. Die Planſcheibe wird bei jeder Umdrehung der Hauptſpindel ebenfalls einmal um deren Axe herumgedreht;

2. Die Planſcheibe empfängt während der unter 1. gedachten Umdrehung eine ſolche fortſchreitende (nicht drehende) Bewegung, vermöge deren ihr Mittelpunkt n mal um die Axe von A in einem Kreiſe herumgeführt wird, deſſen Halbmeſſer gleich der Größe r iſt, um welche die Planſcheibe excentriſch zu der Hauptaxe geſtellt wurde. Es iſt übrigens leicht zu erſehen, daß vermöge der unter 2. gedachten Bewegung auch jeder andere Punkt der Planſcheibe, ſowie des mit ihr verbundenen Arbeitsſtückes ebenfalls in einem Kreiſe von dem Halbmeſſer r herumgeführt wird.

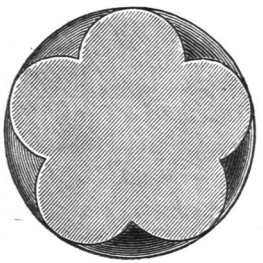
Fig. 643.



Um nun die Form zu ermitteln, welche dem in ſolcher Weiſe bewegten Arbeitsſtücke durch einen feſtſtehenden Stichel mitgetheilt wird, ſei A, Fig. 643, die Axe der Drehbank, die eine Winkelgeſchwindigkeit gleich α in dem Sinne des Pfeiles, alſo linksherum empfangen möge. Ebenſo ſei in B die Mitte der Planſcheibe vorgeſtellt, deren Abſtand von der Axe A durch $AB = r$ gegeben ſein ſoll. Bedeutet β die Winkelgeſchwindigkeit der inneren Spindel, ſo wird die Planſcheibe mit einer fortſchreitenden Geſchwindigkeit gleich $r\beta$ in dem Kreiſe um A ebenfalls links herumgeführt. Der Stichel möge in S im Abſtande $AS = d$ von der Axe A gedacht werden.

An der relativen Bewegung des Arbeitsſtückes gegen den Stichel wird nichts dadurch geändert, daß man beiden eine beliebige zuſätzliche Bewegung ertheilt denkt, und es möge dieſe zuſätzliche Bewegung ſo angenommen werden, daß in Folge derſelben das Arbeitsſtück vollſtändig zum Stillſtande kommt. Dies erreicht man, wenn man beiden Theilen, ſowohl dem Arbeitsſtücke wie dem Stichel, eine Rechtsdrehung um A mit der Winkelgeſchwindigkeit α und außerdem eine kreisförmig fortſchreitende Bewegung ertheilt denkt, vermöge deren der Stichel in einem Kreiſe vom Halbmeſſer $SC = r$ mit der Geſchwindigkeit $r\beta$ herumgeführt wird. Es iſt nun nach dem in Th. III, 1 über die Polbahnen der Zahnräder Geſagten deutlich, daß man die gedachten beiden Bewegungen des Stichels entſtanden denken kann aus der rollenden Bewegung eines Cylinders von dem Halbmeſſer $CD = b$ auf einem anderen Cylinder vom Halbmeſſer $AD = a$, ſo daß $a\alpha = b\beta$ oder $a : b = \beta : \alpha$ iſt. Demnach ſtellt ſich die Bahn des Stichels gegen das Arbeitsſtück als die verkürzte Epicykloide dar, die der im Abſtande $CS = r$ von der Mitte des rollenden Kreiſes befindliche Punkt S bei dieſer Rollung beſchreibt. Dieſe Epicykloide iſt in EE gezeichnet.

Fig. 644.



Man erſieht hieraus, daß der Stichel in Folge der angegebenen Einrichtung dem Arbeitsſtücke eine Form mittheilt, deren Querſchnitt beiſpielsweiſe durch Fig. 644 angegeben iſt, wenn das Verhältniß der Winkelgeſchwindigkeiten α und β ſo gewählt wurde, daß $\beta = 5\alpha$ iſt, daß alſo die innere Axe während jeder Umdrehung der äußeren genau fünfmal umgedreht wird. Der bearbeitete Körper erhält in dieſem Falle bei einer axialen Verſchiebung des Stichels die Geſtalt eines allgemeinen Cylinders von dem Querſchnitte der Figur, ſo daß auf der Oberfläche deſſelben fünf Längsfurchen vorhanden ſind. Es iſt auch deutlich, daß dieſe Furchen einen ſchraubenförmig gewundenen Verlauf zeigen müſſen, wenn das Verhältniß der Umdrehungen oder Winkelgeſchwindigkeiten $\beta : \alpha$ nicht genau durch eine ganze Zahl dargeſtellt wird.

Es iſt aus dem Vorſtehenden auch erſichtlich, daß die relative Bewegung des Stichels gegen das Arbeitsſtück eine gewöhnliche, nicht verkürzte Epicykloide wird, ſobald die Excentricität gleich dem Halbmeſſer des rollenden Kreiſes wird, alſo für $a = d$ und $b = r$, d. i. für $r : d = \alpha : \beta = 1 : n$. Für den Fall, daß die Excentricität größer iſt, als der Halbmeſſer des rollenden Kreiſes, ergiebt ſich die verlängerte Epicykloide, Fig. 645 (a. f. S.), und es erklärt ſich daraus die Möglichkeit, auf dieſer Drehbank Körper von der durch Fig. 646 (a. f. S.) dargeſtellten Querſchnittsform herzuſtellen. Bei

der Darſtellung eines ſolchen Körpers kommt der Stichel nur in einzelnen, den Aushöhlungen entſprechenden Zeitabſchnitten zur Wirkung, zwiſchen denen das Arbeitsſtück ſich in Folge der großen Excentricität der Planſcheibe dem Bereiche des Stichels entzieht.

Fig. 645.

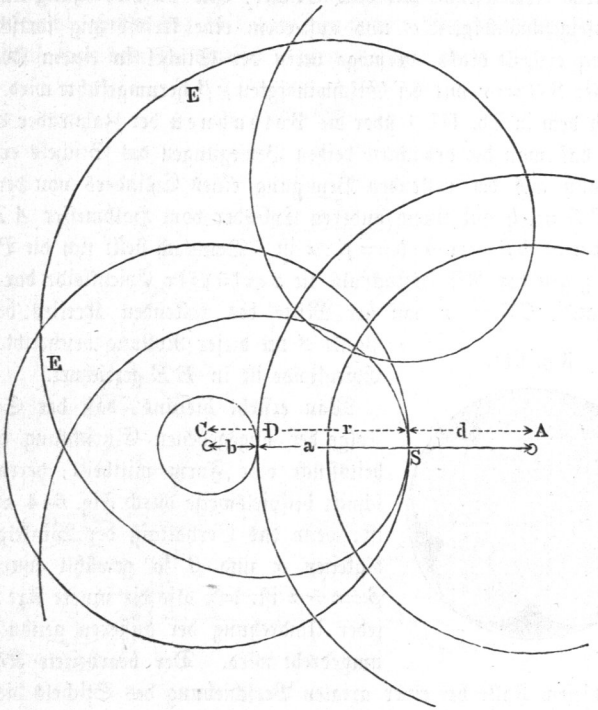
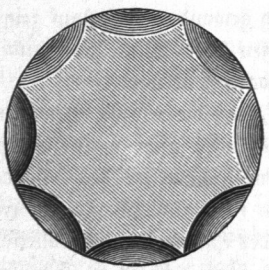


Fig. 646.



