

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 Massentheilechen 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 Berührungsfäche 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.

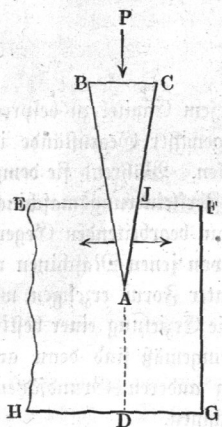
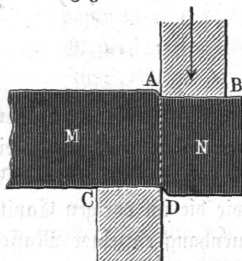


Fig. 172.



in der genannten Trennungsfäche 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.

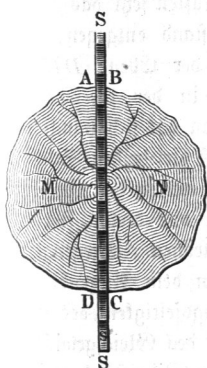
Während für die Schneidwirkung, Fig. 171, die Keilform des Werkzeugs von hervorragendem Einflusse auf die Wirkungsart ist, indem das Schneiden im Allgemeinen um so leichter zu vollführen ist, je schärfer der Keil, d. h. je kleiner der Winkel BAC ist, so kommt es bei dem Scheren, Fig. 172, wesentlich nur darauf an, daß die beiden scherenenden 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 Hilfe eines Keils, die Schere dagegen bewirkt die Trennung durch ein Abziehen; 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.

Fig. 173.



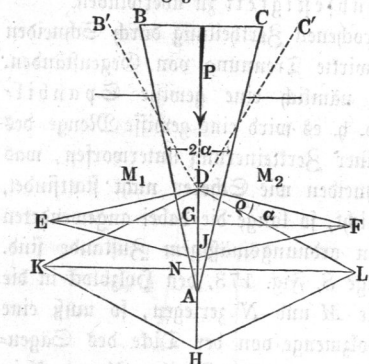
Hierbei tritt nämlich eine gewisse Spannbildung auf, d. h. es wird eine gewisse Menge des Materials einer Zerkleinerung unterworfen, was bei dem Schneiden wie Scheren nicht stattfindet, wenigstens nicht, so lange die dabei angewendeten Werkzeuge in ordnungsmäßigem Zustande sind. Soll die Säge S, Fig. 173, den Holzblock in die beiden Theile M und N zerlegen, so muß eine bestimmte Holzmenge von der Dicke des Sägeschnittes 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 schierend und nicht schneidend, wie bei der Besprechung der betreffenden Maschinen gezeigt werden wird.

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 Ermittlung 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: $P = DJ = 2 DG = 2 GF \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2 W \operatorname{tg} \alpha$.

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 unterscheidet, 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 voraussetzen. 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 ergibt. Man findet aus der Figur jetzt die Beziehung:

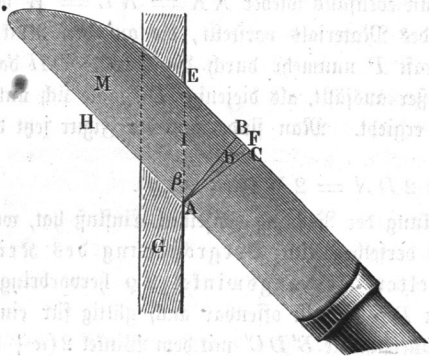
$$P = DH = 2DN = 2W \operatorname{tg}(\alpha + \varrho).$$

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 Schneidarbeiten 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 GröÙe 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

Fig. 175.



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 Durchschnittees ergibt sich durch die

Gleichung $\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{d}{l} = \frac{d}{b} \sin \beta = \operatorname{tg} \alpha \sin \beta$, 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.

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 Rauigkeiten, 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 Rauigkeiten hinreichenden Raum finden, wozu viel größere Rauigkeiten 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 $\frac{P}{2} = EG = W \operatorname{tg}(\varrho + \alpha)$,

und man erkennt auch wieder aus der Figur, daß bei dem Nichtvorhandensein der Reibung die Hälfte der erforderlichen Druckkraft durch die Strecke

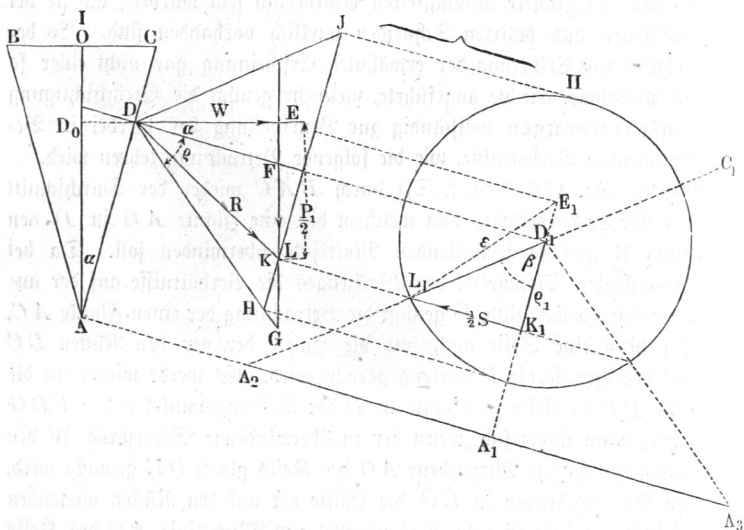
$EF = W \operatorname{tg} \alpha = \frac{P_0}{2}$ ausgedrückt sein würde.

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 ergibt. 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 Regelseite 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 Parallelepipediums, 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 $2 EG = 2 W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ im äußersten Falle bis zu dem Betrage $2 EF = 2 W \operatorname{tg} \alpha$ 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 rechtwinkligen sphärischen Dreieck $DFKL$ 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

$$\operatorname{tg} FDK = \cos \beta \operatorname{tg} \varrho = \operatorname{tg} \varrho_1$$

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

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

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 $\alpha = 1^\circ 10'$ sich bestimmt. Setzt man noch einen Reibungscoefficienten von 0,08 voraus, entsprechend einem Reibungswinkel $\varrho = 4^\circ 40'$, so hat man bei dem senkrechten Durchschneiden auf den Rücken des Keils eine Kraft auszuüben, welche sich zu $P = 2W tg (\alpha + \varrho) = 2W tg (5^\circ 50') = 0,204 W$ berechnet, wenn W den senkrecht zur Mittelebene des Keils wirkenden Widerstand vorstellt.

Wenn man zur Verkleinerung dieses Rückendrucks dem Messer eine ziehende Bewegung erteilt, derart, daß der Winkel β gleich 45° ist, so hat man hierfür

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

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

und

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

Daher folgt

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

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

und

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

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

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

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

und

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

Hieraus folgt

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

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

und

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

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

Um auch die verhältnismäßige 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:

$$1. \text{ bei dem geraden Schnitt } A = P \cdot 1 = 0,204 W;$$

$$2. \text{ bei dem gezogenen Schnitt für } \beta = 45^\circ:$$

$$A = P \cdot 1 + S \cdot 1 = (0,156 + 0,116) W = 0,272 W;$$

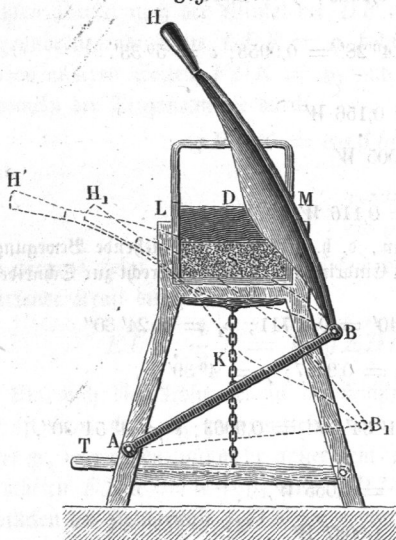
$$3. \text{ bei dem gezogenen Schnitt für } \beta = 85^\circ:$$

$$A = P \cdot 1 + S \cdot tg 85^\circ = (0,055 + 0,163 \cdot 11,43) W = 1,912 W.$$

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 Umrücken eine Verringerung der auf den Rücken des Keils wirkenden Kraft nöthig macht, also z. B. Schneiden von Rost oder von Grashalmen. Bei der Verarbeitung von Metallen und harten Hölzern dagegen empfiehlt sich der gerade Schnitt.

§. 55. **Häckselmaschinen.** Diese in der Landwirthschaft zum Futtererschneiden gebräuchtesten Maschinen bewirken das Zerschneiden des Stroh in mehr oder minder lange Stückchen in wesentlich derselben Art, wie dies durch

Fig. 177.



Handarbeit mit der bekannten einfachen Häckellade oder dem Schrotstuhl geschieht. Von der Wirkungsweise einer solchen Häckellade 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 durchgeschnitten, worauf, nachdem das Messer wieder emporbewegt ist, das Stroh durch die Hand des Arbeiters um die Länge des zu schneidenden Häckfels 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.

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 anzeigt, 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.

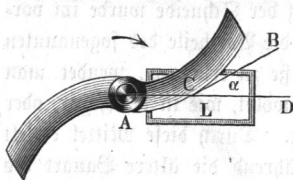
Was zunächst die bei Häckselmaschinen angewandten Messer anbetrifft, so sind schwingende Hebelmesser nach Art der Handmesser in Fig. 177 kaum jemals zu einer nennenswerthen Anwendung gekommen; die meisten der in der Landwirthschaft gebrachten und bewährten Häckselmaschinen arbeiten vielmehr mit Messern, welche, an einer umlaufenden Ase 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 Fester'sche Maschinen genannt, erhalten als schneidende Werkzeuge zwei oder mehrere ebene Stahl-

Fig. 178.



messer, 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.

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 gemeinlich 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 B C D 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 wiederfindet¹⁾. Der Winkel $BCD = \alpha$, Fig. 178, welchen die Curve der Schneide mit der von der Mitte des Mundstückes nach der

¹⁾ H a m m, Die landwirthschaftl. Geräthe u. Maschinen Englands.

Are 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.

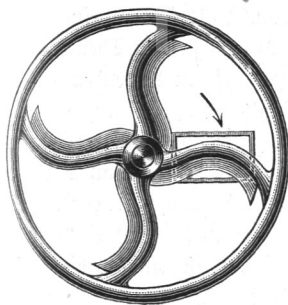
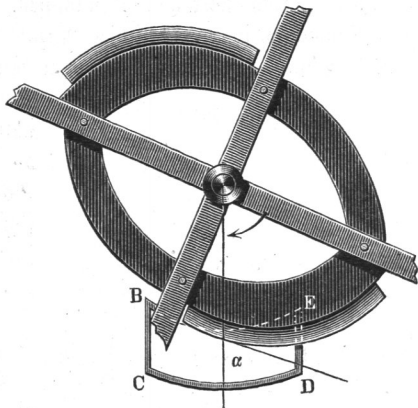


Fig. 180.



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

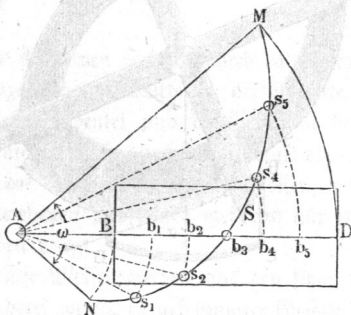
In Bezug auf die Form, welche man den Schneiden der Häckselmaschinen passend zu geben habe, sind verschiedene Vorschriften bekannt geworden. Damit der erwähnte Winkel α für alle verschiedenen Stellungen des Messers dieselbe Größe habe, soll man nach Perels¹⁾ die Form einer logarithmischen Spirale für die Schneide wählen, welche Curve bekanntlich die geforderte Eigenschaft hat (s. §. 33). Dagegen ist von anderer Seite²⁾ 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 Are zunimmt, weswegen es

¹⁾ Handbuch z. Anlage u. Constr. landwirthschaftl. Maschinen u. Geräte.

²⁾ F. Hofmann, Verhandl. des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes. 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 Hilfe 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 $b_1 b_2 \dots$ sein, und theilt man den Winkel MAN in eine ebenso

Fig. 181.



große Anzahl gleicher Theile, so erhält man auf den theilenden Radien die Punkte $s_1 s_2 \dots$ der gesuchten Schneide, wenn man die Durchschnitte dieser Radien mit den entsprechenden durch $b_1 b_2 \dots$ concentrisch zu A gelegten Kreisen auffucht. Diese Curve ist eine archimedische Spirale.

Von wesentlicher Bedeutung auf die gute Wirkung der Maschine wird aber die Festhaltung der in der einen oder anderen Weise bestimmten ge-

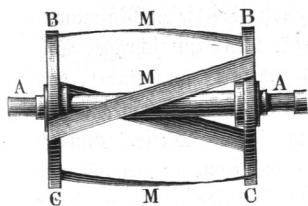
nauen Form der Schneiden nicht sein, denn die Gleichheit des Widerstandes, welche bei der Feststellung dieser Curven angestrebt wird, ist bei Häckelmaschinen doch niemals auch nur annähernd zu erreichen. So lange nämlich ein Messer vor dem Mundstücke sich befindet, ist der bedeutende Schneidewiderstand 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-

schienen mit zwei Messern etwa zwischen $\frac{1}{5}$ und $\frac{1}{3}$ 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 Schwungrads 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 Anstreichens an diesem Rahmen wird ein möglichst scharfer und reiner Schnitt erzeugt, welcher einen geringeren Widerstand im Gefolge hat, als wenn das Schneiden bei größerem Abstände 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

Fig. 182.

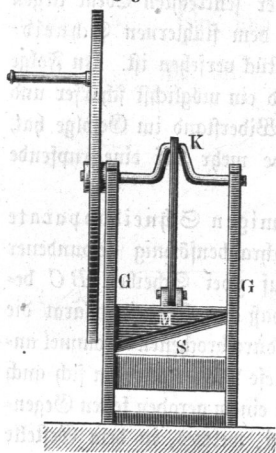


schraubenförmigen Schneiden derselben gegen die Ase in der Regel nur gering, meistens nicht größer als zu 18 Grad angenommen wird, und hiermit steht es wieder im Zusammenhange, daß die Wirkung dieser Messer wegen des geringeren Zuges weniger vortheilhaft ist, als die der vorbesprochenen ebenen Messer. Hierzu gesellt sich der Nachtheil, daß die Messer nur in einem Punkte, nämlich in der Mitte des Mundstückes, 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 Strohführung nicht von so erheblichem

Einflüsse 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 Fensterstange 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

Fig. 183.



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 Fenster 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.

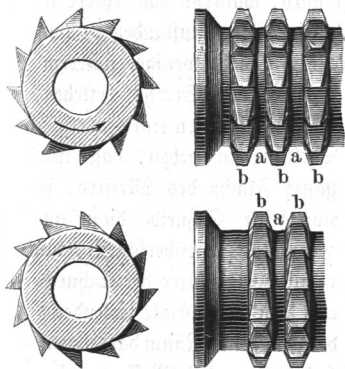
Das Messer wird bei diesen Maschinen theils mit wagerechter, theils mit schräger Schneide, wie Fig. 183 andeutet, ausgeführt, der Einfluß einer solchen Schrägstellung wurde bereits oben angegeben. Das Messer schneidet fast immer nur bei dem Niedergehen, doch hat es auch nicht an Versuchen gefehlt, dem 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 Vorschubung des Strohs §. 57. dienende Vorrichtung besteht bei den Häckelmaschinen 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.

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., größtentheils verdrängt. Während man die Führungswalzen ursprünglich mit Längenfurchen oder Cannellirungen versah, ist man jetzt meistens zur Anwendung gezackter Walzen, Fig. 184, übergegangen, weil dieselben sich sicherer in ihrer Wirkung erwiesen haben. Diese aus einzelnen auf die

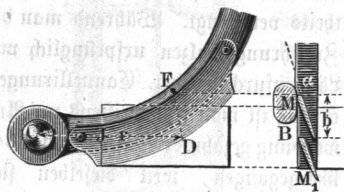
Aren geschobenen Scheiben gebildeten Walzen sind abwechselnd mit glatten, ringförmigen Ruthen *a* und hervorragenden gezackten Ringen *b* versehen, und so zu einander gestellt, daß die Zacken der unteren Walze den Ruthen der oberen gegenüberstehen. Durch Gewichte wird die obere Walze mit bestimmtem Drucke 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 Schritte dazu benutzt werden, eine Schaltklinke zu bewegen, welche die betreffende Walze des Zuführungstisches 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

Fig. 185.



Stellung zu geben, daß nicht die ganze Fläche des Messers, sondern nur seine Schneide dicht an dem Mundstücke vorüberstreift, und daß unmittelbar hinter der Schneide dem aus dem Mundstücke tretenden Stroh der genügende Raum dargeboten wird.

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 Umdrehungen des Messers, sowie n die Anzahl der Umdrehungen der Axe C , so bestimmt sich die Zeit eines Schnittes zu

$$t = \frac{60}{nz} \text{ Sec.}, \text{ und die Zeit, während welcher der Punkt } F \text{ nach } D \text{ gelangt,}$$

$$\text{zu } t_1 = \frac{60}{n} \frac{b}{2\pi r}.$$

Wenn daher die Länge des zu schneidenden Häckfels 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 $\operatorname{tg} \alpha = \frac{l}{b} \frac{t_1}{t}$ 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 Ase 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 Ermittlung des Winkels α die größte zu erzielende Hächsellänge 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 $t = \frac{60}{2 \cdot 120} = 0,25$ Sec. Steht nun die innerste Kante des Mundstückes um $r = 0,120$ m von der Ase 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

$$t_1 = \frac{60}{120} \frac{100}{2 \cdot 120 \cdot 3,14} = 0,066 \text{ Sec.},$$

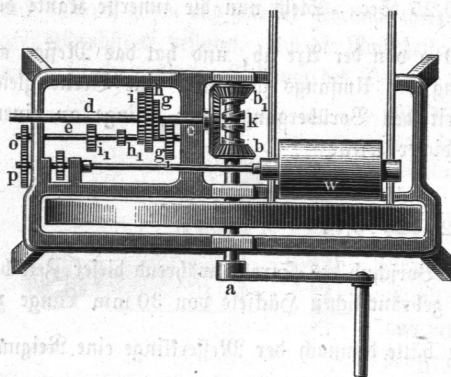
und es ergibt sich daher der Vorschub des Strohs während dieser Zeit bei dem Schneiden des längsten gebräuchlichen Hächfels von 30 mm Länge zu $30 \frac{0,066}{0,25} = 8$ mm. Man hätte demnach der Messerklinge eine Neigung

gegen die Ebene der Bewegung zu geben, die durch $\operatorname{tg} \alpha = \frac{8}{100}$ zu $\alpha = 4^\circ 40'$ bestimmt ist. Dieses Beispiel läßt erkennen, daß man bei der Erzeugung von eigentlichem Hächfel 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 Hächselmaschinen 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 Kinder; 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 Umsehungsverhältniß der Zahnräder zu ändern, wozu eine Auswechselung gewisser Zahnräder nöthig ist. Diese

Fig. 186.