Wenn die Drehbank zum Drehen von Gegenſtänden zwiſchen Spitzen benutzt werden ſoll, ſo iſt es erforderlich, daß auch die Spitze des Reitſtockes übereinſtimmend wie die Mitte der Planſcheibe bewegt werde, zu welchem Ende die Spindel des Reitſtockes ebenfalls zur Aufnahme des excentriſch verſetzten Kerners eingerichtet iſt, und mit derſelben Geſchwindigkeit, wie die innere Spindel umgedreht wird. Hierzu iſt die Hülfsaxe *E* in Fig. 642 in der ganzen Länge der Bank zur Ausführung gebracht, um auch die Reitſtockſpindel mittelſt des erforderlichen Räderpaares umzudrehen.

Von ſonſtigen, zur Herſtellung unrunder Gegenſtände oder zum ſogenannten Paſſigdrehen dienenden Einrichtungen der Drehbank möge hier nur die von Brinck[1]) erwähnt werden, die das Hinterdrehen von Werkzeugen zum Zwecke hat, und bei welcher die erforderliche ſchwingende Bewegung des Arbeitsſtückes mit Hülfe einer entſprechend geformten Curvenſcheibe bewirkt wird, deren Geſtalt nach der Form des herzuſtellenden Arbeitsſtückes zu beſtimmen iſt.

Ovalwerk. Zu den Vorrichtungen, die eine Herſtellung von unrunden Gegenſtänden durch eine dem Arbeitsſtücke mitgetheilte ſchwingende Bewegung bezwecken, gehört auch das von Leonardo da Vinci erfundene Ovalwerk, deſſen man ſich bedient, um Gegenſtände von elliptiſcher Querſchnittsform auf der Drehbank zu erzeugen. Die Wirkung deſſelben erklärt ſich aus dem in Th. III, 1 beſprochenen Getriebe, das den Ellipſenlenkern und einem bekannten Ellipſographen zu Grunde liegt, und in Fig. 647 (a. f. S.) erſichtlich gemacht iſt. Wenn hierbei AB eine ſtarre Stange vorſtellt, deren beide um die Größe $AB = 2r$ von einander entfernte Endpunkte in zwei zu einander ſenkrechten geraden Führungen CC_1 und DD_1 beweglich ſind, ſo beſchreibt nach dem früher hierüber Geſagten bei einer Bewegung dieſer Stange jeder Punkt derſelben wie E_1, E_2, E_3 oder E_4 derſelben eine Ellipſe. Die Hauptaxen dieſer Ellipſe fallen mit den beiden Führungsgeraden CC_1 und DD_1 zuſammen, die Halbaxen einer ſolchen Ellipſe ſind durch die Abſtände des beſchreibenden Punktes E von den beiden gerade geführten Punkten A und B gegeben, oder durch $m + r$ und $m - r$ dargeſtellt, wenn r die halbe Länge der Stange und m den Abſtand des beſchreibenden Punktes von der Stangenmitte bedeutet. Die Bewegung dieſes Getriebes ſtimmt nach dem früher Angegebenen mit dem Abwälzen eines Kreiſes R zum Mittelpunkte M und vom Halbmeſſer r auf dem um O als Mittelpunkt mit dem doppelten Halbmeſſer $2r$ beſchriebenen Kreiſe K überein, wobei jeder Punkt im Umfange des rollenden Kreiſes R eine gerade Linie beſchreibt, die durch die Mitte O des Grundkreiſes K hindurchgeht. Der Mittelpunkt M des rollenden Kreiſes bewegt ſich hierbei in einem Kreiſe um O zum Halbmeſſer $OM = r$.

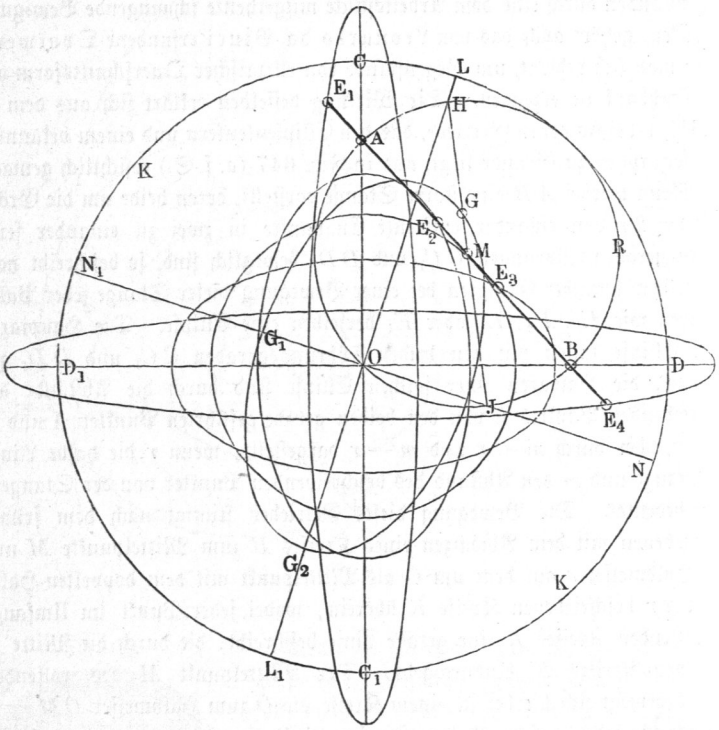
§. 176.

Auch für jeden außerhalb der Geraden AB liegenden und mit derſelben feſt verbundenen Punkt wie G gilt die gleiche Beziehung, wonach dieſer Punkt auch eine Ellipſe mit den Halbaxen $m + r$ und $m - r$ beſchreibt, wenn ebenfalls unter m der Abſtand dieſes Punktes von der Mitte M des rollenden Kreiſes verſtanden wird. Die Hauptaxen einer ſolchen Ellipſe GG_1G_2 fallen aber nicht mit den beiden Führungsgraden CC_1 und DD_1 zuſammen, ſondern deren Lage wird in folgender Weiſe gefunden. Zieht

[1]) D. R.-P. Nr. 38202.

man durch den betreffenden Punkt G den Durchmeſſer des rollenden Kreiſes, ſo erhält man in deſſen Enden H und J zwei Punkte, die bei der vorausgeſetzten Bewegung in den beiden zu einander ſenkrechten Durchmeſſern LL_1 und NN_1 des Grundkreiſes K bewegt werden. Man kann daher das betrachtete Getriebe, in welchem die Stange AB in CC_1 und DD_1 geführt wird, auch erſetzt denken durch ein anderes, worin die gerade Linie HJ mit ihren Endpunkten in den beiden zu einander ſenkrechten Führungsgeraden LL_1 und NN_1 bewegt wird. Demnach beſchreibt der Punkt G eine Ellipſe,

Fig. 647.



deren Hauptaxen in die beiden Richtungen LL_1 und NN_1 hineinfallen. Eine gleiche Betrachtung gilt für jeden beliebigen anderen, außerhalb der Verbindungslinie AB gelegenen mit derſelben feſt verbundenen Punkt.

An der relativen Bewegung des beweglichen, hier aus der Stange AB beſtehenden Syſtems gegen das ruhend gedachte Führungskreuz COD wird nichts geändert, wenn man allen Theilen des ganzen Getriebes, alſo ſowohl der geführten Stange wie dem führenden Kreuze, noch eine beliebige zuſätzliche Bewegung ertheilt denkt. Wählt man dieſe zuſätzliche Bewegung ſo,

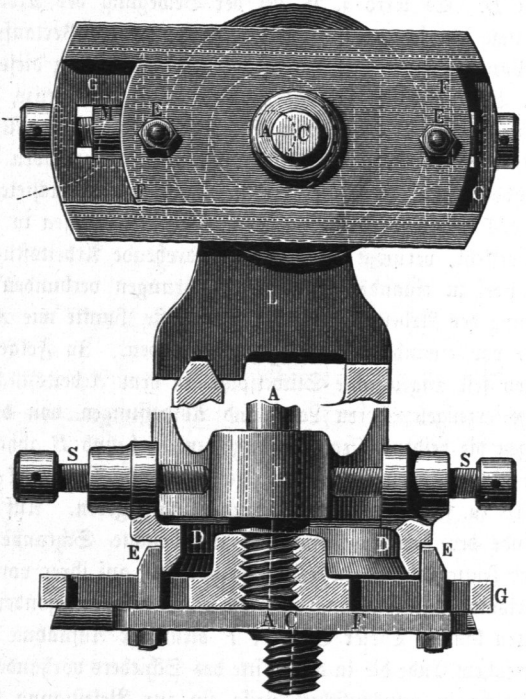
daß ſie für jeden Augenblick der vorausgeſetzten Bewegung der Stange AB genau gleich und in derſelben Linie entgegengeſetzt iſt, ſo kommt die Stange dadurch gänzlich in Ruhe, und das bisher ruhend gedachte Axenkreuz nimmt eine ſolche Bewegung an, vermöge deren ſich daſſelbe mit den beiden Geraden CC_1 und DD_1 ſtets durch die beiden nunmehr feſten Punkte A und B hindurchzieht. Es iſt dieſe Bewegung, wie man leicht erſieht, übereinſtimmend mit dem Rollen des äußeren Kreiſes K um den feſtliegenden R, für welche Bewegung ſich nun ganz ähnliche Betrachtungen anſtellen laſſen, wie für die zuerſt angenommene Bewegung der Stange AB in dem feſten Axenkreuze CD. Es wird z. B. bei der Bewegung des Axenkreuzes um die feſte Stange jede ſolche Ellipſe wie E ihrem ganzen Verlaufe nach durch denjenigen Punkt hindurchgezogen, der bei der Umkehrung dieſes Getriebes, d. h. bei der Bewegung der Stange in dem feſten Axenkreuze, dieſe Ellipſe beſchreibt. Für den Mittelpunkt der Stange M gehen dieſe Ellipſen in den Kreis um O und für die Endpunkte A und B in die geraden Linien CC_1 und DD_1 über. Auf dieſer Eigenthümlichkeit des betrachteten Getriebes beruht nun das erwähnte Ovalwerk, das im weſentlichen in einer ſolchen Anordnung beſteht, vermöge deren das abzudrehende Arbeitsſtück mit einem Kreuze von zwei zu einander ſenkrechten Führungen verbunden iſt, die bei der Umdrehung des Arbeitsſtückes durch zwei feſte Punkte wie A und B im Abſtande $2r$ von einander hindurchgezogen werden. In Folge deſſen muß eine irgendwo feſt angebrachte Stichelſpitze an dem Arbeitsſtücke eine elliptiſche Furche erzeugen, deren Lage und Abmeſſungen von der Lage des Stichels gegen die beiden feſten Führungspunkte A und B abhängen.

Um dieſe Bedingungen zu erfüllen, hat man dem Ovalwerk die folgende, aus Fig. 648 (a. f. S.) erſichtliche Einrichtung gegeben. Auf das an dem vorderen Ende der Drehbankſpindel A angebrachte Schraubengewinde iſt nach Art der Futter die Platte G geſchraubt, die auf ihrer vorderen Fläche mit einer prismatiſchen Führung verſehen iſt, in der ein beſonderes Schieberſtück F gleiten kann. Dieſer Schieber F dient zur Aufnahme des Arbeitsſtückes, zu welchem Ende die in der Mitte des Schiebers vorhandene Schraube dient, auf welche in gewöhnlicher Weiſe ein zur Befeſtigung des Arbeitsſtückes geeignetes Futter geſchraubt werden kann. Um den Schieber mit dem daran befeſtigten Arbeitsſtücke in der prismatiſchen Führung von G zu verſchieben, ſind an dem Schieber zwei das Stück G durchſetzende Anſätze oder Backen E angebracht, welche einen kreisförmigen Ring D ſtets von außen berühren der hinterhalb an dem Spindelſtocke der Drehbank unwandelbar befeſtigt iſt. Dieſem Ringe D kann durch die beiden gegenüber liegenden Stellſchrauben S innerhalb gewiſſer Grenzen eine beliebige excentriſche Stellung gegen die Drehbankſpindel A gegeben werden, ſo daß der Mittelpunkt C dieſes Ringes von der Axe A der Spindel den

feſten Abſtand AC hat, welcher der Länge $2r$ der Stange AB in Fig. 647 entſpricht.

Hiernach nimmt das mit dem Schieber verbundene Arbeitsſtück bei der Umdrehung der Drehbankſpindel eine Bewegung an, vermöge deren es genöthigt iſt, ſich mit zwei zu einander ſenkrechten Geraden durch die beiden feſten Punkte zu verſchieben, die durch die Mitte A der Drehbankſpindel und durch diejenige C des Ringes D dargeſtellt ſind. Während nämlich die Mittellinie des Schiebers F bei deſſen Gleitung in dem Führungsſtück G

Fig. 648.



immer durch die Axe A der Drehbankſpindel hindurchgeht, iſt die dazu ſenkrechte, zu den beiden Backen E parallele Mittellinie ſtets durch die Mitte C des feſten Ringes gerichtet.

Aus dem Vorſtehenden geht hervor, daß ein im Support der Drehbank feſtgehaltener Stichel das Arbeitsſtück nach einer Ellipſe bearbeitet, wobei das Folgende zu bemerken iſt. Wenn durch die Handhabung des Supports der Stichel bei der Bearbeitung eines plattenförmigen Körpers, etwa eines Bilderrahmens, ſenkrecht zur Spindel hin verſchoben wird, ſo haben alle von der Schneide in deren verſchiedenen Abſtänden von der Spindelaxe erzeugten

Ellipſen den Unterſchied der Halbaxen gemeinſam gleich der Entfernung von A und C. Die Richtung der Hauptaxen dieſer gedachten Ellipſen iſt dabei nur unter der Vorausſetzung übereinſtimmend, daß die Verſchiebungsrichtung des Stichels genau mit der geraden Verbindungslinie AC zuſammenfällt, wozu alſo in Folge der Einrichtung des Supports erforderlich iſt, daß dieſe Verbindungslinie AC horizontal iſt, und daß der Stichel genau in die Höhe der Spindel eingeſtellt wird. Würde dieſe Bedingung nicht erfüllt ſein, ſo würden die Hauptaxen der verſchiedenen, von dem Stichel erzeugten Ellipſen nicht in dieſelbe Richtung fallen, wie man aus der Fig. 647 leicht erkennt.