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 absehbaren Betrieb und zwar derart in Anwendung gebracht worden, daß die gewünschte Veränderung der Häcksellänge jederzeit in einfachster Art durch

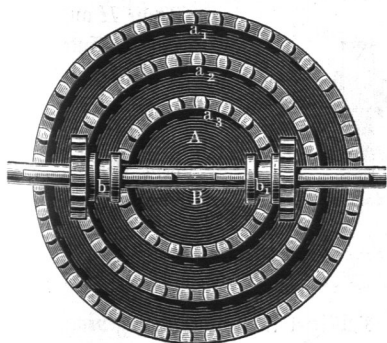
Verstellung eines Maschinentheils vorgenommen werden kann. Im Folgenden mögen einige der hauptsächlich zur Anwendung gekommenen Mittel zum Vorschieben angeführt werden.

Die Art der Vorschiebung durch auswechselbare Zahnräder zeigt Fig. 186. Von der die Messer tragenden Schwungradwelle *a* wird durch die Kegeleäder *b* und *c* die Drehung auf eine Hülswelle *d* übertragen, welche die Bewegung einer zweiten Hülswelle *e* vermittelt der Räderpaare *g**g*₁, *h**h*₁ oder *i**i*₁ mittheilt, je nachdem man durch Verschiebung der aus einem Stücke bestehenden Räder *g**h**i* 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 Ase 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 Umsehungsverhält-

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 Austausch der Räder o und p durch entsprechend andere erreichen. Man bemerkt auf der Schwungradwelle a zwei Regelräder b und b_1 , welche gleichzeitig in das größere Rad eingreifen. Diese Anordnung eines Wendetriebs 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 Regelrades b oder b_1 bewirkt.

Die Absicht, die Anzahl der zum Vorschube erforderlichen Räder zu vermindern, war die Veranlassung zur der Anwendung von Scheibenrädern, wie sie durch Fig. 187 ersichtlich gemacht ist ¹⁾. Die Ase der einen Vor-

Fig. 187.



schubwalze 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 An-

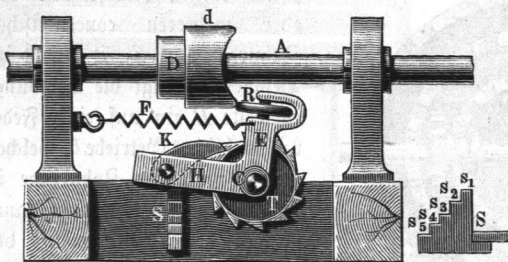
ordnung nicht gestattet, dem Getriebe b und den Zahnringen a die zu einer guten Kraftübertragung erforderliche conische Form zu geben, vielmehr ist die Verschiebung des Rades b nur möglich, wenn dasselbe eine cylindrische Gestalt erhält. Hieraus ergibt sich ein gewisser Mangel der Bewegungsübertragung 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-

¹⁾ D. R. = P. Nr. 10 117.

ringen ebenfalls die richtige Regelform 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 gegenüberstehenden Hervorragungen oder Daumen d versehen ist. Einem Winkelhebel HE , dessen mit einer Reibrolle R versehener 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 Ase C der Vorschubwalze, um welche der Hebel HE lose drehbar ist. Bei dieser schwingenden Bewegung des Winkelhebels schiebt die

Fig. 188.



in dem wagerechten Arme H angebrachte Schiebeklinke K das Schaltrad T um einen oder mehrere Zähne fort, je nach dem Ausschlag des Hebels. Um diesen Ausschlag veränderlich zu machen, ist bei den Maschinen

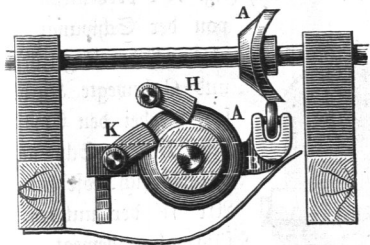
von Gebr. Scheiter¹⁾ ein einfaches Mittel in Anwendung gebracht, nämlich der mit mehreren staffelförmigen Ansätzen $s_1, s_2, s_3 \dots$ versehene Schieber S , welcher so angebracht ist, daß der Winkelhebel HE mit dem Arme H sich auf eine dieser Staffeln stützt, so lange er nicht durch die Wirkung des 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.

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 Bezuge vorzunehmen, während bei der Anwendung von Schaltzähnen die Vor-

Fig. 189.

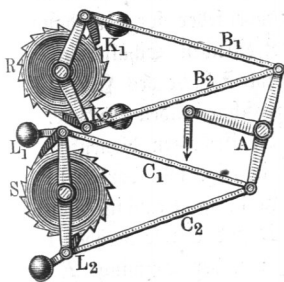


schiebung natürlich nur sprungweise um je eine Zahntheilung veränderlich gemacht werden kann. Die Klinke *H* dient als Klemmgesperre, um einen unbeabsichtigten Rückgang der Walze bei dem Rückwärtschwingen des Hebels *B* zu verhüten. Der bei dieser Vorschiebevorrichtung angewandte Daumen muß natürlich so viel

Hervorragungen erhalten, wie die Zahl der Messer ist, er ist zweischlägig bei den gewöhnlichen Zweimeßermaschinen.

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 Zweimeß-

Fig. 190.



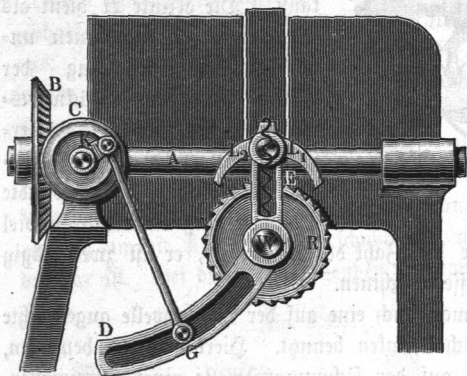
maschine angeordnet wird, durch dieselbe zweimal ein Schalten bewirkt werden muß, zu welchem Zwecke man Doppelklinken in Anwendung gebracht hat. In Fig. 190 ist eine solche Anordnung angedeutet, und zwar wird hierbei jede der beiden Vorschubwalzen durch ein Schaltwerk in Umdrehung gesetzt, um vermöge 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 *B₁ B₂* und *C₁ C₂* 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

die Kurbel tragenden Schwungradwelle ein zweimaliger Vorschub erzielt wird, wie er für Zweimeßermaschinen erfordert wird. Um bei dieser Anordnung den Vorschub zur Erzeugung verschiedener Hacksellängen verändern zu können, ist die den Hebel *A* antreibende Kurbel mit einem Schlitz 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 Regelräder *B* und *C* bewegte Kurbel *K* fest hierbei den Coulißenshebel *DE* in Schwingung, welcher sich lose um die Achse *W* der unteren Zuführwalze bewegt. Auf dieser Walze ist ein doppeltes Schalttrad *R* mit nach beiden Seiten hin gerichteten Zähnen befestigt, in welche Zähne die Klinke *L₁* oder *L₂* eingreifen

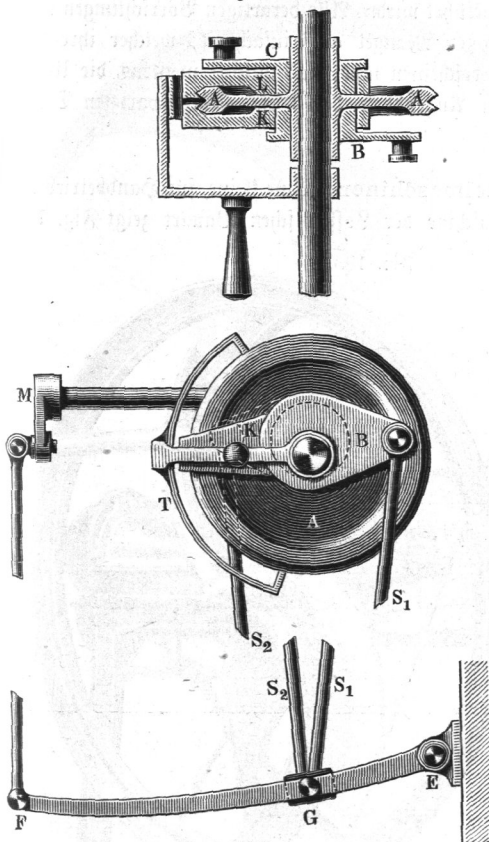
kann, sobald man diese Klinke aus der gezeichneten mittleren Lage, in welcher eine Schaltung nicht stattfindet, nach der einen oder anderen Seite umlegt. Eine an dem Hebelarme *E* angebrachte Schraubenfeder sorgt alsdann für den gehörigen Eingriff der Klinke in den betreffenden Schaltfranz. Die Verstellung des Schubstangenangriffs *G* in dem Schlitz des Hebels *D* ermöglicht eine Veränderung in der Länge des zu schneidenden Hacksels.

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 *S₁* *S₂* von der Schwinge *EF* aus bewegten Hebel sind in ihren Naben zu excentrischen Scheiben ausgebildet, auf denen die Schaltklappen *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. 16 324. ²⁾ D. R.-P. Nr. 1779.

die letztere von der Klink *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

Fig. 192



zu liegen kommen, und daher in entgegengesetztem Sinne wirksam werden.

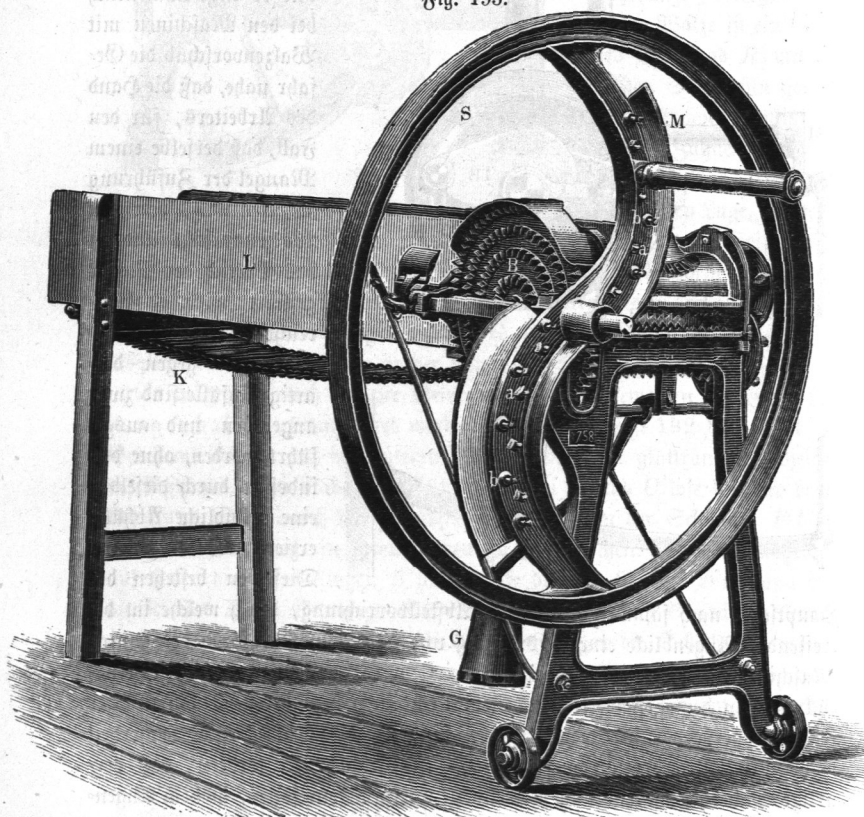
Bei dem Betriebe von Häckselmaschinen kommen sehr häufig Verletzungen der Arbeiter durch die Messer vor, und es liegt namentlich bei den Maschinen mit Walzenvorschub die Gefahr nahe, daß die Hand des Arbeiters, für den Fall, daß derselbe einem Mangel der Zuführung abhelfen will, von den Walzen erfaßt 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 sämtlich 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 theilhaftigen 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.

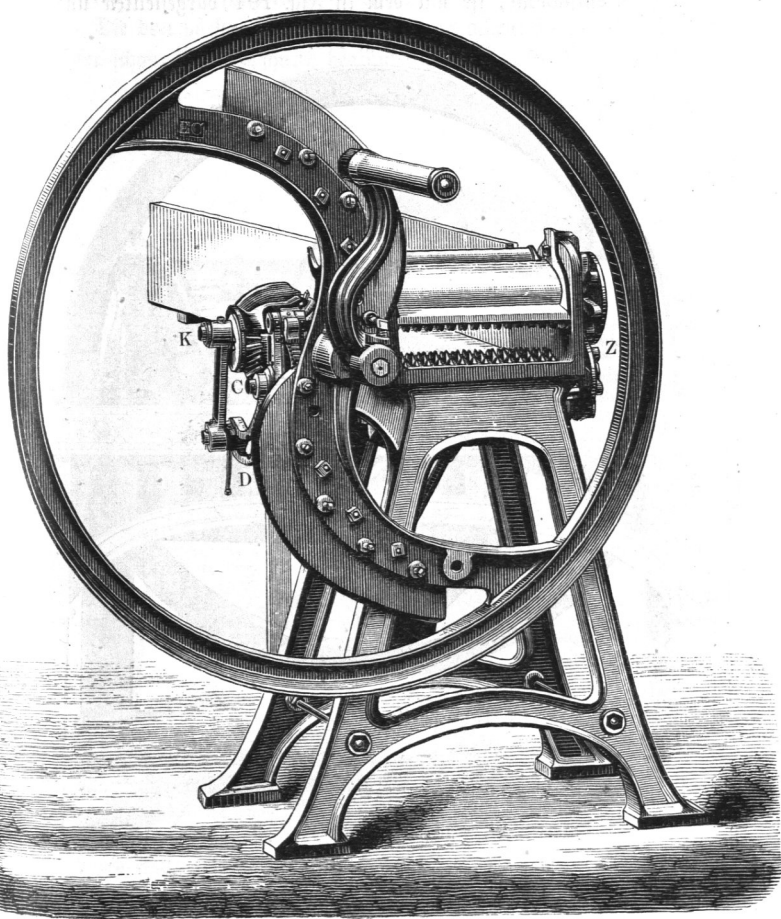
§. 58. **Ausgeführte Häckselmaschinen.** Eine kleine, für Handbetrieb eingerichtete zweimeßserige Maschine der Fester'schen Bauart zeigt Fig. 193.

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.

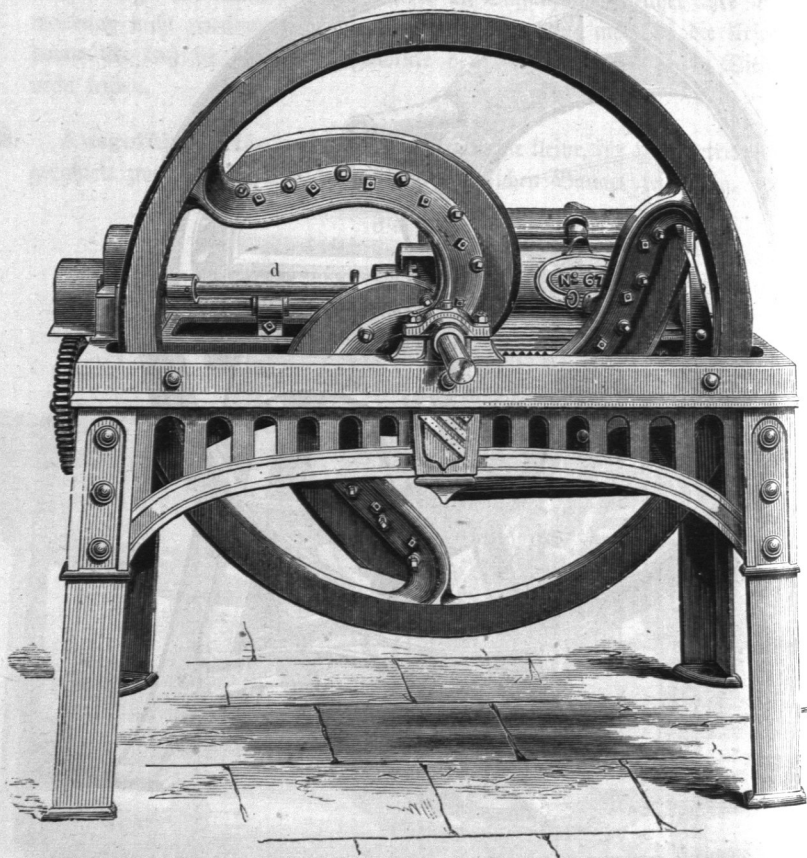


schiebewalzen, von denen die obere durch das Gewicht *G* belastet wird, geschieht hierbei durch ein auf der Schwungradwelle befindliches conisches Getriebe, welches je nach der gewünschten Häcksellänge in einen der vier auf der Scheibe *B* angebrachten Zahnringe eingreift. Die eiserne Vorschiebfette *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.

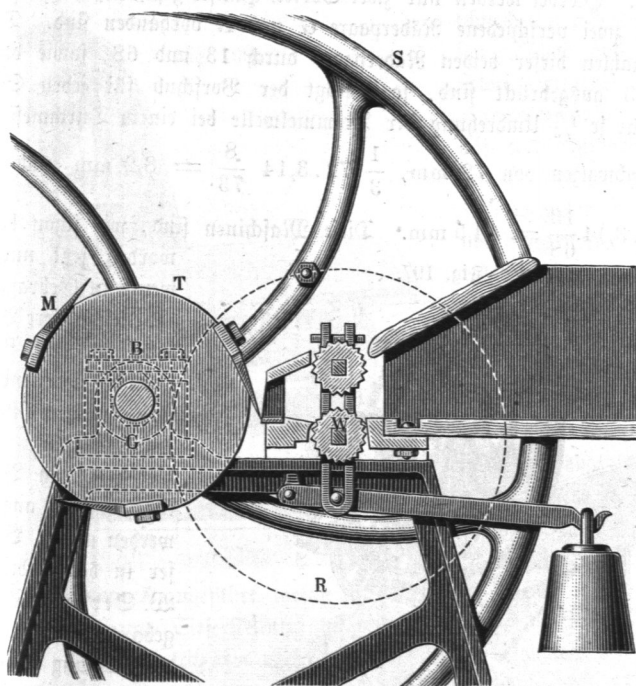


besprochenen Vorschube durch einen schwingenden Coulißenhebel *D* versehen, dessen Bewegung durch einen Kurbelzapfen *K* erfolgt, der auf dem von der Schwungradwelle betriebenen conischen Rade *C* befindlich ist. Die am freien Ende dieses Schwinghebels befindliche Schaltklinke setzt das auf der unteren 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 Unterstüßung 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.