Stellt nämlich hierin A die Spindel und B die Mitte des um die Größe $2r$ excentriſch dazu geſtellten Führungsringes vor, ſo beſchreibt eine in der geraden Linie AB befindliche Schneide, wie z. B. E_2, eine Ellipſe, deren große Hauptaxe in die Richtung CC_1 fällt. Verſchiebt man den Stichel alsdann nach einem Punkte außerhalb AB, etwa nach G, ſo fällt die Hauptaxe nach dem Vorhergehenden in die Richtung LL_1, und es hat ſich die Lage der Hauptaxen daher während der Verſchiebung des Stichels von E_2 nach G fortwährend geändert. Hieraus ergiebt ſich die angegebene Bedingung.

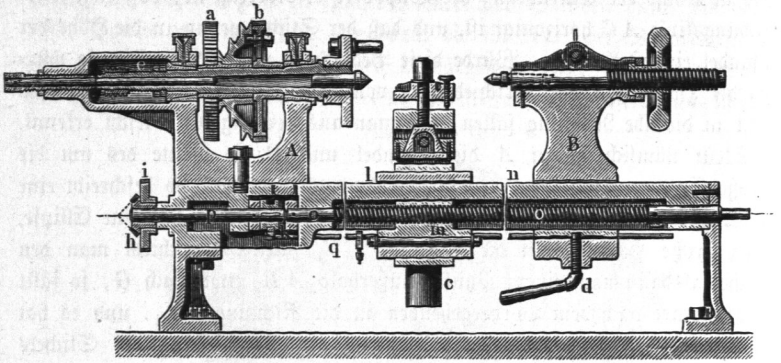
In Folge der gedachten Eigenſchaft der betrachteten Vorrichtung, wonach alle an einem Arbeitsſtücke ſich bildenden Ellipſen denſelben Unterſchied der Halbaxen zeigen, erſcheint in gewiſſen Fällen die Form der herzuſtellenden Gegenſtände wenig gefällig, beſonders dann, wenn der Abſtand des Stichels von der Spindel bedeutend verändert werden muß, wie dies etwa bei breiten Bilderrahmen der Fall iſt, bei denen die innere Form eine ſehr lang geſtreckte Ellipſe wird, während der äußere Umfang ſich der Kreisform nähert.

Es iſt erſichtlich, daß bei der im Vorſtehenden vorausgeſetzten Benutzung des Ovalwerkes die Herſtellung von Gegenſtänden durch Freidrehen im Auge gehalten wurde. Wenn es ſich dagegen um die Anfertigung von längeren, etwa ſtangenförmigen Gegenſtänden elliptiſchen Querſchnittes handeln würde, ſo müßten dazu zwei übereinſtimmende Ovalwerke in Anwendung gebracht werden, von denen das zweite an dem Reitſtocke befindliche das andere Ende des Gegenſtandes aufzunehmen hätte.

v. Pittler's Drehbank. Unter dem Namen Univerſal-Werkzeug- §. 177.
maſchine iſt neuerdings eine Drehbank von W. v. Pittler eingeführt worden, die ſich in mehreren Punkten von der gebräuchlichen Ausführungsart der oben beſprochenen Drehbänke vortheilhaft unterſcheidet, und die zur Ausführung der verſchiedenſten Dreherarbeiten bequem verwendet werden kann, ſo daß deren Erwähnung hier gerechtfertigt erſcheint. Wie aus der Fig. 649 (a. f. S.) zu erſehen iſt, zeigt dieſe Maſchine in A einen Spindel-

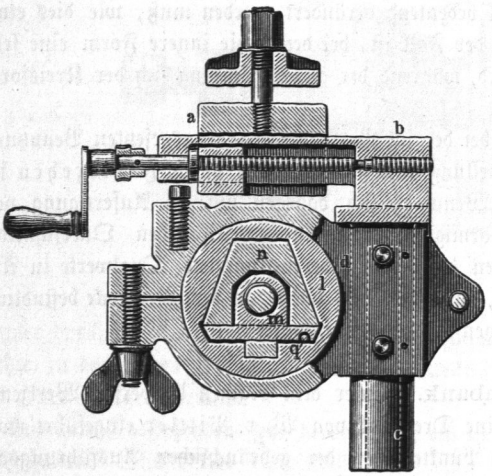
ſtock von ähnlicher Einrichtung, wie bei den gewöhnlichen Drehbänken, und ebenſo iſt der Reitſtock *B* im allgemeinen mit denen der bisher beſprochenen Drehbänke übereinſtimmend. Eine weſentliche Abweichung zeigt dagegen das

Fig. 649.



Bett, welches hier durch ein einziges Prisma von trapezförmigem Querſchnitt, Fig. 650, gebildet wird, deſſen Höhlung eine Leitſpindel *o* aufnimmt. Auf dieſem Prisma kann der daſſelbe umfangende Reitſtock *B* verſchoben und an beliebiger Stelle durch die Druckſchraube *d* feſtgeſtellt werden, während der Spindelſtock ſeine Stellung am linken Ende unverrückt beibehält. Die Spindel trägt die gewöhnlichen Stufenſcheiben, die für die Verwendung zu leichteren Arbeiten für Schnurbetrieb eingerichtet ſind, auch ſind die Zahnräder für das übliche doppelte Vorgelege in *a* und *b* angegeben. Die Spindel iſt übrigens der Länge nach durchbohrt, ebenſo wie auch der hintere Druckbolzen, um längere ſtabförmige Arbeitsſtücke bequem einführen zu können, wie dies bei den zur Herſtellung von Schrauben dienenden Drehbänken in der Regel der Fall iſt.

Fig. 650.



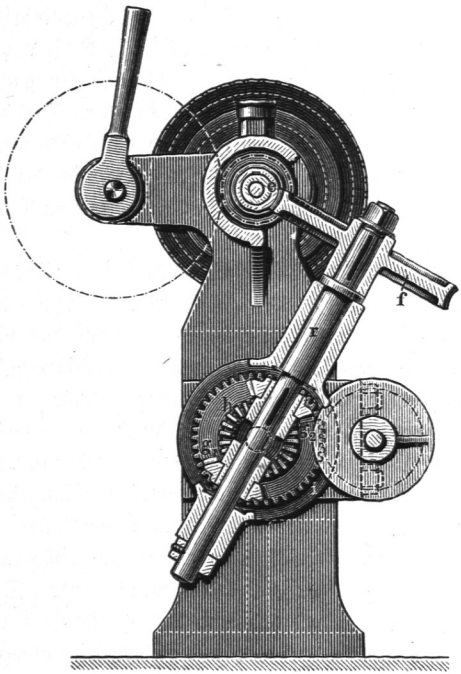
Eigenthümlich und von der gewöhnlichen Ausführung abweichend iſt der Support geſtaltet, wie aus Fig. 650 hervorgeht. Hiernach iſt der den Stichel aufnehmende Halter oder das Stichelgehäuſe a auf einem prismatiſchen Arme b von gleichfalls trapezförmigem Querſchnitte verſchiebbar angeordnet, und zwar kann die Verſchiebung durch die in dieſem Arme gelagerte Schraubenſpindel in ähnlicher Art wie bei den bisher beſprochenen Querſchlitten geſchehen. Dieſer Arm b ſelbſt, der dem Querprisma des gewöhnlichen Supports entſpricht, iſt mit dem cylindriſchen Schafte c in eine paſſende Bohrung des Stückes d geſteckt, das wieder mit einer cylindriſchen Bohrung auf dem Schlittenſtücke l befindlich iſt, welches ſich auf dem Bettprisma n der Länge nach verſchieben läßt. Offenbar geſtattet die cylindriſche Form von c und l, daß ſowohl das Querprisma b beliebig gegen die Längsrichtung der Drehbank geneigt werden kann, wie auch, daß man den ganzen Support um das Schlittenſtück l und damit um die Axe der Drehbank drehen kann. Die Befeſtigung geſchieht in beiden Fällen durch Feſtklemmen, zu welchem Zwecke ſowohl das Auge d für den Schaft c, wie auch der das Schlittenſtück l umfangende Ring geſchlitzt und mit den erforderlichen Druckſchrauben verſehen ſind.

Zur Längsbewegung des Supports iſt das Schlittenſtück l im Inneren mit einer Mutter m verſehen, die von der Leitſpindel bewegt wird, ſobald man dieſelbe umdreht. Dieſe Umdrehung kann durch eine auf das vierkantige Ende der Spindel geſteckte Handkurbel oder auch ſelbſtthätig von der Drehbankſpindel aus in folgender Weiſe bewirkt werden. Eine in der Richtung der Leitſpindel o gelagerte kurze Axe p kann durch eine ausrückbare Zahnkuppelung k mit der Leitſpindel gekuppelt werden, die dann von ihr mitgenommen wird, ſobald ſie von der Drehbankſpindel eine Umdrehung erhält. Um dies zu erzielen, trägt die Axe p auf dem freien Ende das kleine Kegelrad h, in welches eins der beiden gleichen Räder eingreifen kann, die auf einer Zwiſchenaxe r, Fig. 651 (a. f. S.), angebracht ſind. Dieſe beiden Räder g_1 und g_2 bilden ein Stück, das auf der Zwiſchenaxe verſchieblich iſt und von dieſer letzteren mittelſt Nuth und Feder mitgenommen wird, wenn die Zwiſchenaxe r umgedreht wird. Die Bewegungsübertragung auf dieſe Zwiſchenaxe erfolgt von der Drehbankſpindel aus durch eine Schraube ohne Ende e, die in das Schneckenrad f auf r eingreift. Man erſieht hieraus, daß der Support nach der einen oder anderen Richtung verſchoben wird, je nachdem das eine oder andere der beiden Kegelräder g_1 und g_2 mit h in Eingriff gebracht wird, und daß die Bewegung unterbrochen werden kann durch Ausrückung der Zahnkuppelung k zwiſchen der Axe p und der Leitſpindel o. Um hierbei die Fortrückgeſchwindigkeit des Supports zu verändern, kann man verſchieden große Schneckenräder f auf die Zwiſchenaxe ſetzen, und es iſt, um den Eingriff derſelben mit der

Schraube auf der Drehbankſpindel ſtets zu erzielen, die Zwiſchenaxe r in einem um die Axe p drehbaren Bügel gelagert, der in der erforderlichen Stellung feſtgeſtellt werden kann.

Dieſe Einrichtung geſtattet die Herſtellung von Schraubengewinden in einfacherer Art, als dies nach dem Vorhergehenden mittelſt der Wechſelräder (§. 171) geſchehen kann, indem man nur nöthig hat, für jede gewünſchte Steigung des zu erzeugenden Schraubengewindes das betreffende Schneckenrad auf die Zwiſchenaxe zu ſetzen. Wenn daſſelbe z Zähne hat, alſo bei z Umdrehungen des Arbeitsſtückes einmal umläuft, ſo ergiebt ſich für die Steigung der zu erzeugenden Gewinde die Größe $\frac{1}{z} l = s$, wenn l die Steigung der Leitſpindel bedeutet. Bei den Drehbänken dieſer Art ſind die Verhältniſſe der Leitſpindel ſo gewählt, daß jedes der vorhandenen Schneckenräder Schrauben zu erzeugen geſtattet, die für einen engliſchen Zoll halb ſo viele Gewindegänge zeigen, als die Zähnezahl des Schneckenrades angiebt. Da hierfür eine fünfgängige Schnecke verwendet wird, ſo ergiebt ſich die erforderliche Steigung der Leitſchraube aus der Gleichung $\frac{5\,l}{z} = \frac{2''}{z}$ zu $l = 0{,}4''$ engliſch. Bei dieſer Einrichtung hat man daher ſo viele Schneckenräder nöthig, als verſchiedene Gewinde zu ſchneiden ſind, und es iſt natürlich die Verſchiedenheit der überhaupt möglichen Steigungen bei weitem nicht ſo groß, wie bei der Anwendung einer gleich großen Anzahl von Wechſelrädern nach §. 171 erreichbar iſt, doch genügt die hier angegebene, durch größere Einfachheit ausgezeichnete Einrichtung für die gewöhnlichen Bedürfniſſe der Praxis, wo es hauptſächlich darauf ankommt,

Fig. 651.

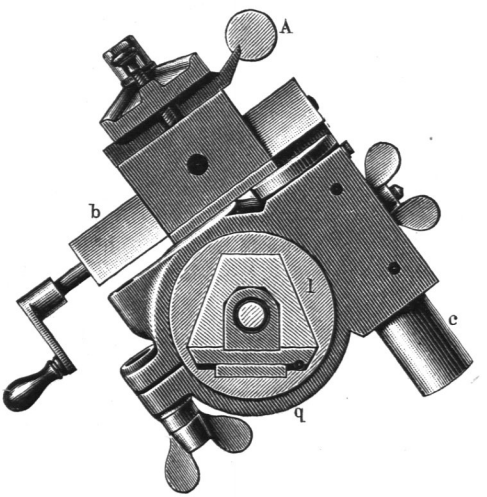


die Schraubengewinde des Whitworth'ſchen Syſtems (ſ. weiter unten) herzuſtellen.

Die hier beſchriebene ſelbſtthätige Längsbewegung des Supports durch die Schnecke *e* und ein paſſendes Wurmrad kann natürlich auch für das Drehen cylindriſcher Gegenſtände benutzt werden. Hierfür iſt eine ſelbſtthätige Ausrückung der Zahnkuppelung vorgeſehen, indem das Schlittenſtück *l*, Fig. 649, durch Anſtoßen gegen einen Stellring auf der Schubſtange *q* dieſe letztere ihrer Länge nach verſchiebt und dadurch die bewegliche Hälfte der Kuppelung von der feſten entfernt.