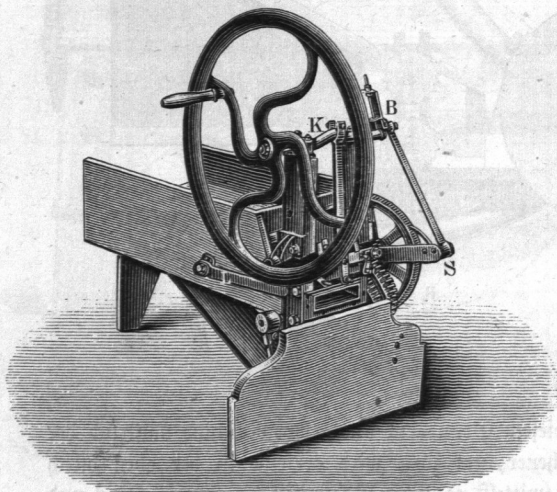
in Thätigkeit ist. Aus diesem Grunde ist bei dieser Maschine natürlich der Vorschub ein ununterbrochener, und zwar wird derselbe in der oben durch Fig. 186 erläuterten Art mittelst conischer Räder auf die Hülfswelle *d* und von da weiter durch Stirnräder auf die Walzen bewirkt. Die Veränderung der Schnittlänge wird durch entsprechende Wechselräder ermöglicht, das An- und Abdrücken 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 Etr. Häcksel von 12 mm Länge angegeben.

Eine Trommelmaschine des Salmon'schen Systems ist in Fig. 196 (a. v. S.) nach der unten angezeigten Quelle¹⁾ 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 $\frac{1}{3}$ Umdrehung der Trommelwelle bei einem Durchmesser der Vorschubwalzen von 72 mm, $\frac{1}{3} 72 \cdot 3,14 \frac{8}{73} = 8,2$ mm und bezw.

$\frac{1}{3} 72 \cdot 3,14 \frac{13}{68} = 14,5$ 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 Conduitsführung. Der Vorschub ist selbstredend hierbei ein absegender, er wird be-

¹⁾ Schneitler und Andree, Sammlung von Werkzeugen, 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 werden¹⁾, da dieselbe in ihrer Einrichtung und Wirkungsweise eine große Ähnlichkeit mit der zuletzt besprochenen Guillotinenhäckselmaschine zeigt. Diese hauptsächlich zum Zer-

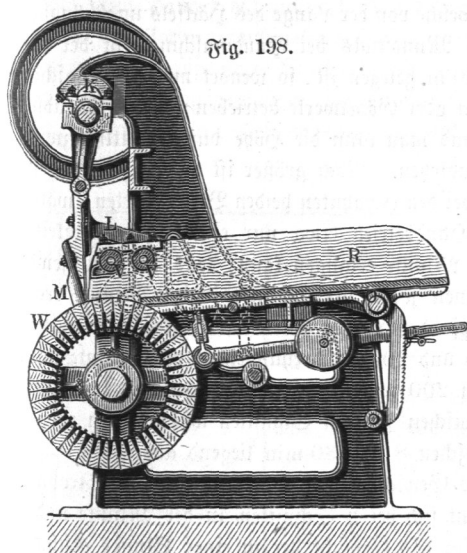


Fig. 198.

schneiden 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 Hautloz dient, und welche, um die Abnutzung möglichst gleichmäßig zu erhalten, ebenfalls nach jedem Schnitte eine geringe Drehung erhält.

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

¹⁾ D. R. = P. Nr. 20 754.

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 Häckfels 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 Häckfels 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 Häckfels unabhängig ist.

Während die Breite des Mundstückes 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 $\frac{1}{3}$ und $\frac{1}{4}$ 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 ergibt, 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 Häckfel 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 $60 \cdot 75 \cdot N = 4500 \cdot N$ mkg beträgt, und N_0 Pferdekraft zum Leer gange erforderlich sind, so hat man die für einen Schnitt erforderliche Nußarbeit durch $e = \frac{75}{n} (N - N_0)$ mkg ausgedrückt.

Nach Hartig¹⁾ kann man die zum Betriebe einer Häckselmaschine aufzuwendende Arbeit in Pferdekraften 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 Zuführcanales . .	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 Geigenmessers	190	115	90	180	76	125	—	mm
Äußerer 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	—	
Coefficient 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 ergibt 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 Pferdekraft
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 Wüß¹⁾ gemachten angeführt werden. Demnach erhält man bei einer Häcksellänge von 1 cm durch jeden Schnitt von je einer Schnittfläche gleich 1 qdem an Häcksel dem Gewicht nach 0,01 kg. Nimmt man eine durchschnittliche Höhe des Mundstücks gleich $\frac{1}{3}$ von dessen Breite an, so berechnet sich obiger Angabe zufolge die nachstehende Zusammenstellung:

Leistung in Kilogramm in 1 Stunde bei 1 cm Häckselläng

	Umdrehung des Schwungrads	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	}	300	400	550	650	800	900	kg
einer Stunde								

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 Leerlaufwiderständen abhängen muß.

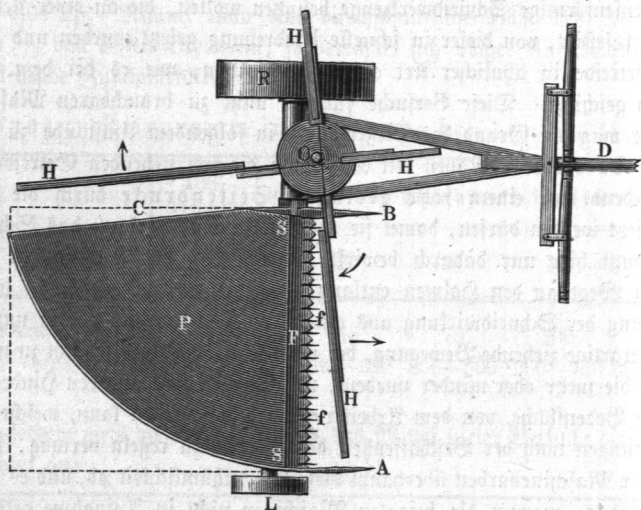
¹⁾ Landwirthschaftliche Maschinenkunde von Dr. A. Wüß.

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 Verzettlung 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 gefehrte spige 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 Messerflinge 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 Rutschersitz 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 Kaffern, versehener Arme, die anfänglich an einer wagerechten Haspelwelle angebracht waren, während man jetzt meistens eine stehende Axt 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 benützt zum Abharken des Getreides die um eine stehende Axe *O* drehbaren Rassarmlen *H*, denen man die zum Abharken erforderlichen Zähne giebt. Wenn man hierbei alle Rasser 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 Rasser 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 Rasser 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, ergibt 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 Ausrückvorrichtungen 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.

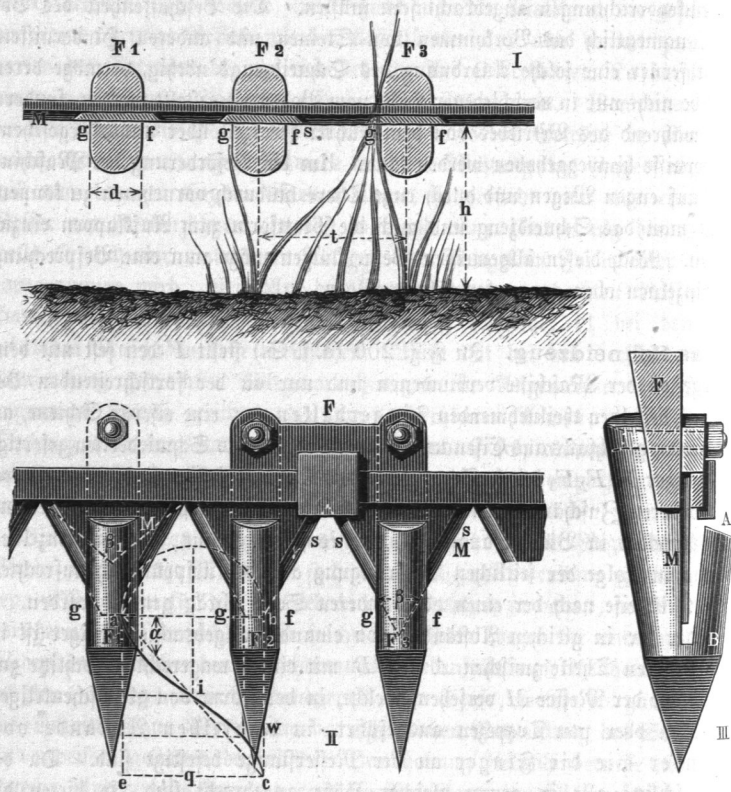
Das Schneidzeug. In Fig. 200 (a. f. S.) stellt *F* den fest mit dem §. 61. Fahrgestell der Maschine verbundenen und nur an der fortschreitenden Bewegung desselben theilnehmenden Fingerbalken vor, eine eiserne Schiene, an welcher die gleichfalls aus Eisen und zwar am besten aus Schmiedeeisen gefertigten 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 Schlitz zur Aufnahme der Messer *M* versehen, welche, in der Form von gleichschenkeligen Dreiecken oder von Trapezen ausgeführt, in demselben Abstände von einander wie die Finger an der Messerstange befestigt sind. Da die Fingerschlitz 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 zugeshärft 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 ergibt sich, daß die Wirkungsart dieser Schneidklingen der Mähmaschinen viele Ähnlichkeit 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 durchgeschritten, und nur die letzten,

unmittelbar an den Finger sich anlehnenen Halme sind einem Abschneiden 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 senkrecht 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 gefälltten 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

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{bc}{ab} = \frac{w}{q} \text{ festgestellt wird.}$$

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 Abzägen 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.

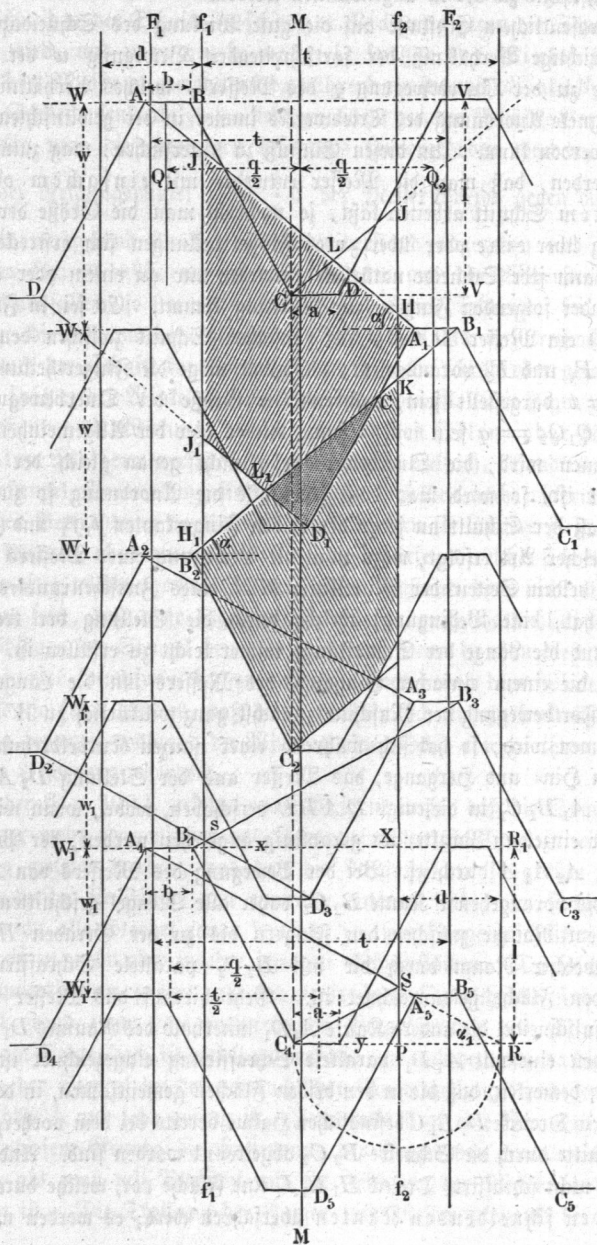
Aus der Fig. 200 I. erkennt man übrigens auch, daß die Stengel durch die Finger mehr oder minder aus ihrer aufrechten Stellung in eine schiefe Richtung geneigt werden, und daß die Neigung um so größer ausfallen muß, je weiter die Finger von einander entfernt sind. In Folge hiervon werden nicht alle Stengel 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 $F_1 F_2 = t$ dargestellt sein, während die Größe der Querbewegung des Messers $Q_1 Q_2 = q$ 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 Fingerranten $f_1 f_1$ und $f_2 f_2$ 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 $D_2 A_2 B_2 C_2$ durch $D_1 A_1 B_1 C_1$ in diejenige $DABC$ verschoben, wobei, wenn wieder die Wege der einzelnen Punkte als geradlinig angesehen werden, der Punkt A_2 den Weg $A_2 A_1 A$ durchlief. Bei der Bewegung des Messers von A_2 nach A_1 hat die vorangehende Kante $B_2 C_2$ daher alle Stengel geschnitten, welche sich in dem Raume zwischen den Fingern bis zu der Geraden $H_1 K$ befinden, welcher Raum durch die mit $B_2 C_2$ parallele Schraffirung der betreffenden Fläche gekennzeichnet ist. Geht hierauf das Messer von A_1 nach A , so schneidet die andere Kante $A_1 D_1$ innerhalb des Raumes $D_1 A_1 J J_1$, für welchen eine mit $A_1 D_1$ parallele Schraffirung eingezeichnet ist. Hier muß man bemerken, daß die in den beiden Flächen gemeinsamen, in der Figur getüpfelten Dreiecke $D_1 L_1 C$ befindlichen Halme bereits bei dem vorhergegangenen Schnitte durch die Schneide $B_2 C_2$ abgetrennt worden sind. Andererseits stellt das nicht schraffirte Dreieck $H_1 L_1 J_1$ eine Fläche vor, welche durch keine der beiden schneidenden Ranten überfahren wird; es werden nun zwar

Fig. 201.



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 Halme, 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 ergibt 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 $SC_4 P = SA_4 B_4$ ist. Dieser Winkel $SC_4 P = \alpha_1$ stellt aber die Neigung des Weges eines Messerpunktes gegen die Querbewegung des Messers dar und giebt durch

$\tan \alpha_1 = \frac{w_1}{q}$ das Verhältniß der beiden Bewegungen w_1 und q des Messers.

Nach der Figur ergibt 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:

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

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 ergibt sich die Größe $H_1 J_1$ des Vorwärtsbiegens der Halme an der Fingersante zu

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

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

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

gemacht werden.

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

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

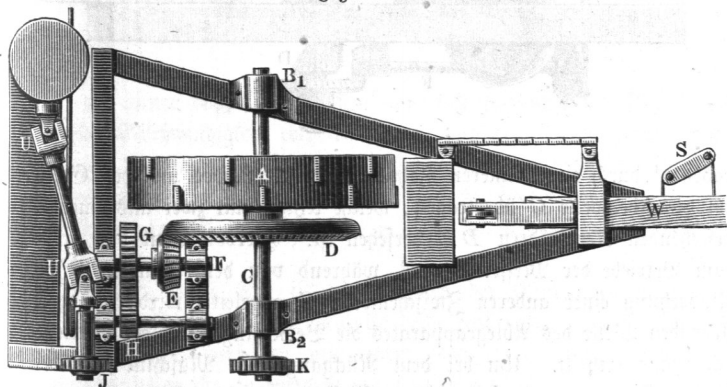
verbunden.

§. 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 Fingersbalkens am freien Ende durch einfache Gleitschuhe vornimmt.

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 Gesamtgewicht 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 Fahrrad ausgeführt, während man bei den Grassmäähmaschinen, 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 Zahnradvorgelege die langsame Umdrehung des Fahrrades in eine bedeutend schnellere Drehung der Kurbelaxe umgekehrt 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 Regelräderpaar ist, in Anwendung zu bringen. Die folgenden Figuren stellen die am meisten verwendeten Einrichtungen dar.

In Fig. 202¹⁾ ist das Fahrrad A einer einräderigen Maschine lose auf die Fahraxe gesteckt, welche in dem Rahmen bei B₁ und B₂ ihre Lager

Fig. 202.



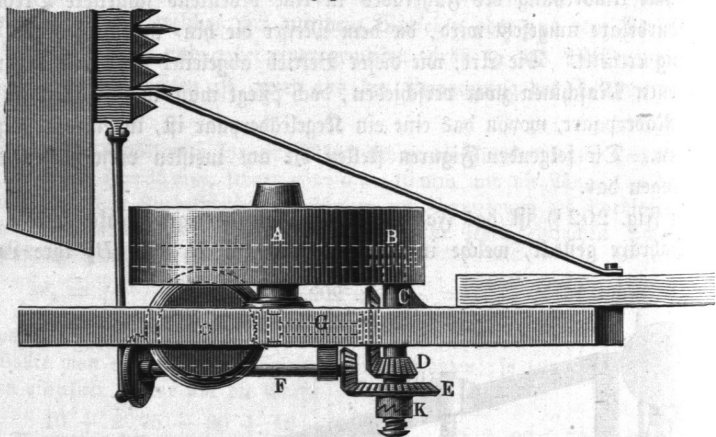
findet. Durch eine mittelst eines Hebels vom Rutscherfusse aus zu bewegende Kuppelung kann das Fahrrad bei dem Arbeiten mit der Axe C fest verkuppelt

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

werden, in welchem Falle das auf dieser Ase feste Regelrad *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 ist¹⁾, wird die Bewegung des lose auf der Fahraxe sitzenden Fahr-

Fig. 203.

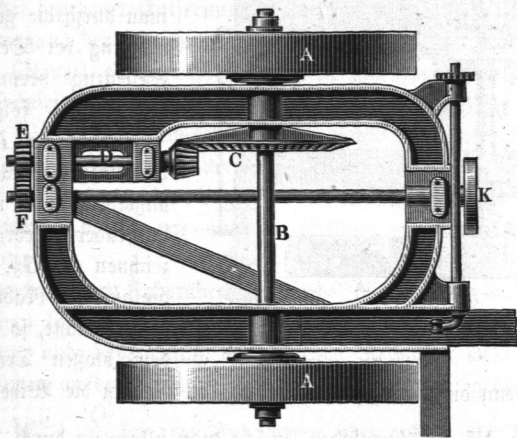


rades *A* durch einen inneren Zahnkranz dieses Rades auf das Getriebe *B* der Zwischenwelle *C* übertragen, welche letztere mit zwei aus einem Stücke bestehenden Regelrädern *DE* versehen ist. Hiervon dient das größere *E* zum Betriebe der Messerwelle *F*, während von dem kleineren *D* aus die Umdrehung einer anderen Zwischenwelle *G* abgeleitet wird, die der schräg stehenden Welle des Ablegeapparates die Bewegung durch ein drittes Regelräderpaar 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 Zahnkupplung *K* fest verbunden werden kann.

¹⁾ Perels, Die Mähmaschinen.

Den Gestellrahmen für eine zweiräderige Maschine zeigt Fig. 204¹⁾. 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 Regelrad *C* auf die Zwischenwelle *D* und durch die Stirnräder *E* *F* 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.



Nades *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 Wood²⁾ dargestellt: Hier sind ebenfalls beide Fahrräder *A* als Triebräder benutzt, indem jedes derselben mit einem Zahnkranz 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,

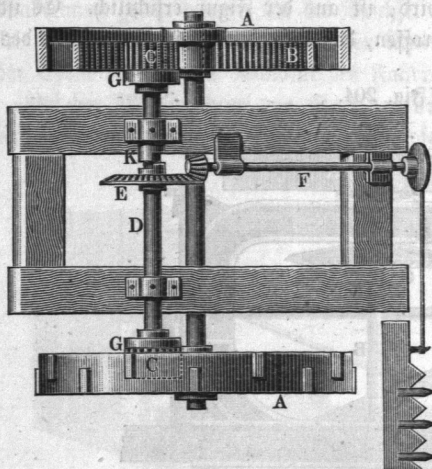
¹⁾ Buckeye-Mähmaschine von Aultmann, Miller & Co. in Ohio, aus: Wüß, Die Mähmaschinen der Neuzeit.

²⁾ Perels, Handbuch etc., III. Heft, Erntemaschinen.

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

Die Deichsel für die Pferde ist bei den zweirädrigen Maschinen immer zwischen den beiden Fahrrädern angebracht, und zwar nicht in der Mitte

Fig. 205.

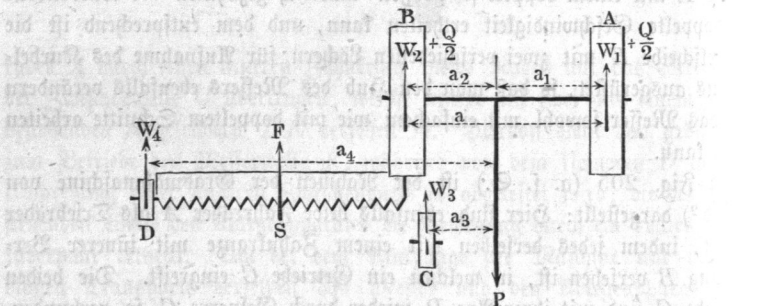


zwischen den Rädern, sondern näher dem inneren Rade, aus dem Grunde, um den Seitenzug zu vermeiden, welcher sich sonst einstellen würde. Wie man durch die geeignete Anordnung der Deichsel diesen Seitenzug vermeiden kann, läßt sich wie folgt erkennen.

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 $W = \xi \frac{G}{r}$

Fig. 206.



ausdrücken kann, wenn unter ξ 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 Schneidezuges 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 Ermittlung, 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 Fahrrad, 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 Schneidezuges 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 Schneidezuges dagegen wird verringert.

Die Uebersetzung der Bewegung von dem Fahrrade auf die Messerwelle ergibt 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 $tg \alpha = \frac{w}{q} = \frac{2R\pi}{2 \cdot n \cdot 2r}$ zu $n = \frac{R\pi}{2rtg\alpha} = \frac{R\pi}{w}$; 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 Fahrradage 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

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

erhält, während bei einer Größe von w gleich 80 mm

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

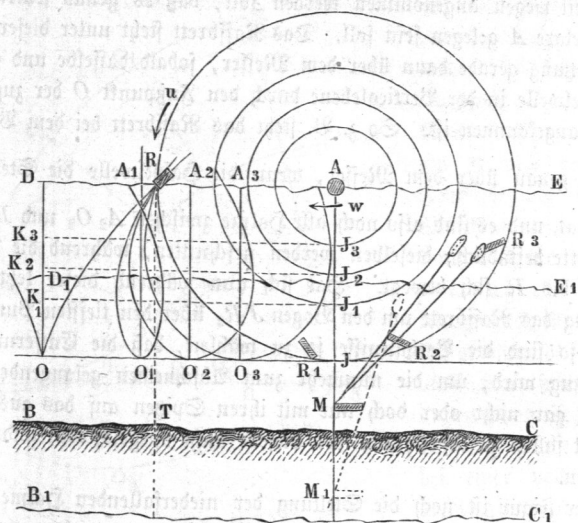
folgt. Hiernach sind die Umsetzungsverhältnisse der beiden Räderpaare einzurichten.

Für eine Geschwindigkeit der Pferde von 1,2 m in der Secunde ergibt sich die Umdrehungszahl der Fahrräder in der Minute zu $\frac{60 \cdot 1,2}{0,9 \cdot 3,14} = 25,5$ und daher diejenige der Messerwelle zu $25,5 \cdot 24,2 = 617$ und bezw. zu $25,5 \cdot 17,7 = 451$. 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 Ähren 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 $J_2 K_2$ 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 Rastbrette daselbst zu geben hat, um dieses Brett hochkantig, d. h. mit seiner kleinsten Fläche, in das Getreide einzuführen, damit ein Auschlagen der Aehren thunlichst vermieden werde.

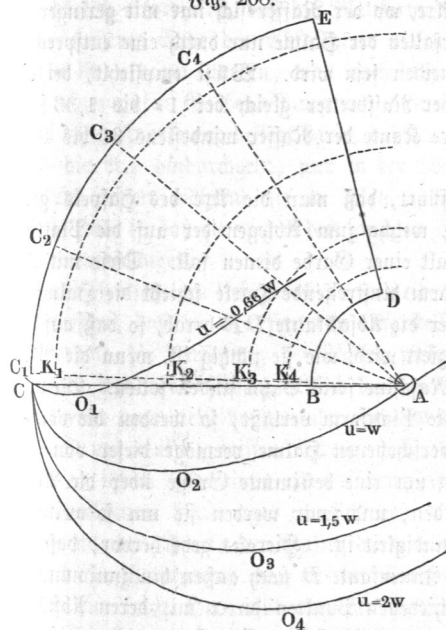
Das bei R eintretende Brett erfasst alle diejenigen Halme, welche rechts von RT stehen und drängt dieselben gegen das Messer M , von dem der Einfachheit wegen angenommen werden soll, daß es genau senkrecht unter der Haspelaxe A gelegen sein soll. Das Rastbrett steht unter dieser letzteren Voraussetzung 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 Rastbrett bei dem Verhältnisse $\frac{u}{w} = 2$ genau über dem Messer, wenn die Haspelwelle die Stellung A_2 erreicht hat, und es sind also noch alle Halme zwischen $A_2 O_2$ 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 Rastbrett 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 Rastbrett 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 $D_1 E_1$. 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 Raster in das Getreide eintauchen läßt, und je kleiner der Haspeldurchmesser gemacht wird. Nach den Angaben von Büst ist es zweckmäßig, den Haspeldurchmesser zu 2 m und die Umfangsgeschwindigkeit etwa gleich der 1,5 fachen Fahrgeschwindigkeit anzunehmen, sowie eine Eintauchungstiefe von $\frac{1}{3}$ 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 Raster 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 Harken-zähnen versehen, 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 ver-

Fig. 208.



ständlich. 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,

deren Halbmesser AK zu $AK_1 = 1,5 a$, $AK_2 = a$, $AK_3 = \frac{2}{3} a$, $AK_4 = \frac{1}{2} a$ angenommen wurden, wenn $a = AK_2$ die Entfernung der Mitte K_2 eines Raffbrettes von der Ase 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 $AK_3 = \frac{2}{3}a$ entspricht, d. h. für welche die Haspelgeschwindigkeit in der Entfernung $AK_3 = \frac{2}{3}a$ 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 schiefwinkligen Vierecks annehmen. Um diesem Uebelstande nach Möglichkeit abzuhelpen, kann man sich des Hilfsmittels 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-

effiger 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 Kasser 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 Regelmantel 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 Kassebretter, 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 Lehren ausschlagen.

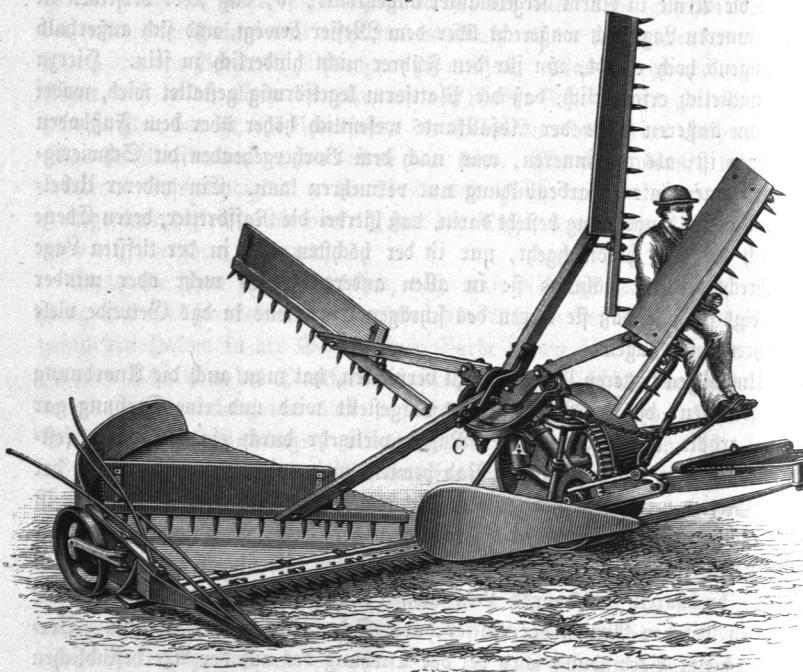
Um diesen letzteren Uebelstand zu vermeiden, hat man auch die Anordnung so getroffen, daß die Axe senkrecht aufgestellt wird und eine Drehung gar nicht erhält, die Bewegung der Kasser vielmehr durch ein auf dieser feststehenden Axe lose befindliches Rad bewirkt wird, mit welchem die Arme der Kassebretter mittelst 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 Kasser durch Scharniere verbunden sind. Vermöge dieser Verbindung wird bei der Drehung des auf der Axe befindlichen Rades eine solche Herumsührung der Arme bewirkt, daß dieselben sich in einem Regelmantel bewegen, jedoch bleibt hierbei die Ebene jedes Kassebrettes 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⁾ W ü s t, Die Mähemaschinen der Neuzeit.

ihnen befindlichen Schlitze 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 ergibt.

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

Fig. 209.



bunden, welcher die senkrecht stehende Welle A mit einem Schlitze umfängt und mit derselben an dieser Stelle durch einen Querbolzen scharnierartig verbunden ist. Bei der Umdrehung der Welle A durch entsprechende Regelräder 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 Kasserarme mittelst kleiner Frictionsrollen sich führen. Es ist ersichtlich, daß man die Gestalt dieser Führung so bestimmen kann, daß die Unterfante eines Kassers sich in einer

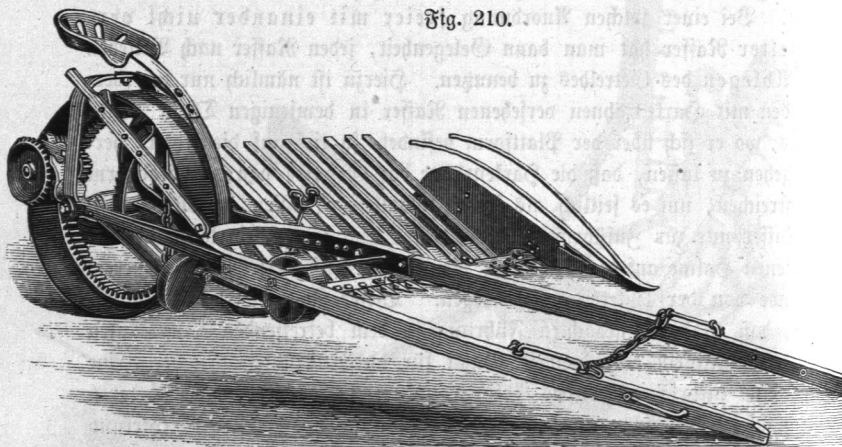
wagerechten Ebene bewegt, so lange dieser Kasser sich über der Plattform befindet, während er nach dem Verlassen derselben sich erhebt, um bei der weiteren Drehung den Führer nicht zu behindern. Zur besseren Erreichung des letzteren Zweckes hat man auch die Arme für je zwei gegenüberliegende Kasser unter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

Anstatt eine Verbindung von je zwei gegenüberstehenden Kassern in der gedachten Art durch gemeinsame Arme vorzunehmen, hat man neuerdings vielfach jeden Arm für sich allein durch ein Scharnier mit der Welle verbunden, so daß jeder Arm durch die ebenso wie in Fig. 209 angebrachte Führung seine schwingende Bewegung unabhängig von derjenigen der anderen erhält. Bei einer solchen Anordnung freier mit einander nicht veruppelter Kasser hat man dann Gelegenheit, jeden Kasser nach Belieben zum Ablegen des Getreides zu benutzen. Hierzu ist nämlich nur erforderlich, den mit Harkenzähnen versehenen Kasser in demjenigen Theile seines Weges, wo er sich über der Plattform befindet, so tief auf die letztere herabzuintergehen zu lassen, daß die Harkenzähne das Getreide von der Plattform herabstreichen, um es seitlich als Garbe abfallen zu lassen. Soll dagegen in Kasser nur zur Zuführung des Getreides und zum Niederlegen der geschnittenen Halme auf die Plattform dienen, so muß derselbe in größerem Abstände von der letzteren sich bewegen. Dieser Zweck wird erreicht dadurch, 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 Kasser 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 Kasser oder in diejenige für die Harke geleitet werden, und zwar kann die regelmäßig wiederholte Umsetzung der gedachten Weichenzungen selbstthätig durch die Arme oder durch Anstoßnaggen auf der Haspelwelle oder durch sonst geeignete Vorrichtungen geschehen. In diesem Falle wird immer nach Durchlaufung eines bestimmten Weges, z. B. nach einer vollen Umdrehung der Haspelwelle, die Ablage erfolgen, so daß die gebildete Garbe dasjenige Getreide enthält, welches von der Maschine auf dem einer Haspeldrehung zugehörigen Wege geschnitten worden ist. Wenn man indessen, etwa bei stellenweise 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 mittelst 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 sammendrängt, worauf durch die weitere Bewegung

Fig. 210.

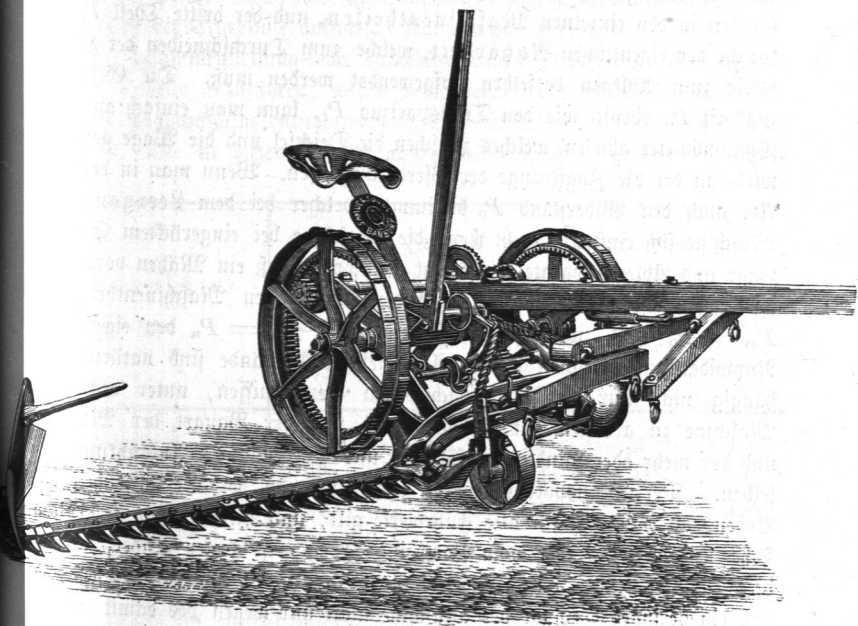


der Scharre ein Herabschieben dieser so gebildeten Garbe über die Abfallkante der Plattform erfolgt. Es mag noch bemerkt werden, daß die ersten Mähmaschinen mit einer Ablegevorrichtung versehen waren, die im Wesentlichen aus mehreren Transportschnecken bestand, welche, in der Plattform selbst gelagert, durch ihre Umdrehung das geschnittene Getreide nach der Seite und von der Plattform herunter schoben, so daß die Ablegung unmittelbar 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 Fahrrihtung parallel neben einander liegenden Latten in Form eines Kofes zu bilden, welcher um eine dazu senkrechte, also mit dem Messer parallele Ase 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 Stopfeln 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 Grasmäschinen 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 hinweggehen. 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. **Erfahrungsergebnisse.** 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 Gesamtzugkraft 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. Hieraus, 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-

M ä h m a s c h i n e für	Gewicht für 1 m Schnitt- breite in kg <i>G</i>	Zugkraft für 1 m Schnittbreite in kg			
		zum Transport <i>P_t</i>	zur Bewe- gung der Maschinen- theile <i>P_m</i>	zum Schneiden u. Ablegen der Halme <i>P_n</i>	zum Betrieb der ganzen Maschine <i>P</i>
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 tatsächlich 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 Ermittlung 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 sechsständigen täglichen Arbeitsdauer zusammen $2.75 = 150$ 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 Gesamtbreite 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 $60 \cdot 60 \cdot b \cdot w$ 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

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

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. Krämer¹⁾ 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 Feldparzellen 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 Faspel, welcher,

¹⁾ Perels, Die Mähmaschine.