Ein beſonderer Vorzug der hier beſchriebenen Drehbank beſteht darin, daß wegen der Drehbarkeit des Supports um das Bettprisma dem Stichel leicht die für das Drehen geeignete Lage gegeben werden kann, wie aus Fig. 652 erſichtlich iſt, welche die Stellung des Supports bei dem Abdrehen eines cylindriſchen Bolzens *A* vergegenwärtigt. Es geht daraus hervor, wie man durch Drehen des Ringes *q* um das cylindriſche Schlittenſtück *l* jederzeit den Stichel in ſolche Lage bringen kann, daß die der Schneide auf dem Querprisma *b* ertheilte Verſchiebung genau durch die Axe des Arbeitsſtückes oder um einen beſtimmten Betrag ober- oder unterhalb derſelben vorbeigeht. Dies iſt der Fall nicht nur, wenn das Querprisma *b* ſenkrecht zur Längsrichtung der Drehbank ſteht, ſondern auch, wenn man daſſelbe durch Drehung des Schaftes *c* in dem Auge *d* in eine ſchräge Stellung bringt, wie ſie zum Abdrehen eines coniſchen Arbeitsſtückes nöthig iſt.

Fig. 652.

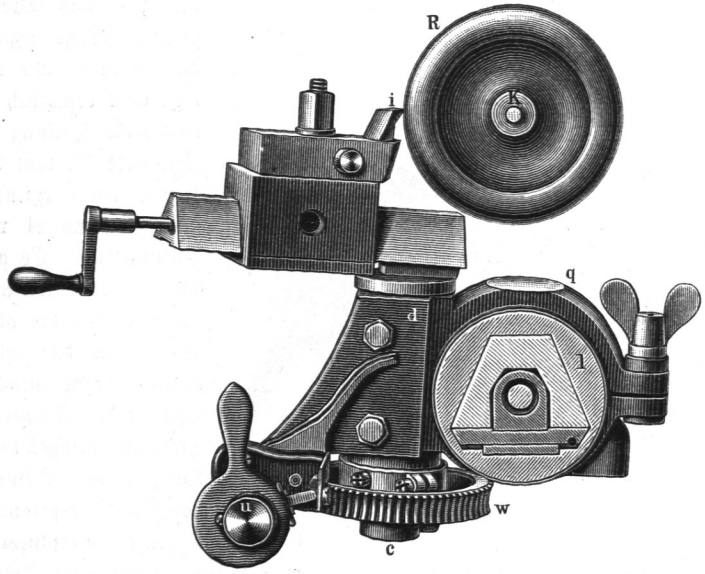


In welcher Weiſe man ferner die Drehbarkeit des Querprismas *b* um ſeinen Schaft *c* benutzen kann, um ringförmige Gegenſtände mit kreisförmigem Querſchnitte zu bearbeiten, geht aus Fig. 653 (a. f. S.) hervor. Hier iſt das Auge *d* für den Schaft des Querprismas nach vorn gebracht, und auf dem unteren Theile dieſes Schaftes ein Wurmrad *w* befeſtigt, das durch eine auf der Axe *u* befindliche Schnecke langſam umgedreht werden

kann. Dabei beſchreibt die Spitze *i* des Stichels einen Kreisbogen um die Mittellinie des Schaftes *c*, ſo daß der wulſtförmige Rand des Rades *R* genau abgedreht wird.

Stellt man dabei durch Verdrehung des Ringes *q* auf dem Schlitten *l* den Support ſo, daß die Axe des Schaftes *c* durch die Mitte der Drehbank *M* hindurchgeht, ſo erzeugt der Stichel eine Kugelfläche, deren Halbmeſſer gleich dem Abſtande der Stichelſchneide von der Axe des Schaftes *c* iſt, welchem Halbmeſſer vermittelſt der Schraube des Querprismas leicht die gewünſchte Größe gegeben werden kann. Setzt man dabei die Stichelſchneide auf dem Querprisma über die Axe des Schaftes *c* hinaus nach der

Fig. 653.



entgegengeſetzten Seite, ſo arbeitet der Stichel eine hohle Kugelfläche aus, oder man kann, wenn die Axe des Schaftes *c* ſeitlich vor der Drehbankſpindel vorübergeht, Hohlkehlen von kreisförmigem Querſchnitte erzeugen. Damit bei dieſer Verwendung der Drehbank zum Drehen von Kugeln und Ringen der Stichel ſelbſtthätig bewegt werde, empfängt die in das Wurmrad *w* eingreifende Schnecke ihre Drehung von der Drehbankſpindel aus durch Vermittelung der Axe *p* in Fig. 649, auf der ein Zahnrad *i* dazu dient, eine beſondere in der Figur nicht weiter angegebene Hülfsaxe umzudrehen, die mit dem Bolzen *u* für die Schnecke in Fig. 653 durch ein ausdehnſames Kuppelungsſtängelchen mittelſt zweier Univerſalgelenke verbunden iſt.

Wenn man in das Auge d des Ringes q anstatt des Querprismas eine Handvorlage setzt, so ist die Drehbank zum Drehen aus freier Hand tauglich, ebenso kann man aber auch in dieses Auge eine geeignete Vorrichtung zum Fräsen (s. weiter unten), oder einen Revolversupport einbringen, so daß hieraus eine mannigfache Verwendung der Drehbank zur Herstellung sehr verschiedener Arbeiten folgt. Für die Bearbeitung leichterer Gegenstände in mechanischen Werkstätten stellt daher diese Drehbank ein sehr brauchbares Werkzeug vor.