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 Haspel-
drehung in der Zeit von $\frac{2 \cdot 1,2 \cdot 3,14}{1,5} = 5,02$ Sec. In dieser Zeit ist

die Maschine unter Annahme der oben angegebenen Geschwindigkeit um $5,02 \cdot 1,1 = 5,52$ m fortbewegt, so daß bei 1,5 m Schnittbreite eine Fläche von $1,5 \cdot 5,52 = 8,28$ 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 Mäh- §. 65.
maschinen 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 n 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

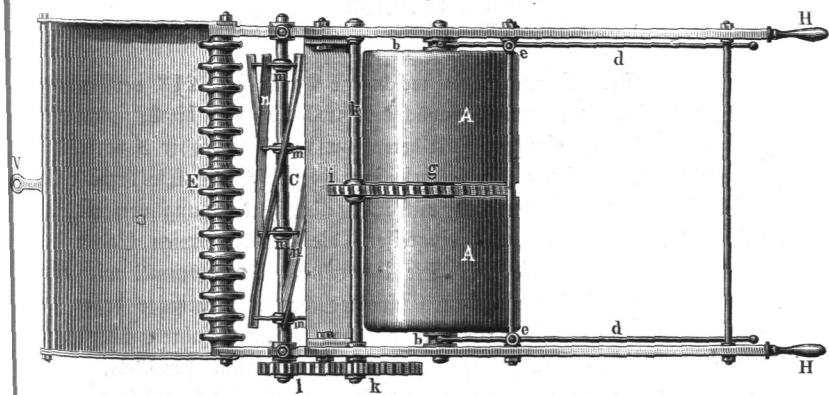
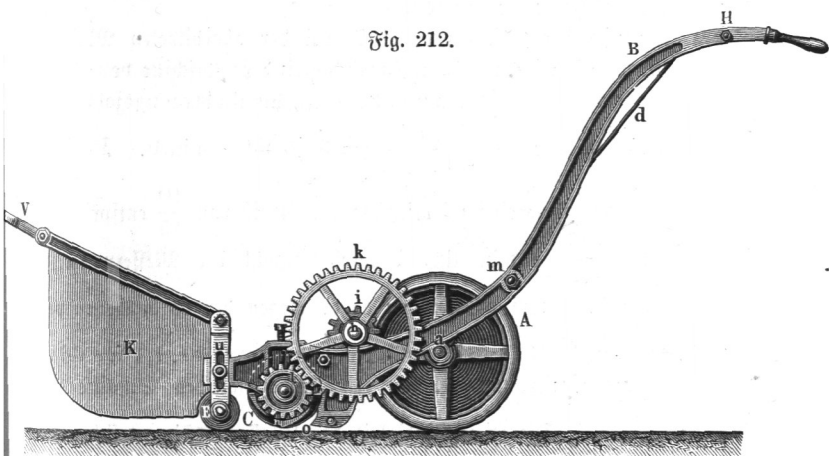
$\omega = \frac{360^0}{z}$ ist. Wenn dagegen $\omega < \frac{360^0}{z}$ ist, so vergeht zwischen dem Schnitte eines und demjenigen des folgenden Messers stets eine gewisse Zeit, während welcher ein Schneiden nicht stattfindet, und welche Zeit durch $\frac{60}{nz} \frac{360 - z\omega}{360}$ Sec. ausgedrückt 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 ergibt 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 Kupplungen 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 Ase 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 Ase a verbunden werden kann, wenn das Schneidzeug arbeiten soll. Auf der Ase sitzt zwischen den beiden Walzen das Stirnrad g fest, und es ist aus der Figur ersichtlich, wie die Bewegung der Ase 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 Ase mittelst der Scheiben *m* befestigt sind, und von denen jedes in ungefähr einer halben Windung die Ase 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 abgesicherten 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 $\frac{60 \cdot 1,1}{3,14 \cdot 0,36} = 58,5$ sich ermittelt. Da jedes

der beiden Rädervorgelege einem Umsehungsverhältniß von $\frac{40}{15}$ entspricht, so ergibt 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 $4 \cdot 416 = 1664$ Schnitte auf die Länge von $60 \cdot 1,1 = 66$ 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

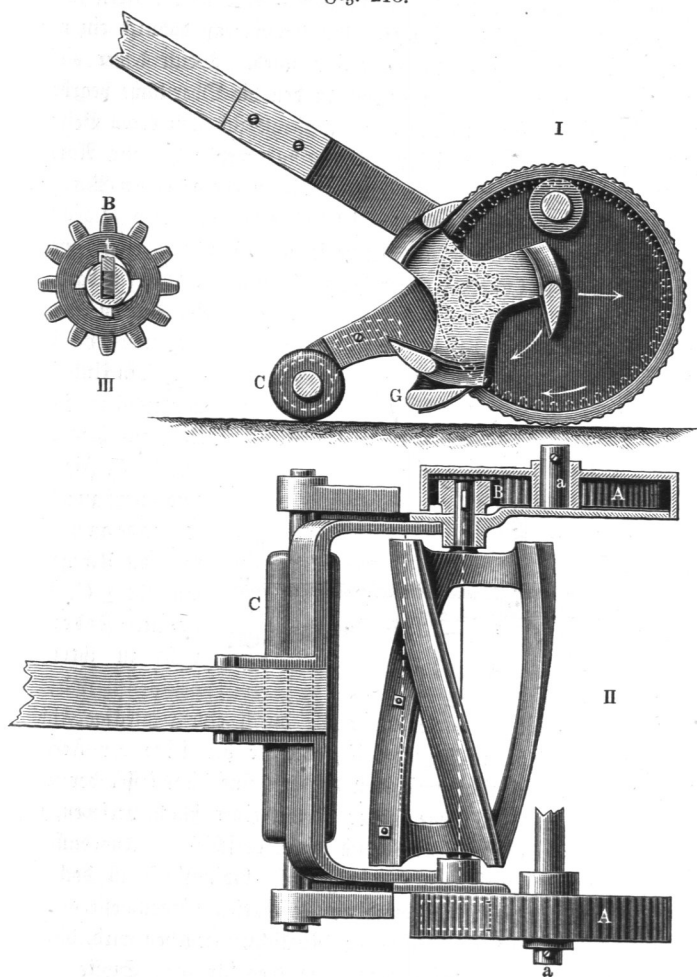
$$v = \frac{416 \cdot 3,14 \cdot 0,160}{60} = 3,47 \text{ m.}$$

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 befestigt 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 vermittlest 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
 $\frac{60 \cdot 1,1}{3,14 \cdot 0,17} = 120$ Umdrehungen, so daß bei einem Verhältnisse der Zahn-

Fig. 213.

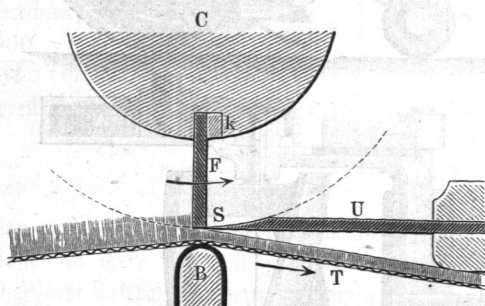


räder gleich 3,5 die Umdrehungszahl für die Messerwalze zu 420 und die Anzahl der Schnitte für 1 m zu $\frac{3 \cdot 420}{66} = 19$ sich bestimmt. Bei dieser Maschine, welche für kleinere Gartenanlagen eine große Verbreitung gefunden

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 Abstände 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

Fig. 214.



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

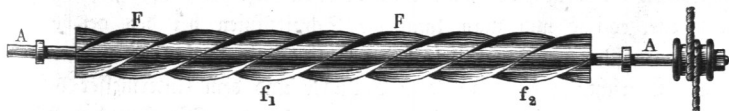
jede solche Klinge an der wirkenden Stelle durch eine rechteckige Fläche von einer Breite von 1,5 mm begrenzt ist, wie sie der Dicke der Federn entspricht. Bei den Rasenschermaschinen dagegen sind die Messer der Trommel scharf geschliffen und das Gegenmesser ist mit einer Fläche versehen, wie aus Fig. 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 Stoppellhöhe immer groß genug, um dem festen Messer eine größere, für die dauernd gute Erhaltung genügende Dicke an der Schnittstelle zu geben.

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 Messerflingen 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 Messerflinge 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 ruppige 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 Ase A gewunden ist. Da das feste Untermesser stets geradlinig und parallel mit der Ase 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 erteilt 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 ergibt 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.

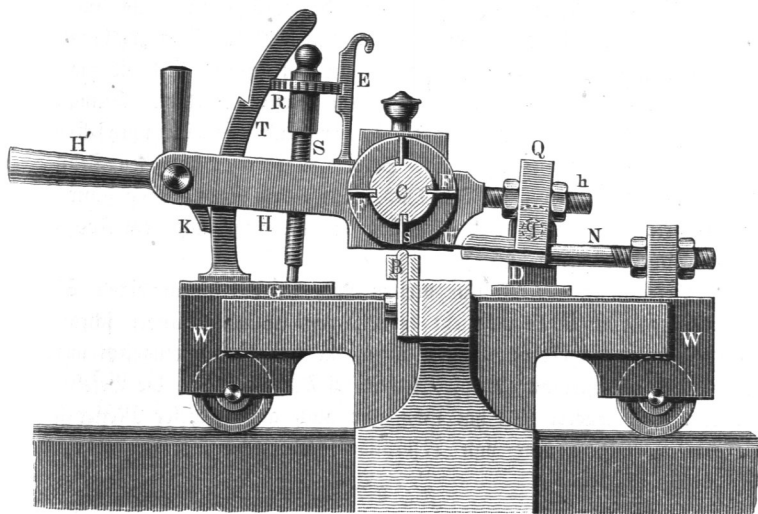
Während die einzelnen Schnittlinien bei der Anwendung geradliniger Messer senkrecht zu der Richtung stehen, in welcher das Tuch unter dem Schneidzeuge oder das letztere über dem Tuche fortbewegt wird, so ergibt sich aus der schraubenförmigen Gestalt der Messer in Folge von deren allmählich stattfindender 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 Abstände *a* der Schrauben von der Drehaxe *q* gleich $\frac{s}{z}$, womit eine Hebung oder Sen-

Fig. 216.



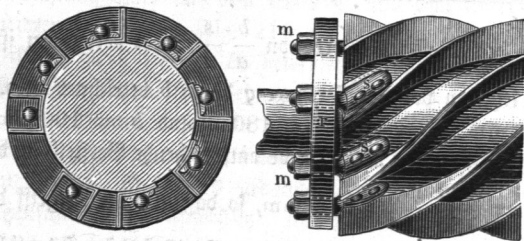
kung der Axe des Messerschylinders von $\frac{b}{a} \frac{s}{z} = h$ verbunden ist, wenn der Abstand des letzteren von der Drehaxe *q* durch *b* bezeichnet wird. Hat man z. B. *s* = 2 mm, *z* = 12, *a* = 180 mm und *b* = 100 mm, so ergibt sich die einer Theilung der Randscheibe entsprechende Verstellung des Schneidzeuges zu $h = \frac{100}{180} \frac{2}{12} = 0,09$ 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 Scherschylinders 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 geköppter 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 Klappen *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 Längsschermaschinen, 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 Ruthen eingedreht werden, in welche die Messer eingesetzt werden, worauf fest eingestemmt 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.

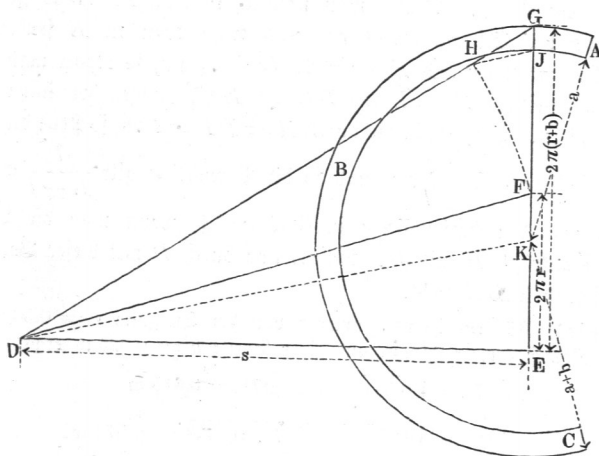


gewendet, welche ihre Befestigung durch angenietete Schrauben *s* erhalten, deren Muttern *m* gegen den Ring *r* drücken. Durch den Zug dieser Schrauben wird den Messern das Bestreben ertheilt, die Ganghöhe ihrer Schraubengestalt zu vergrößern und ihre innere Weite zu verringern, so daß sie hierdurch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

Der letztere ist in diesem Falle glatt und ohne eingedrehte Ruthen 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 Ermittlung 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 Schraubenumwindung 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 ergibt 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 Schraubmesser von der Steigung $s = 0,50$ m, dem inneren Halbmesser $r = 0,02$ m und einer Breite $b = 0,025$ m ergibt sich

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

und

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

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

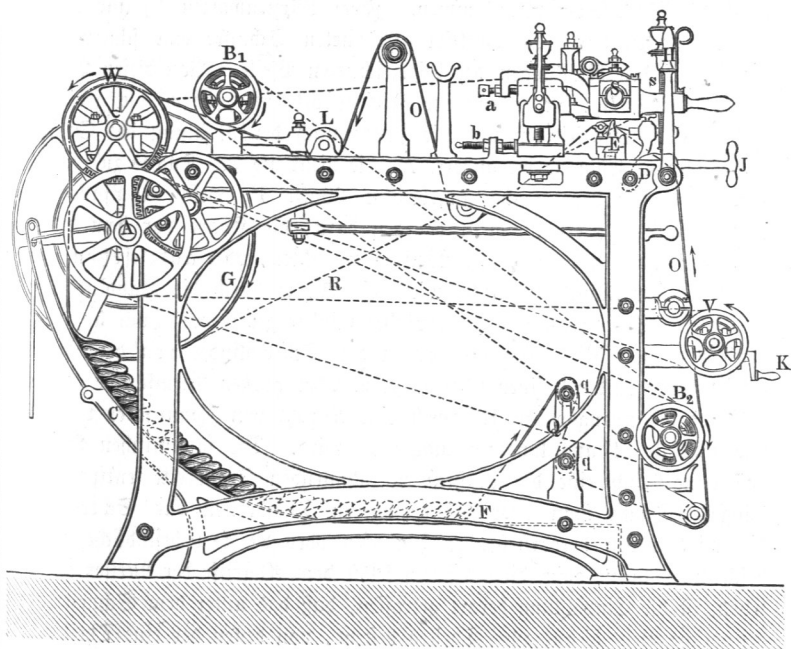
$$\omega = \frac{2,36}{2 \cdot 3,14} \cdot 360^\circ = 135^\circ 10'$$

erfordert, so daß, wenn das Messer 3 volle Schraubenwindungen erhalten soll, der Ring einen Mittelpunktswinkel von $3\omega = 405^\circ 30'$ 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, winkeligem 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 Ase 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 Scherzylinder 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 sämtlichen Walzen haben natürlich eine der größten vorkommenden Tuchbreite entsprechende Länge. Damit man aber bei geringeren Tuchbreiten das Scheren auf die zwischen den hervorstehenden Tuckecken oder Leisten befindliche Breite beschränken kann, ohne diese Kanten selbst dem Angriffe der Messer aussetzen, ist die Einrichtung derart getroffen, daß das unter dem Schneidzeuge befindliche Bett E aus zwei Theilen besteht, von denen der eine Theil mitteilt 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 Scherzylinder S eine solche Geschwindigkeit zu ertheilen, daß auf die Länge gleich 1 cm 24 bis 28 Schnitte entfallen. Die Umdrehungszahl des Scherzylinders 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 annehmen¹⁾.

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 versteht 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 austreifende 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.

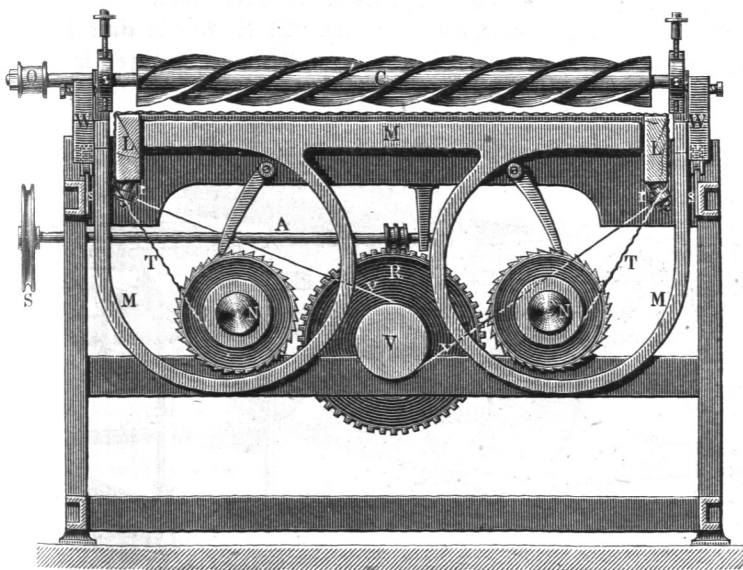
Was die Güte der von den Längschermaschinen erzeugten Arbeit, d. h. die Gleichmäßigkeit der Tuchoberfläche anbetrifft, so ist es als ein Uebelstand anzusehen, daß hierbei die Schnittlinien quer über das Tuch gerichtet sind, während der Strich der Haardecke bekanntlich nach der Längsrichtung erfolgt. 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 Längschermaschinen 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 Abwicklung 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-

drechung wird der Welle *V* von der Ase *A* der Schnurrolle *S* durch die Schraube ohne Ende und das Schneckenrad *R* ertheilt, so lange der Scherzylinder *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 Scherzylinders in einer ganzen Umwindung umfängt. Durch diese Anordnung des Betriebes, welche sich auch anderwärts, z. B. bei den durch Seile angetriebenen Laufkränen, s. Th. III, 2, findet, wird die Umdrehung des Scherzylinders unbeschadet der Fortbewegung desselben ermöglicht.

Fig. 220.

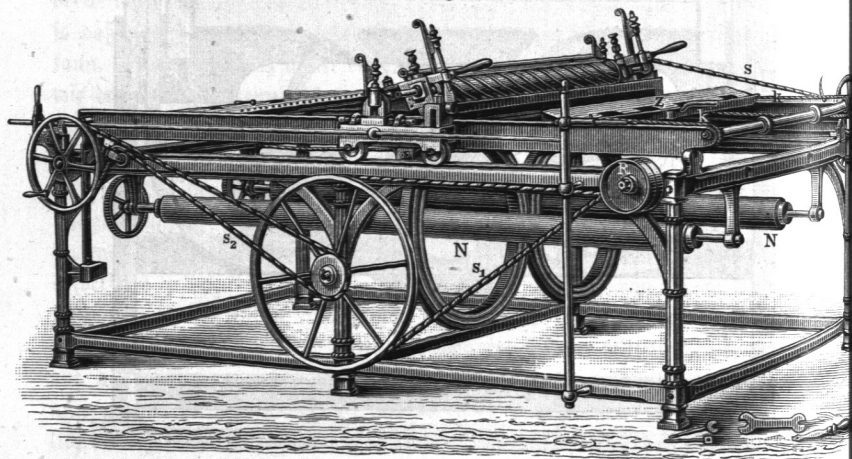


Wenn das Schneidzeug in dieser Art seinen Weg quer über das Tuch von einer Leiste bis zur anderen vollführt hat, so findet durch Anstoßen gegen einen Knaggen eine selbstthätige Ausrückung der Bewegung statt, indem der Betriebsriemen in bekannter Weise von der festen Betriebscheibe auf die lose Leerscheibe geführt wird, so daß hierdurch nicht nur die Drehung des Scherzylinders, 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* vermittelt 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 Hilfe der Ketten *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 *s1 s2* 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 Scherzylinder 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 $2\frac{1}{4}$ Minuten Zeit erfordert. Von dieser Zeit können etwa $1\frac{1}{4}$ 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 Scherzylinder vier Messer, und sollen auf je eine Tuchlänge von 1 cm 32 bis 40 Schnitte kommen, so hat der Scherzylinder 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 Wagnvorganges, also ungefähr während der Hälfte der Zeit erforderlich¹⁾.

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 vermittelt 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 Festigkeit 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⁾ Rarmarisch, 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.

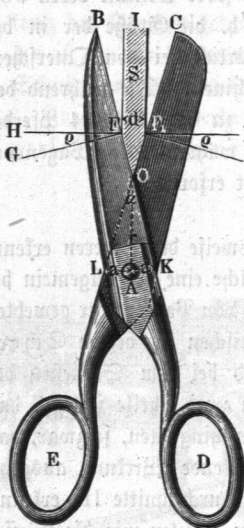


Fig. 223.



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 Scheranten *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 Scheranten verschieden, je nach dem Abstände 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 ergibt. Zunächst ist es klar, daß wegen der Neigung der beiden Scheranten gegen einander auf das Arbeitsstück eine nach außen gerichtete Wirkung erfolgt, indem man sich zu denken hat, daß die Scheranten in den zu ihnen senkrechten Richtungen *GF* und *G₁F₁* einwirken, so daß die Mittelfraft 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 Scheranten 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 Scheranten 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

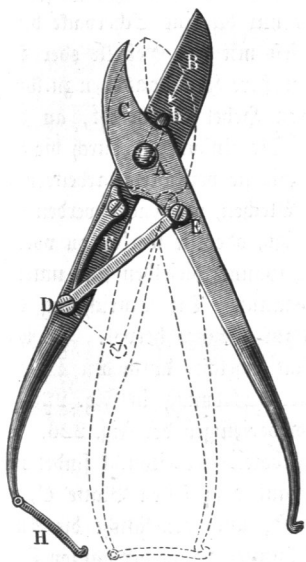
Wirkung kommt, zu $l = \frac{d}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}$, und es wächst diese Länge, wenn der

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 Öffnen 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 Scherfante zur der Länge L des Blattes steht, etwa zwischen $\frac{1}{10}$ und $\frac{1}{15}$ zu liegen, was einem Kreuzungswinkel von 23° und bezw. $15^\circ 20'$ in der Mitte

Fig. 224.



der Blätter und einem solchen von $11^\circ 30'$ und $7^\circ 40'$ an deren Ende entspricht. Bei den Handscheren für Bleche beträgt jenes Verhältniß n meistens nicht mehr als $\frac{1}{20}$, entsprechend einem Kreuzungswinkel von $11^\circ 30'$ in der Mitte und 6° an dem Ende.

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 Schwermwiderstand 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 Unterstüßung 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 Uebersetzungsverhältniß für die Kraft, als dies bei dem zweiarmligen 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 Werkische befestigt, auch pflegt man wohl den aufwärts gerichteten Zug des Auges durch einen von dem letzteren nach dem Fußboden gehenden Anker aufzunehmen.

Fig. 225.

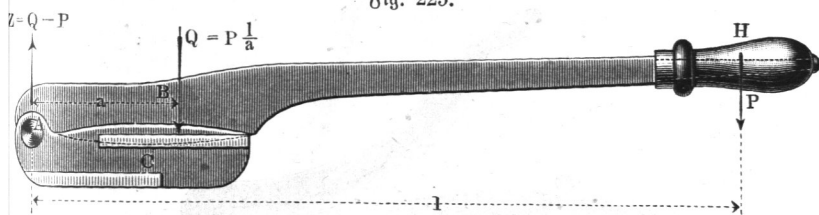
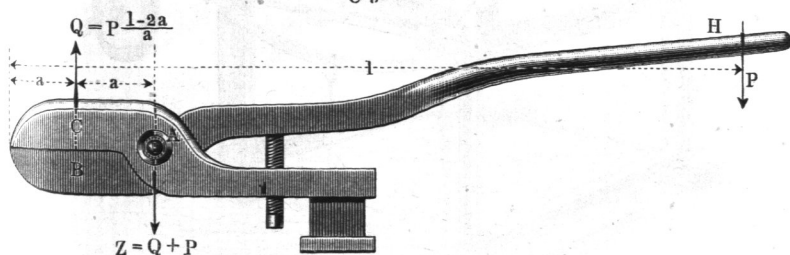


Fig. 226.

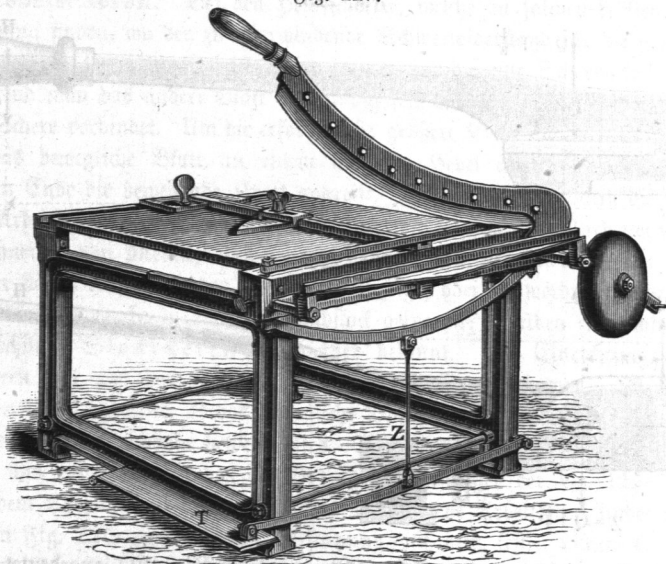


Zuweilen giebt man den Scherblättern, wie in Fig. 225 angedeutet, eine gekrümmte Gestalt, aus dem Grunde, um einer bei geraden Blättern mit der Zeit sich einstellenden Aushöhlung zu begegnen, welche deswegen eintreten würde, weil das Blatt in seinem mittleren Theile mehr als an den Enden der Beanspruchung und Abnutzung unterworfen ist. Man kann vermittlest einer gekrümmten Schneide aber auch den Zweck eines überall gleichen Kreuzungswinkels der beiden Scheranten 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 $r = k^p$

zu bilden, worin $\log \text{nat } k = \cotg \alpha$ 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.

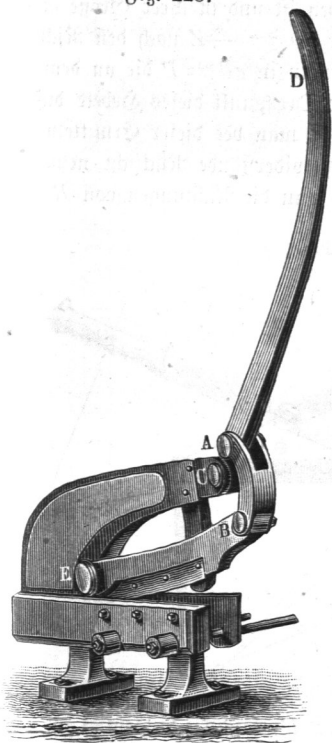


bach, zeigt Fig. 227, woraus man die Aehnlichkeit des Werkzeuges mit der alten Häcksellade erkennt. Eine Aehnlichkeit besteht auch insofern, als auch hier ein Festhalten der vorgelegten Pappscheibe durch einen darauf ruhenden Deckel mit Hülfe des Fußtrittes *T* und der Zugstange *Z* vorgenommen wird. 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 Kirchs in Aue vorstellt. Das bei *A* und *B* gelenkartig an die beiden Hebel *CD* und *EB* angeschlossene Verbindungsstück wirkt hier als Schubstange in leicht ersichtlicher Art.

Fig. 228.



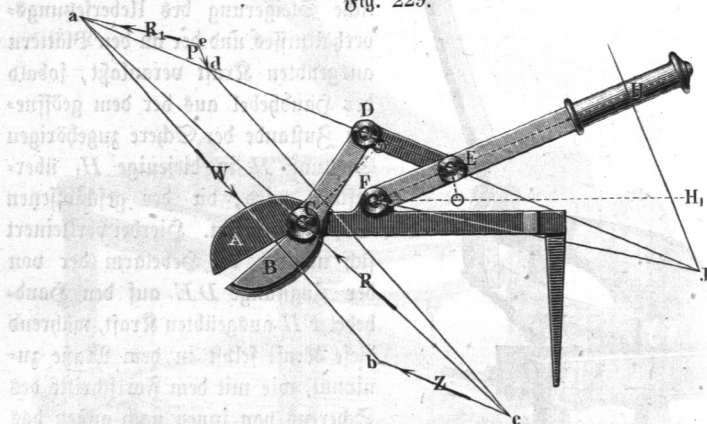
In einer eigenthümlichen Weise sind die beiden Hebel bei der Schere von Molard¹⁾ angebracht, von welcher Fig. 229 (a. f. S.) die ungefähre Einrichtung ver deutlicht. In Folge des schräg gestellten Scherenmauls *AB* wird hier eine allmähliche Steigerung des Uebersetzungsverhältnisses und der an den Blättern 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 scheren den 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⁾ PrechtI, Technolog. Encyclopädie, 12. Bd., Artikel: Schere.

$R = ca$ ergibt. 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 Ermittlung 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 Volzen 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 vermittelt einer den Hebel der Schere am äußeren Ende angreifenden Kurbel oder auch wohl mit Hülfe einer excentrischen Scheibe bzw. 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 Hebelschere¹⁾, wie sie wohl noch zuweilen in Kesselschmieden gefunden wird, zeigt Fig. 231. Bei

Fig. 230.

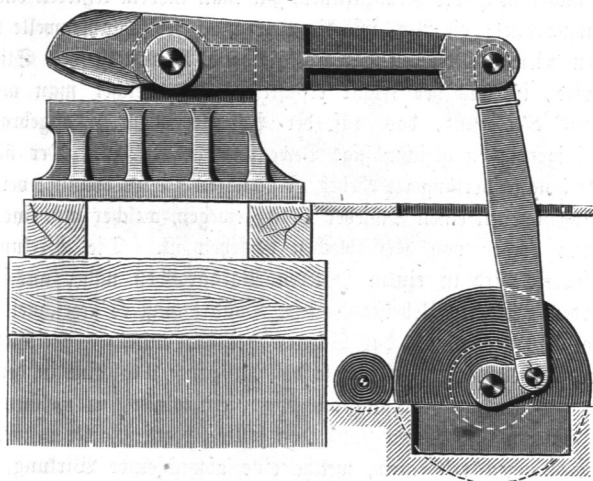
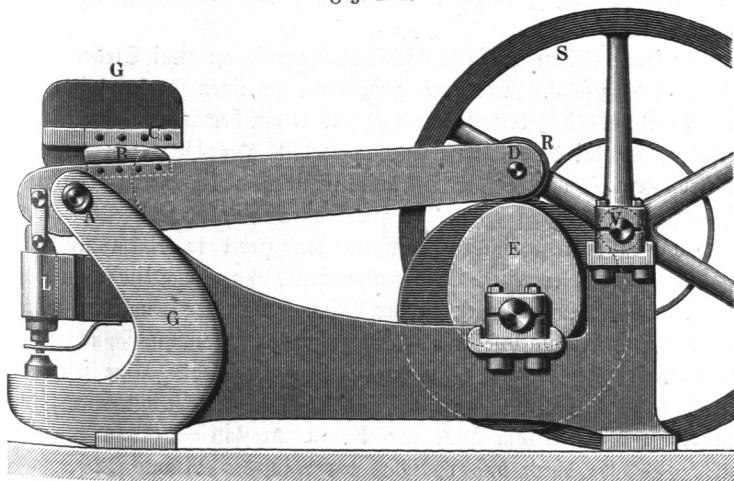


Fig. 231.



derselben ist das bewegliche Scherblatt bei B an dem Hebel AD und das feste darüber bei C an dem passend gekröpften Fußeisengestelle G an-

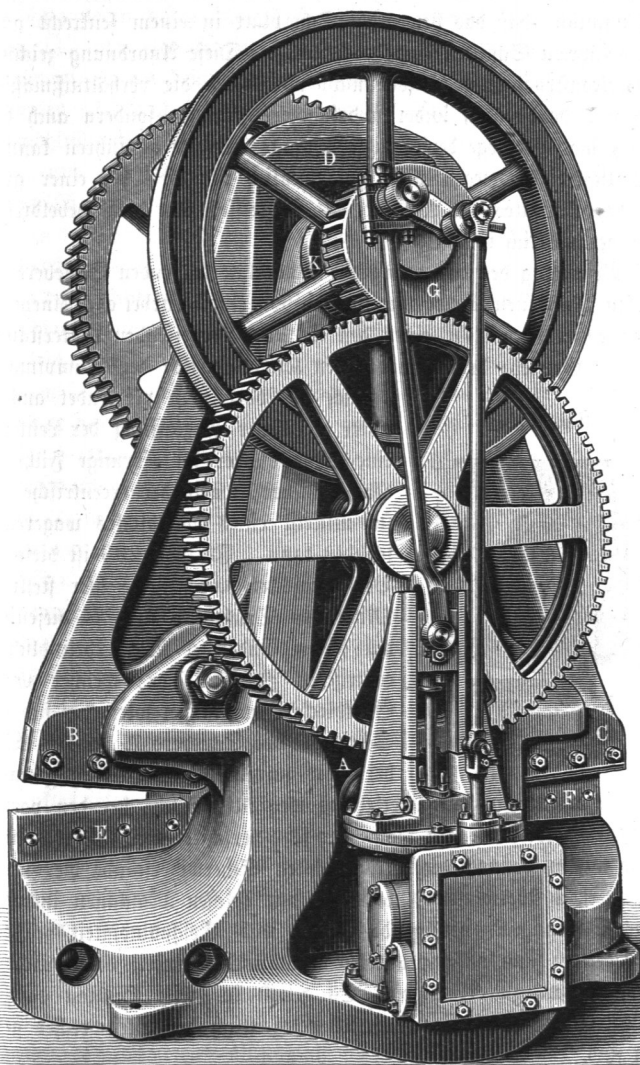
¹⁾ Aus Pecht, Technolog. Encyclopädie, Bd. 12.

gebracht. Das Schneiden geschieht daher hierbei, während der Hebel durch den Daumen *E* emporgebrückt 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 Hängeschieben 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 müßten 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 Schlitz desselben ergreift. Die entsprechende langsame Umdrehung von zehn bis zwölf Umdrehungen in der Minute wird der Kurbelaxe mittelst zweier Zahnrädervorgelege durch eine besondere Dampfmaschine ertheilt, deren Kurbel das Getriebe *G* direct in Bewegung setzt. Eine solche von De Vergue & 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.



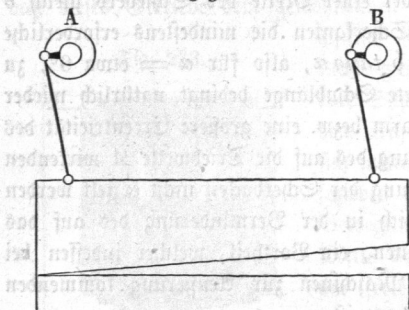
nur die Nothwendigkeit sehr starker Abmessungen, sondern auch ein sehr ungleichförmiger Gang der Maschine in Verbindung stehen. Diesen Uebelständen begegnet man dadurch, daß man der Kante des beweglichen Scherblattes *G* eine gewisse Neigung von etwa 5 bis 8 Grad gegen die wagerechte Kante des unteren 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 $s = b \tan \alpha$, also für $\alpha = \text{etwa } 6^\circ$, 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 Kräftmomentes 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 schneidenden Platten wendet man zur Bewegung des Schiebers zwei Kurbeln A und B , Fig. 234, an, welche durch zwei

Fig. 234.



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.

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 Scheranten 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* umfassen 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 Zumdrehen 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 Ventstange um die Größe $2a$ erzielt werden, wenn die

Fig. 235.

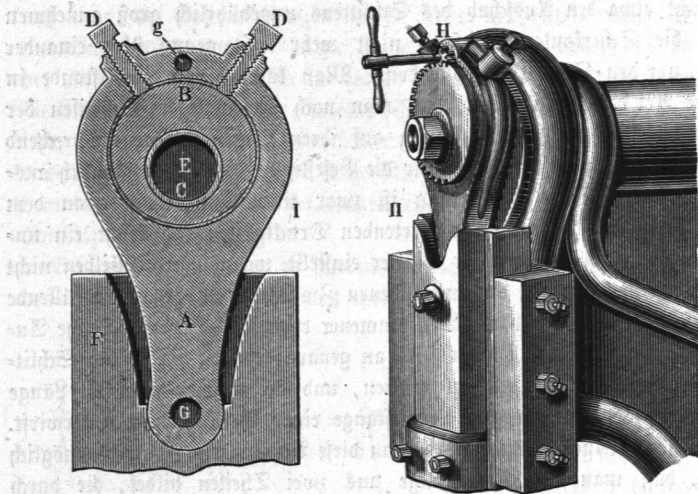
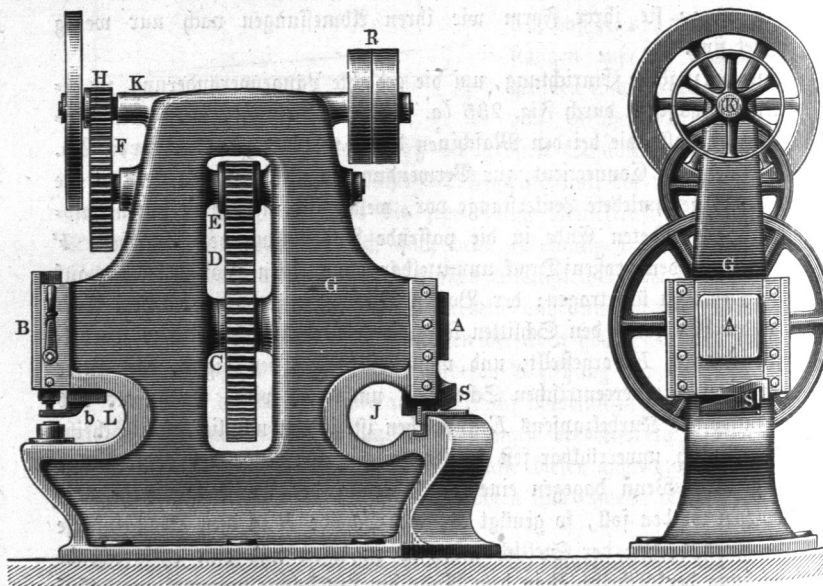


Fig. 236.