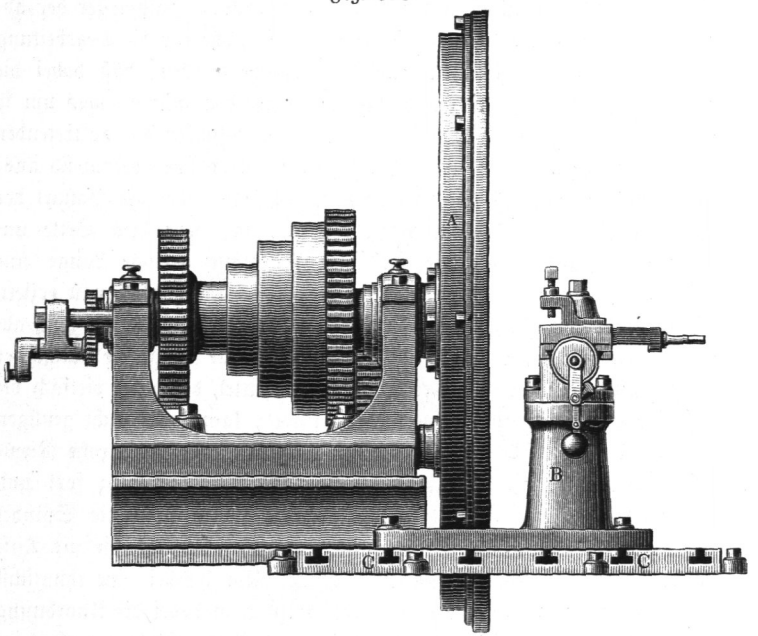
Plandrehbänke. Da die sogenannte Spitzenhöhe, d. h. die Höhe der Spindel über den Wangen des Bettes den größten Halbmesser der abzudrehenden Gegenstände bestimmt, so würde diese Höhe für die Bearbeitung großer Räder oder Riemscheiben eine so erhebliche werden, daß dabei die Standfähigkeit des Spindelstockes beeinträchtigt werden müßte, was um so bedenklicher erscheint, als gerade bei großen Arbeitsstücken die auftretenden Widerstände den abzuschälenden starken Spänen entsprechend bedeutend ausfallen. Um diesem Uebelstande zu begegnen, hat man daher die Bauart der gewöhnlichen Drehbank etwas geändert dadurch, daß man dem Bette unmittelbar vor dem Spindelstocke auf eine bestimmte geringe Länge eine Durchkröpfung oder Durchbiegung nach unten ertheilt, wodurch man erzielt, daß Gegenstände von größerem Halbmesser, als die Spitzenhöhe ist, noch abgedreht werden können, vorausgesetzt, daß ihre axiale Länge die Länge der gedachten Kröpfung nicht überschreite. Dieses Mittel, das man vielfach bei den Drehbänken der Maschinenwerkstätten findet, kann aber nicht genügen für sehr große Arbeitsstücke, wie z. B. für Schwungräder und große Riemscheiben. Für solche Arbeitsstücke läßt man den Reitstock ganz fort und richtet die Drehbank nur für das Freidrehen ein, indem man die Spindel mit einer großen Planscheibe A, Fig. 654 (a. f. S.), versieht, die zur Aufnahme des abzudrehenden Gegenstandes dient. Um hierbei eine thunlichst geringe Höhe des Spindelstockes zu erhalten, trifft man dabei die Anordnung so, daß die Planscheibe mit dem daran befestigten Arbeitsstücke unterhalb in eine unmittelbar vor dem Spindelstocke angebrachte grubenförmige Vertiefung eintritt. §. 178.

Der zur Aufnahme des Stichels dienende Kreuzsupport gewöhnlicher Einrichtung wird hierbei in der Regel durch einen Ständer B unterstützt, welcher auf einer vor und neben der besagten Grube befindlichen eisernen Platte an der erforderlichen Stelle durch Schrauben befestigt wird, zu welchem Ende die in der Platte befindlichen Nuthen C ein bequemes Mittel bieten. Zur Umdrehung der Planscheibe von der Spindel aus bedient man sich hierbei meist einer auf der Rückseite der Planscheibe angebrachten Verzahnung, in die ein Zahngetriebe auf einer Vorgelegswelle eingreift, die von

der Spindel aus bewegt wird, wie dies in §. 165 und durch Fig. 586 bereits angegeben wurde. Die Geſchwindigkeit der Umdrehung der Spindel muß bei ſolchen Bänken innerhalb ſehr weiter Grenzen veränderlich ſein, da es ſich hierbei ebenſowohl um das Abdrehen des äußeren Umfanges eines ſolchen Rades, wie um das Ausdrehen oder Ausbohren der Nabe zu handeln pflegt. Ein Abdrehen zwiſchen Spitzen iſt bei ſolchen Plandrehbänken nicht möglich und in den meiſten Fällen auch nicht nöthig.

Derartige Planbänke haben mancherlei Uebelſtände. Zunächſt iſt das Aufbringen großer Gegenſtände auf eine ſolche ſenkrecht ſtehende Planſcheibe

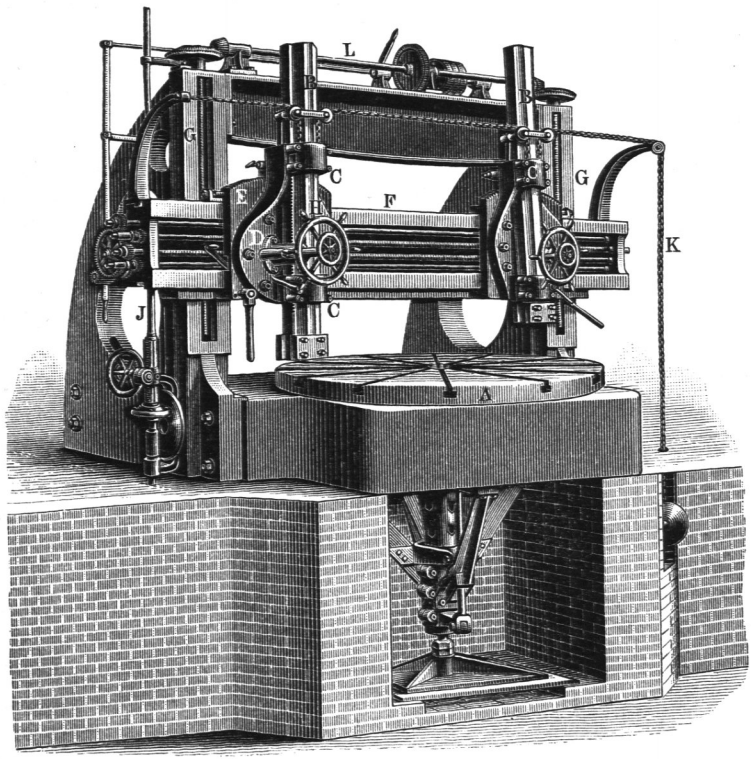
Fig. 654.



ſchwierig und das genaue Ausrichten zeitraubend. Dann aber wirkt das ganze, oft ſehr beträchtliche Gewicht des Arbeitsſtückes an einem ziemlich langen Hebelarme auf das freie Ende der Spindel, womit eine Durchbiegung der letzteren verbunden iſt, worunter die Genauigkeit der Arbeit leidet. Man hat daher, beſonders in amerikaniſchen Werkſtätten, dieſe Plandrehbänke aufrechtſtehend gebaut, ſo daß die auf einer ſenkrechten Spindel angebrachte Planſcheibe wegen ihrer wagrechten Lage in geringer Höhe über dem Fußboden ein bequemes und ſicheres Aufbringen und Ausrichten des Werkſtückes zuläßt, und die Spindel durch das Eigengewicht der Planſcheibe nicht auf Biegung beanſprucht wird.

Eine ſolche aufrechte Drehbank der Niles Tool Works in Hamilton, Ohio, iſt durch Fig. 655 verdeutlicht. Die Planſcheibe *A* iſt auf dem oberen Ende einer ſenkrechten Spindel befeſtigt, die in einer Grube unterhalb in einem Halslager geführt und durch eine Stahlſpur unterſtützt wird. Für kleinere Arbeiten nimmt dieſer Spurzapfen das Gewicht der Planſcheibe auf, während bei der Bearbeitung ſchwerer und großer Gegenſtände das Spurlager in geringem Betrage geſenkt wird, ſo daß die Planſcheibe ſich

Fig. 655.



leicht auf eine in der Nähe des äußeren Umfanges unter ihr angebrachte ringförmige Führung ſtützt. Zur Umdrehung der Scheibe dient ein an ihrer Unterſeite angebrachter innerer Zahnring, in den ein Getriebe auf einer ſtehenden Welle eingreift, die durch Vermittelung coniſcher Räder von einer in der Figur nicht ſichtbaren Stufenſcheibe gedreht wird.