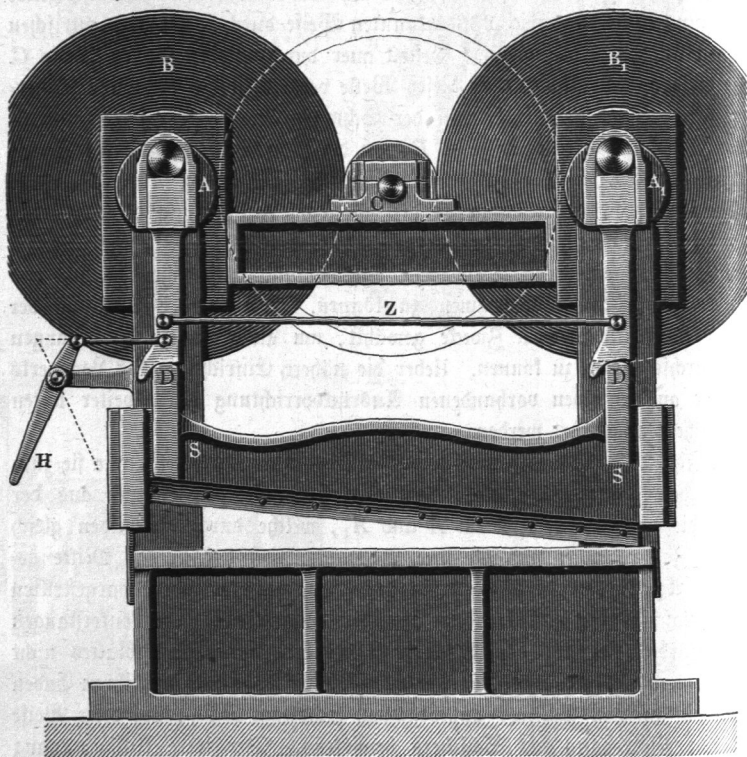
Excentricität durch a bezeichnet wird. Da die Verdrehung mittelst des kleinen Getriebes H , das in den gezahnten Scheibenumfang eingreift, mit großer Genauigkeit vorgenommen werden kann, so ist hierdurch ein Mittel zu einer bequemen und sicheren Regulirung gegeben.

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 Hohlfußgestell 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 mittelst 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 Abstände 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 Ase 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 stützen 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.



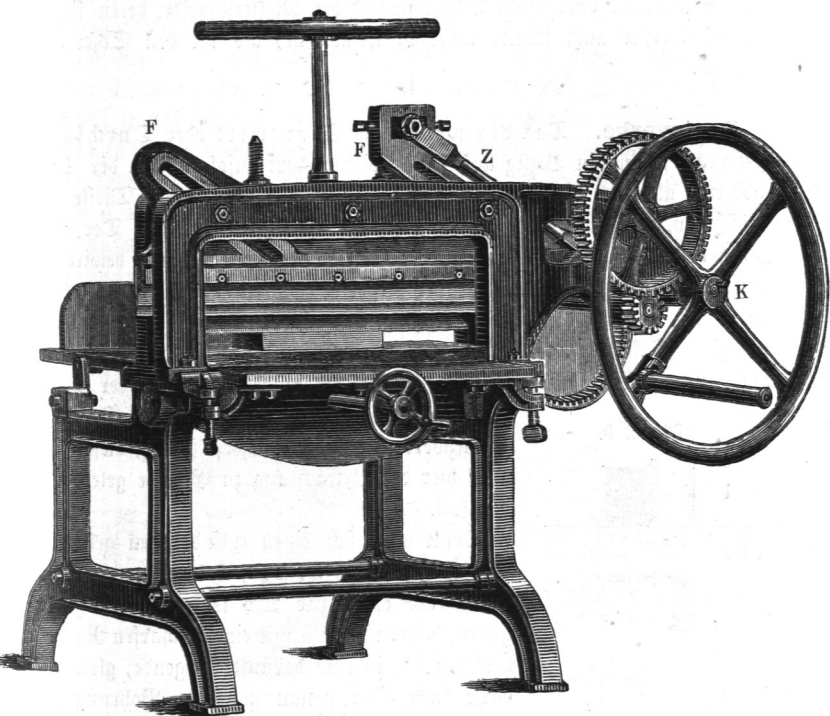
Arbeit die Bewegung noch lange genug erhalten würde, um den zu vermeidenden falschen Schnitt hervorzubringen.

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 Krabenbeschläge 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-

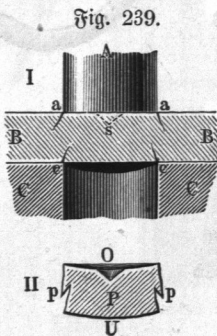
Fig. 238.



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 Papierpaket 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 Schläge 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 Guillotinhäufelmaschinen (§. 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 Kantenswinkel 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.

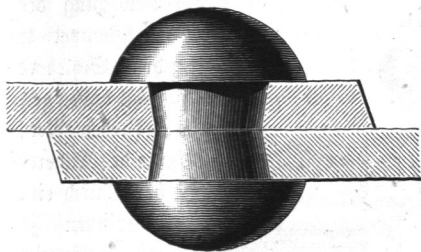


Denkt man sich einen cylindrischen gehärteten Stahlstempel *A*, Fig. 239, welcher an der Stirn durch eine ebene zur Axe senkrechte Fläche begrenzt, daher ringsum mit einem scharfen Rande *a* versehen ist, in eine darunter liegende, gleichfalls harte, mit einer genau passenden Bohrung versehene Scheibe *C* geschoben, so wird aus einer zwischengelegten Blechplatte *B* ein im Allgemeinen cylindrisches Stück, der sogenannte *Puzen 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 Puzens 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 Puzens *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 Puzen stets ein oder mehrere ringsum laufende Ansätze von der bei *p* angegebenen Beschaffenheit, welche sich dadurch erklären, daß der Druck der Scheranten 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 Puzen, 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 $\frac{1}{4}$ der Blechstärke größer als den Stempeldurchmesser zu wählen. In Folge dieser Anordnung erhalten die Löcher eine kegelförmige Gestalt, die für die

Fig. 240.



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

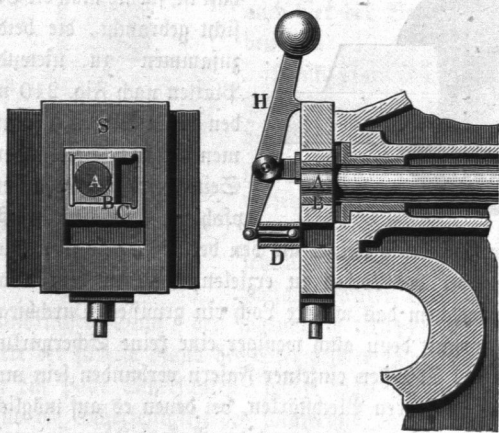
des Loches nicht oder nur sehr wenig kleiner als den des Stempels zu wählen, um möglichst scharfe Ränder des Loches zu erzielen, was in dem Maße weniger der Fall ist, in welchem das weitere Loch ein gewisses Durchbiegen der Blechplatte gestattet, womit denn auch weniger eine reine Scherwirkung als in 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 Ansaßbildung 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 ergibt sich aus dieser

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 Puzen 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 spezifische Gewicht des Puzens 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 Zusammenbrückung 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

Fig. 241.



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 Schieberschlige beweglichen Gleitblockes. In Fig. 241 ist ein Durchschnitt durch den Schieber eines solchen Lochwerkes gegeben, wo-

aus 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-

hen *C* eingefügt, in welchem er sich in erforderlicher Art wagerecht verschieben kann, während dieses Rähmchen selbst in dem Schieberschlitz 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 Schieberschlitz 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 Schlitz 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.

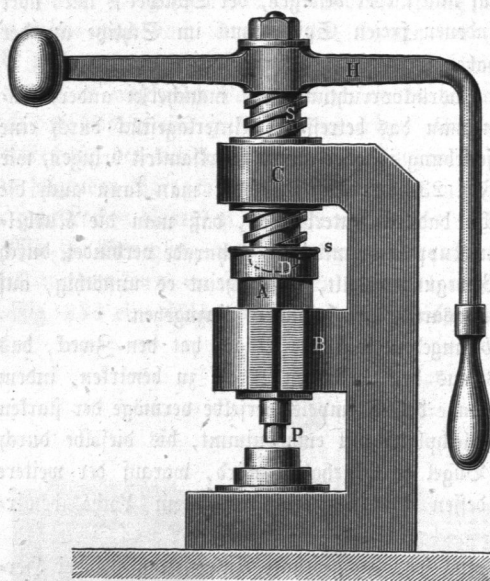
Der in Fig. 236 bei *b* angedeutete kleine Bügel hat den Zweck, das Herausziehen des Stempels aus dem gelochten Bleche zu bewirken, indem nämlich bei dem Aufwärtsgange des Stempels derselbe vermöge der starken Reibung in dem Loche die Blechplatte mit empornimmt, bis dieselbe durch Anstoßen an den besagten 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 Dehre in Rähnadeln. 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. 242¹⁾ (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⁾ Prectl, 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 Halscheibe *s* bei ihrem Ausgange wieder mit empornimmt. Um das Durchschneiden des meist nur dünnen Bleches durch eine geringe Drehung der Schraube von etwa $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{4}$ eines Umganges zu erzielen, giebt man der Schraube immer ein ziemlich steiles Ge-

Fig. 242.



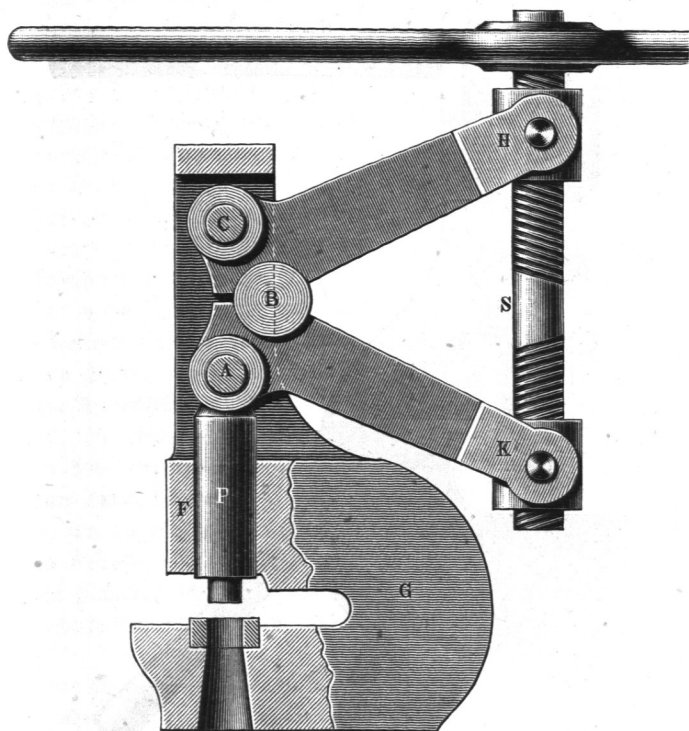
winde, weswegen sie in der Regel zwei- oder dreigängig ausgeführt wird. Das Gewicht *G* am Ende des Hebels wirkt vermöge der bei schnellem Umschwunge in ihm aufgespeicherten mechanischen Arbeit, also in ähnlicher Art wie ein Schwungrad.

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 Eisenconstruktionen, 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 Umsezung 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.

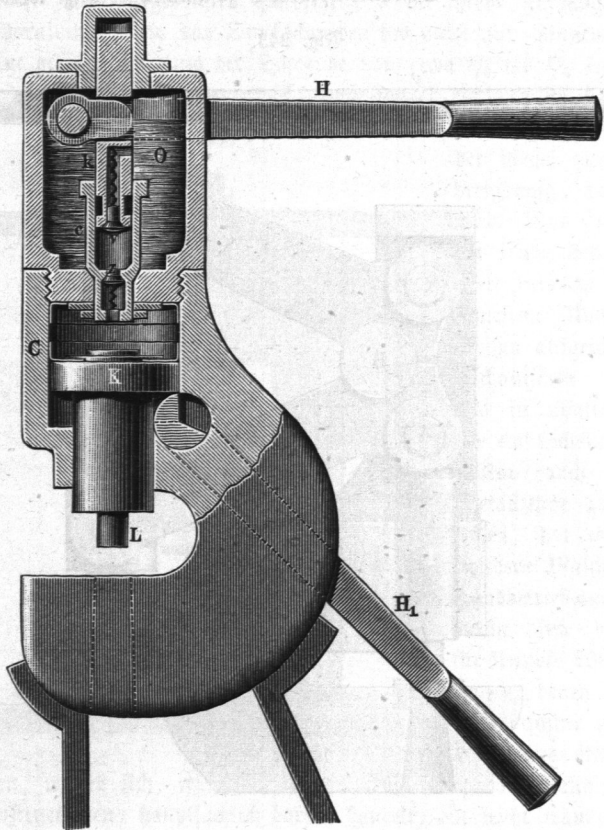


Schraubenspindel ist zu dem Ende mit entgegengesetzten Gewinden versehen, deren beide Müttern in die Hebelarme *H* und *K* wegen deren Bogenbewegung drehbar eingelenkt sind. In welcher Art die Kraftübersezung durch ein solches Kniegelenk zu beurtheilen ist, wurde bereits in §. 18 gelegentlich der Besprechung 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 Federmanschette 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 Del 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 Ermittlung 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 Rniehebelpressen.

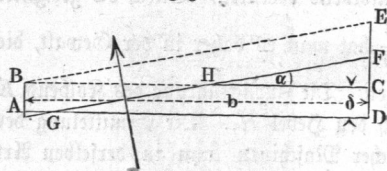
Man wendet Stanzwerke auch an, um gewisse, aus Metall durch Prägnung gebildete einfache Gegenstände, z. B. Schlüssel, Gewehrfugeln u. s. w. von dem Grathe zu befreien, welcher sich bei dem Prägen ringsherum da an dem Arbeitsstücke gebildet hat, wo die beiden Prägstempel auf einander treffen. In solchem 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 §. 73. 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

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 $ED = b \tan \alpha + \delta$. Es wird daher im Allgemeinen eine Vergrößerung des Winkels α der Scherblätter mit einer Verkleinerung der Angriffslinie und somit auch des Abscherungs-

Fig. 245.



widerstandes verbunden sein, da- gegen 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 Ric gefun- denen und an unten angezeigter Stelle¹⁾ veröffentlichten Versuchsergebnisse 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.

	Scherwiderstand in kg für Blech von 1 mm Dicke			Arbeitsgröße in mkg bei 1 mm Blechdicke und 1 m Schnittlänge		
	$\alpha = 5\frac{1}{2}^{\circ}$	$\alpha = 9\frac{1}{2}^{\circ}$	$\alpha = 14\frac{1}{2}^{\circ}$	$\alpha = 5\frac{1}{2}^{\circ}$	$\alpha = 9\frac{1}{2}^{\circ}$	$\alpha = 14\frac{1}{2}^{\circ}$
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 Ric'schen Gesetzes von den proportionalen Widerständen auch für andere Metallböden 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 Ric.

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 $b \tan \alpha$ und bezw. $nb \tan \alpha$ gesetzt werden kann, so findet

man aus $A = P b \tan \alpha$; $A_1 = P_1 n b \tan \alpha$ auch $\frac{P}{P_1} = n \frac{A}{A_1} = \frac{1}{n^2}$,

d. h. man erhält den von *Ric* 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 ausgelibt, 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 $b \tan \alpha$, nämlich gleich $ED = b \tan \alpha + \delta$. 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 $b \tan \alpha$ setzt. Selbstverständlich erhält man hiernach denselben Werth für den Scherwiderstand, wenn dieselbe Blechdicke und gleiches Material, aber verschiedene Breite der Bleche vorausgesetzt wird; dagegegen verhalten sich dann die Arbeiten wie die Breiten oder wie die Querschnitte der geschnittenen Platten. Diese Beziehungen lassen sich allgemein durch die Gleichungen ausdrücken:

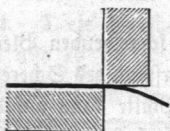
$$1) P:P_1 = \delta^2:\delta_1^2,$$

$$2) A:A_1 = b\delta^2:b_1\delta_1^2,$$

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 Hilfe 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 Rief 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 Bleches großen Einfluß auf den Widerstand. Wurde z. B.

Fig. 246.



dieses Blech nach Fig. 246 nach abwärts abgelenkt, so erhob sich auch bei vollkommen gutem Anschlusse der Scherblätter der Widerstand von 58 auf 90 oder von 27 auf 46 kg.

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 $P = 70 \cdot 20^2 = 28000$ kg. Der ganze von dem Scherblade während des Schneidens durchlaufene Weg bestimmt sich zu

$$20 + 120 \cdot \tan 10^\circ = 41,2 \text{ mm.}$$

Setzt man voraus, daß der bestimmte Maximaldruck P während eines Weges von $120 \cdot \tan 10^\circ = 21,2$ mm überwunden werden muß, so entspricht dies einer mechanischen Arbeit von $A = 28000 \cdot 0,0212 = 594$ 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

$A = 2 \cdot \frac{P}{2} \delta + P (b \tan \alpha - \delta) = P \cdot b \tan \alpha$ folgt. Die gedachte Annahme wird sich von der Wirklichkeit nicht weit entfernen. Der Aus Schub des Schiebers wird in diesem Falle mindestens $20 + 120 \cdot \tan 10^\circ = 41,2 \text{ mm}$ betragen müssen.

Bei dem Lochen hat man stets einen Kreuzungswinkel der Schneiden gleich Null. Auch hierfür giebt Kell 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 Abbrechen besteht, sondern der Trennung eine gewisse Verdrängung von einzelnen Materialtheilen vorhergeht. Es sind in dieser Hinsicht die von Keller¹⁾ 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 §. 74. 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 empfang. 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

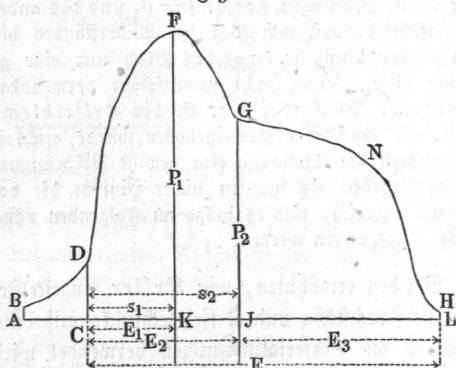
¹⁾ Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888.

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 ergibt 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

Fig. 247.



Blech unter dem Stempel zusammengeedrückt 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 Pußen zwar eine geringere Dicke, aber kein höheres spezifisches 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 stattfindet, 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.

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 Herauschieben des ersteren aus dem letzteren, welchem Vorgange der vierte Abschnitt der Curve $GNHL$ zugehört.

Die zwischen der Ase 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 $k = \frac{P_1}{\pi D \delta}$.

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 spezifische Pressung zu $k_1 = \frac{P_1}{\pi D (\delta - s_1)}$.

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 $k_2 = \frac{P_2}{\pi D (\delta - s_2)}$ 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 Ricc 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 Ricc hierfür $\frac{2}{3}$ der Blechdicke annimmt.

Beispiel: Für einen Stempeldurchmesser $D = 20$ mm und eine Dicke des zu lochenden Eisenbleches von $d = 10$ mm sind die Verhältnisse zu bestimmen.