Zur Aufnahme der Stichel ſind zwei ſtarke Werkzeughalter *B* vorgeſehen, die in genauen Führungen *C* ihrer Länge nach verſchoben werden können. Dieſe Führungslager jedes Werkzeughalters befinden ſich in einer Platte *D*,

die eine gewiſſe Aehnlichkeit mit der bei den Hobelmaſchinen als Lyra bezeichneten Platte hat, und auch wie dieſe an dem Schlittenſtücke E drehbar befeſtigt iſt, das auf einem Querprisma F ſich verſchieben läßt. Auch in Betreff der Einrichtung dieſes Querbalkens F und deſſen Verſchiebung an den Verticalſtändern G mit Hülfe zweier Schraubenſpindeln iſt die Uebereinſtimmung mit den entſprechenden Theilen bei Tiſchhobelmaſchinen unverkennbar, und es mag hierfür auf die Beſchreibung in §. 151 verwieſen werden. In dem Querbalken ſind zwei Schraubenſpindeln für die Horizontalbewegung der Schlitten und Stichel angebracht, während zwei genuthete Wellen die Verſchiebung der Sticheltträger in ihrer Längsrichtung in derſelben Weiſe ermöglichen, wie ſie durch Fig. 554 erläutert wurde, und zwar kann wie dort dieſe Verſchiebung ſelbſtthätig in der Richtung der Barren B erfolgen, ſowohl bei ſenkrechter wie ſchräger Stellung derſelben.

Hierdurch iſt die Möglichkeit geboten, jedes der beiden Werkzeuge unabhängig von dem anderen nach der einen oder anderen Richtung zu bewegen, und um dieſe Fortrückung ſelbſtthätig zu machen, dient die ſtehende Hülfsaxe J, die von einer liegenden Zwiſchenwelle vermittelſt zweier Frictioñsſcheiben umgedreht wird, wobei durch eine Verſchiebung der auf dieſer ſtehenden Axe angebrachten Reibungsſcheibe die Geſchwindigkeit der Fortrückbewegung jederzeit nach Belieben verändert werden kann. Außerdem läßt ſich jeder einzelne Barren behufs eines ſchnellen Zurückziehens auch mittelſt eines in die gezahnte Barre eingreifenden Triebrades durch das Handrad H bewegen.

Wie aus der Figur erſichtlich iſt, dient ein an der Kette K hängendes Gewicht dazu, das Eigengewicht der beiden Barren B zu tragen, zu welchem Ende dieſe Kette an jeder Barre über drei Rollen geführt iſt, von denen zwei feſt an dem Führungsſtück angebracht ſind, während die dritte zwiſchen ihnen befindliche als loſe Rolle mit der Barre verbunden iſt. Durch dieſe Anordnung wird das zur Ausgleichung erforderliche Gegengewicht auf die Hälfte des ſonſt nöthigen Betrages verringert, auch wird die Ausgleichung durch die ſeitliche Verſchiebung der Barren oder durch die ſchräge Stellung derſelben nicht beeinträchtigt.

Die ſenkrechte Verſchiebung des Querträgers F an den Ständern G mittelſt der beiden in den letzteren befindlichen Schraubenſpindeln kann bei dieſer Maſchine ebenfalls ſelbſtthätig vorgenommen werden, zu welchem Ende die auf dem Querriegel des Geſtelles gelagerte Welle L, die durch Kegelräder die Schraubenſpindeln in den Ständern umdreht, von einer Vorgelegswelle aus bewegt wird, die durch zwei Riemen, einen offenen und einen gekreuzten nach Belieben links- oder rechtsum gedreht werden kann.

Dieſe Maſchinen dienen nicht bloß zum Abdrehen und Ausbohren ſehr großer Arbeitsſtücke, ſondern ſie können auch verwendet werden, um eine

größere Anzahl von kleineren auf die Planſcheibe geſchraubten Gegenſtänden gleichzeitig zu bearbeiten. Auch hat man dieſe Maſchinen mit Einrichtungen verſehen, die ein Abdrehen von Riemſcheiben in der Art geſtalten, daß die Scheiben nach ihrer Ausbohrung auf Bolzen oder Dornen befeſtigt und auf denſelben zwiſchen Spitzen abgedreht werden können, um die Spannung zu vermeiden, die in ſolchen Scheiben in den nur dünnen Armen und Kränzen entſteht, ſobald man ſie durch Spannkloben mit der Planſcheibe verbindet. Zu dem Behufe erhält die Planſcheibe in ihrer Mitte einen Kerner, und man bringt an dem Querprisma einen beſonderen, gleichfalls mit Kerner verſehenen Schlitten an, der genau über die Mitte geſtellt, die Stelle des Reitſtockes vertritt.

Dieſe Maſchinen, die man für Arbeitsſtücke bis zu 8 Meter Durchmeſſer ausführt, haben in den Vereinigten Staaten von Amerika eine große Verbreitung gefunden.

Cylinderbohrmaschinen. Mit dem Abdrehen der Gegenſtände auf der Drehbank hat das Ausbohren von Cylindern im Inneren eine gewiſſe Aehnlichkeit inſofern, als hierbei ebenfalls durch einen oder mehrere nach Art der Drehmeißel geformte Stichel das Abſchälen von Spänen in derſelben Art, wie bei dem Drehen ſtattfindet. Ein weſentlicher Unterſchied beſteht jedoch darin, daß bei dem Ausbohren von Cylindern die drehende Arbeitsbewegung immer dem Werkzeuge mitgetheilt wird; auch empfängt daſſelbe faſt immer die langſame Verſchiebung behufs der Spanverſetzung, ſo daß das Arbeitsſtück bei dieſen Maſchinen vollkommen unbeweglich iſt. Nur bei dem Ausbohren kleinerer Cylinder bedient man ſich zuweilen einer Drehbank oder ähnlichen Maſchine von ſolcher Einrichtung, daß der zu bearbeitende Cylinder der Länge nach verſchoben wird. Zu dem Zwecke befeſtigt man bei Drehbänken den auszubohrenden Cylinder auf der Grundplatte des Supports, die durch die Leitſpindel langſam verſchoben wird, während die arbeitende Schneide, das Bohrmeſſer, mit einer ſtarken, zwiſchen die Spitzen geſpannten Stange, der Bohrſtange, feſt verbunden an deren Umdrehung Theil nimmt. Dieſe Anwendung der Drehbank als Cylinderbohrmaſchine muß aber als ein Nothbehelf angeſehen werden, der nur für kleine Cylinder anwendbar iſt, da die ganze Einrichtung der Drehbank für eine derartige Verwendungsart von vornherein überhaupt nicht berechnet iſt. Auch haftet dieſer gedachten Art des Ausbohrens der große Uebelſtand an, daß die beſagte Bohrſtange dabei eine große Länge erhalten muß, die mindeſtens gleich der doppelten Länge des auszubohrenden Cylinders zu bemeſſen iſt, und da der Druck gegen die Schneide dieſe Stange in ihrer Mitte angreift, ſo wird die Genauigkeit der Arbeit durch die Durchbiegung beeinträchtigt, welche die Stange unter dem Drucke der Schneide erfährt. §. 179.