Man findet nach den vorstehenden Formeln unmittelbar die Tiefen des Eindringens des Stempels in das Blech zu

$$s_1 = 0,206 \cdot 10 = 2,1 \text{ mm}, \quad s_2 = 0,33 \cdot 10 = 3,3 \text{ mm},$$

ferner die entsprechenden Pressungen auf den Stempel zu

$$P_1 = 31 \cdot \pi D d = 31 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 10 = 19468 \text{ kg},$$

$$P_2 = 36,6 \pi D (d - s_2) = 36,6 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 6,7 = 15400 \text{ kg}.$$

Die ganze, für eine Lochung erforderliche Arbeit bestimmt sich ebenso zu

$$E = 0,0203 \cdot 20^3 \cdot 3,14 \left[\left(\frac{10}{20} \right)^2 - 0,14 \frac{10}{20} + 0,01 \right] = 96,8 \text{ mkg},$$

wovon $0,509 \cdot 96,8 = 49,3$ mkg zur Materialverdrängung und $47,5$ mkg zur eigentlichen Abtrennung des Bügens 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 Sekunden. In allen Fällen der Anwendung aber ist die Stempelgeschwindigkeit viel größer, wie sich daraus ergibt, 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 Sekunden 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. Es muß hervorgehoben werden, daß die vorstehend angegebenen Ermittlungen 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 Hartig¹⁾ 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 Pferdekraften zu $N = N_0 + N_1$ annehmen, worin N_0 den Arbeitsverbrauch für den Leer gang darstellt, welcher für eine bestimmte Maschine einen unveränderlichen Werth hat, der bei den verschiedenen untersuchten Maschinen zwischen 0,16 und 1,02 Pferdekraften 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. C. Hartig. Mittheilungen der Säch. Pol. Schule zu Dresden 1873.

$$N_1 = \frac{277,8}{75} (0,25 + 0,0145 \delta) F = 3,71 (0,25 + 0,0145 \delta) F \text{ Pferst.},$$

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 Durchschneiden einer 20 mm dicken und 120 mm breiten Eisenschiene erforderliche Arbeit zu:

$$A = 20 \cdot 120 (0,25 + 0,0145 \cdot 20) = 2400 \cdot 0,54 = 1296 \text{ mkg},$$

während oben nach den Angaben von Rief der bloße Abseherungswiderstand 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 angedeutet worden, in den erheblichen Nebenhindernissen der Arbeitsmaschine zu suchen, welche so groß sind, daß, wie Rief 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:

$$A = 3,14 \cdot 20 \cdot 10 \cdot (0,25 + 0,0145 \cdot 10) = 628,3 \cdot 0,395 = 248 \text{ mkg},$$

also ebenfalls mehr als doppelt so groß wie den reinen Abseherungswiderstand.

Setzt man etwa eine Anzahl von zehn Schnitten in der Minute, also $n = 600$, voraus, so ergibt sich die zum Betriebe erforderliche Kraft für die Schere zu:

$$N = 0,1 + \frac{600 \cdot 20 \cdot 20}{1000000} + 3,71 \cdot 0,54 \cdot \frac{600 \cdot 20 \cdot 120}{1000000} = 0,34 + 2,88 =$$

für das Lochwerk zu:

$$3,22 \text{ Pferdekraft};$$

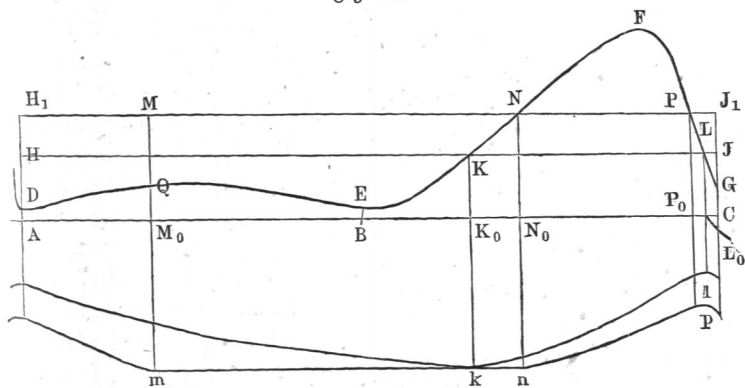
$$N = 0,1 + \frac{600 \cdot 10 \cdot 10}{1000000} + 3,71 \cdot 0,395 \cdot \frac{600 \cdot 20 \cdot 3,14 \cdot 10}{1000000} = 0,16 + 0,55 =$$

$$0,71 \text{ Pferdekraft}.$$

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

dahelbst 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 Ermittlung 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 $DQEF$ bis zur Ase 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. Gesezt, es sei, wie es den Keller'schen Diagrammen ungefähr entsprechen wird,

$$KFL = \frac{1}{6} AHJC, \text{ so wird, wenn bei einem ganzen Spiele der Maschine}$$

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 $A = 248 \text{ mkg}$ gefundene Arbeit zu Grunde, so hat man $\frac{1}{6} A = 41,3 \text{ mkg}$. Wenn nun das anzuwendende

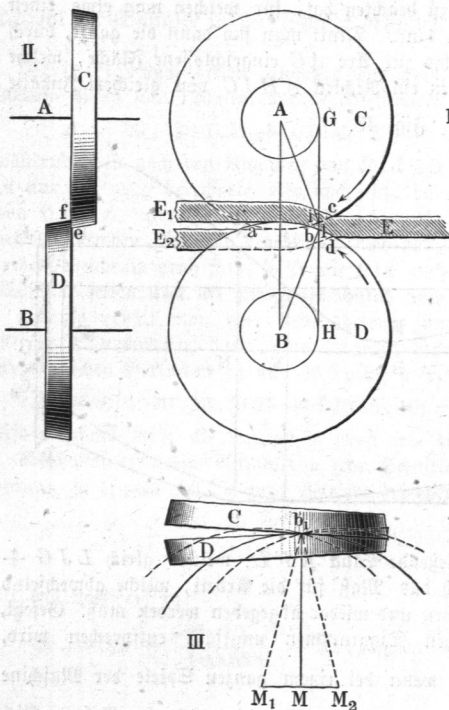
Schwungrad einen Durchmesser von 1,5 m und eine Umdrehungszahl von 60 in der Minute, also eine Umfangsgeschwindigkeit von $v = 4,71 \text{ m}$ erhalten soll, und etwa die Bedingung gestellt wird, daß die Verlangsamung dieser Geschwindigkeit höchstens 10 Proc. ausmachen soll, so erhält man das erforderliche Gewicht G des Schwungringes durch die Gleichung

$$41,3 = G \frac{v^2 - (0,9 v)^2}{2} = G \frac{1 - 0,81}{2 \cdot 9,81} 4,71^2 \text{ zu } G = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 41,3}{0,19 \cdot 4,71 \cdot 4,71} = 192,5 \\ = \text{rund } 200 \text{ kg.}$$

Im Uebrigen kann auf das über die Wirkung von Schwungrädern in Th. III, 1 Gefagte 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 an-

Fig. 248.



gebracht, eine ununterbrochene Umdrehung erhalten, wobei ihre scharfen, dicht an einander vor- bei gehenden Ränder eine Trennung des zwischen sie ge- führten 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 ähn- licher 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 über- schreitet. 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 vor- beigehen, 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 Uebereinander- greifen der Ränder in der Axenebene ist nur deshalb nöthig, um mit Sicher- heit eine vollständige Trennung zu bewirken, die Größe ef dieses Ueberein-

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 $\varphi = \arctang f$ 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 ergibt sich nun ohne Weiteres die Beziehung

$$il = \frac{\delta}{2} = AB - Gi - Hl = 2r - u - 2r \cos \varphi,$$

wenn u die Größe des Uebereinandergreifens fe der Scheiben bedeutet. Hieraus erhält man für die höchstens zulässige Blechdicke die Bedingung $\delta = 4r(1 - \cos \varphi) - 2u$.

Beispiel: Für welche Blechdicke ist eine Kreisschere noch ausreichend, deren Scheiben bei einem Halbmesser von 100 mm an den Rändern um 1 mm übereinander greifen, wenn man einen Reibungscoefficienten von 0,15 voraussetzen darf?

Dem Reibungscoefficienten 0,15 entspricht ein Reibungswinkel $\varphi = 8^\circ 30'$, wofür $\cos \varphi = 0,989$ ist, so daß man mit diesem Werthe

$$\delta = 4 \cdot 100 (1 - 0,989) - 2 \cdot 1 = 2,2 \text{ mm}$$

erhält.

Aus der vorstehenden Betrachtung ergibt 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.

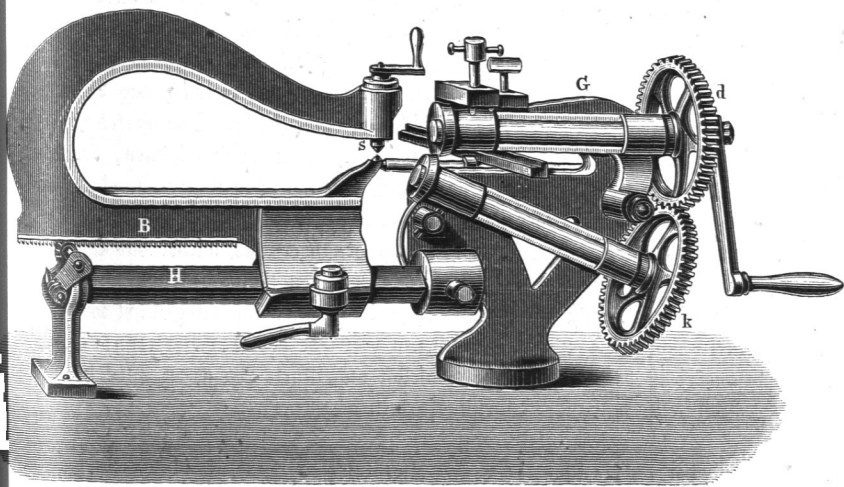
Man wendet Kreisscheren unter anderem zum Schneiden von längeren Streifen aus Kupferblech an, wie solche zur Herstellung von Röhren erforderlich sind; desgleichen schneidet man wohl die streifenförmigen Karten für die Jacquardmaschinen der Webstühle mittelst Kreisscheren; bei der Erzeugung des endlosen 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 Ase genau in die Zwischenräume zwischen den Scheiben der anderen Ase 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 Bändeisen 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 Ase 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_1b_1 geschnitten werden, deren Umfang sich in dem punktierten 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

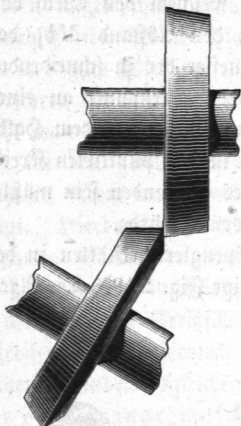
Fig. 249.



der beiden Scherblätter sind hierbei unter einem Winkel von etwa 30° gegen einander geneigt, in Folge dessen die zur Erzielung der Bewegungsübertragung zwischen ihnen dienenden Zahnräder d und k als Kegeiräder 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

Fig. 250.



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.

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 Ax-

mitgetheilt wird. Nur in vereinzeltten Fällen und zu ganz bestimmten Zwecken werden auch Bandsägen angewendet, welche in Form in sich geschlossenener 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.

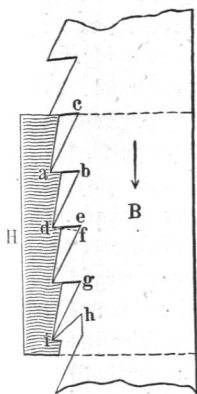


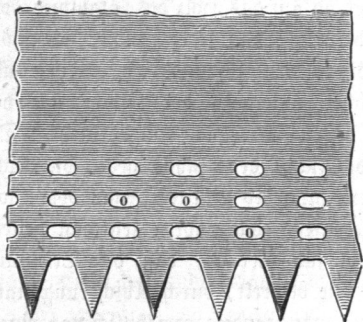
Fig. 251 eine Anschauung. Das dünne und breite Blatt B aus gehärtetem Stahl wirkt bei der durch den Pfeil angedeuteten Bewegung vermittelt seiner Zähne abscherend auf das Holz des Stammes oder Blockes H derartig, daß jeder Zahn, wie abc, von dem Blocke den schmalen Holzstreifen abschiebt, welcher unterhalb 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 ergibt 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 abgibt; 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

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-, Derters- und Schweissägen 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

Fig. 252.



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.

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 Zahnsipitzen 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 Zahnücken 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.

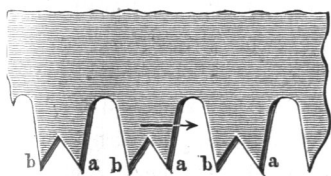
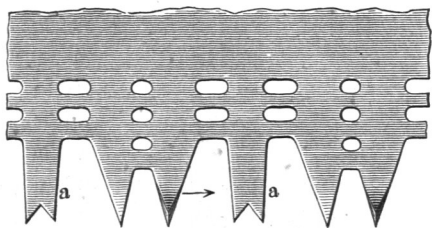


Fig. 254.

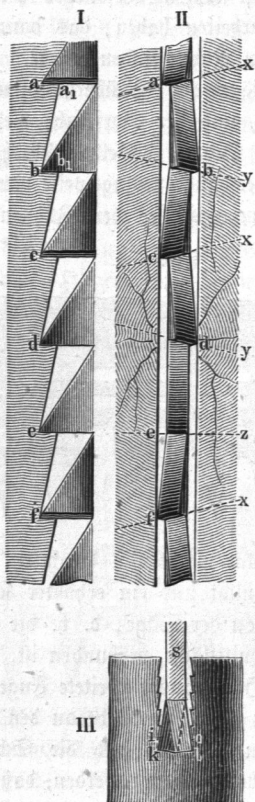


Ein zu geringer Raum für die gebildeten Späne macht sich durch ein Zusammenballen der letzteren kenntlich, womit nicht nur ein erhöhter Kraftverbrauch, sondern immer auch ein Verlaufen der Säge, d. h. die Entstehung einer unsauberen und windschiefen Schnittfläche, verbunden ist.

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 Breite $b = 1,5 s$ erhält, wenn s die Stärke des Sägeblattes bedeutet. Auch bei dem Schränken der Zähne hat man sorgfältig darauf zu achten, daß die

Fig. 255.



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 punktierten 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.

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 .. von der Länge gleich der Blattstärke s , wie auch zu beiden Seiten entsprechend der Breite kl 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 ergibt sich der Betrag $u = aa_1 = bb_1$...

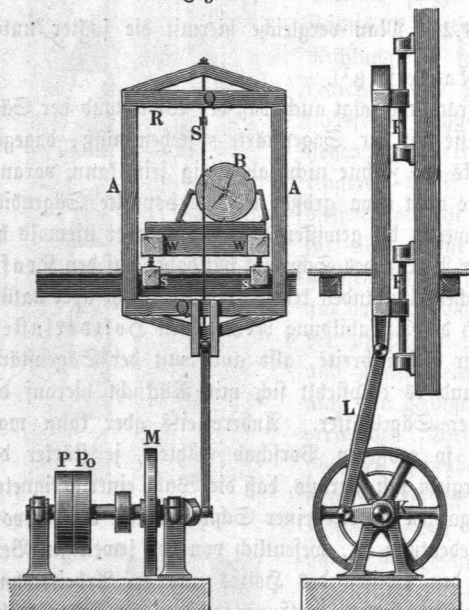
um welchen jeder Zahn in das Holz eindringt, zu $\frac{t}{H} \delta$, wenn der Vorschub des Blockes für einen Schnitt durch δ bezeichnet wird. Dieser Vorschub schwankt bei den gewöhnlichen Gattersägen etwa zwischen 3 und 5 mm und man kann daher bei einer durchschnittlichen Huhöhe von 0,5 m und einer 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 ergibt 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 Rinkelwitz¹⁾.

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 Schanks 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 Schanks 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 Sägeblätter sind, und es ergibt sich hieraus, daß die Wahl einer geeigneten Sägendicke, welche für den ganzen Betrieb einer Schneidemühle von hervorragender wirtschaftlicher 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 Blattfägen in Rahmen, die sogenannten Gatter, eingespannt, denen durch Kurbeln die erforderliche hin- und hergehende Bewegung ertheilt wird; nur die kleinsten Sägen zu gewissen Schweisearbeiten 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

Fig. 256.



parallel neben einander eingehängter Sägen besteht. 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.

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 Geradföhrungslineale F wird das Gatter in den Eckpunkten genau senkrecht geföhrt, und es erhält die auf- und abgehende Bewegung durch die Kurbelwelle K mittelst der an dem unteren

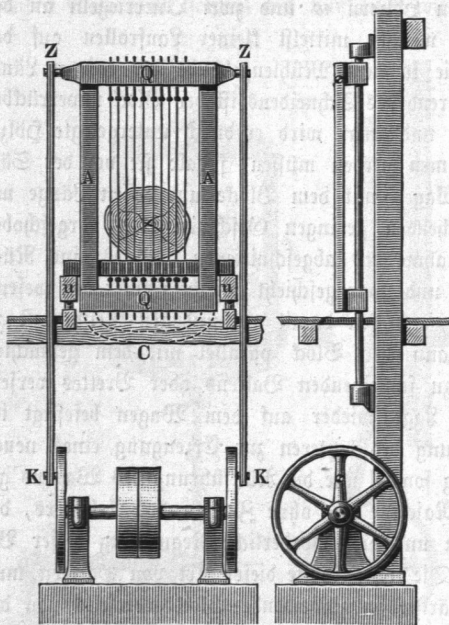
Querriegel angreifenden Lenkerstange *L*. Den Betrieb empfängt die Kurbelwelle immer durch Riemen, da bei der schnellen Umdrehung der Antrieb durch Zahnräder ausgeschlossen ist. Die Figur läßt die Lagerung der Kurbelwelle auf den gut fundirten Lagerböden erkennen; auf derselben ist neben der festen Betriebscheibe *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 Vorschiebewegung des Blockes bewirkt. Der zu schneidende Block findet bei diesem Gatter seine Unterstützung auf dem sogenannten Wagen, d. h. einem aus zwei laugen 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 Querköpfe 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

Fig. 257.



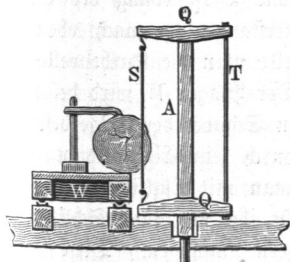
Streben nicht gut thunlich ist, da die Querriegel nach Fig. 257 hier wagerechte Flächen zur Aufnahme der Reile haben müssen, mit denen bei diesen Gattern die Sägenangeln angespannt werden. Zu diesem Zwecke pflegt man jedes Querrhaupt aus zwei parallel neben einander liegenden hochkantigen Schienen von 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 möglichst 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.

Will man auch dieses Gatter durch eine Lenkerstange bewegen, so kann man sich eines Bügels bedienen, wie er in der Figur punktiert 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 Eck 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 Bretttschneiden, 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.



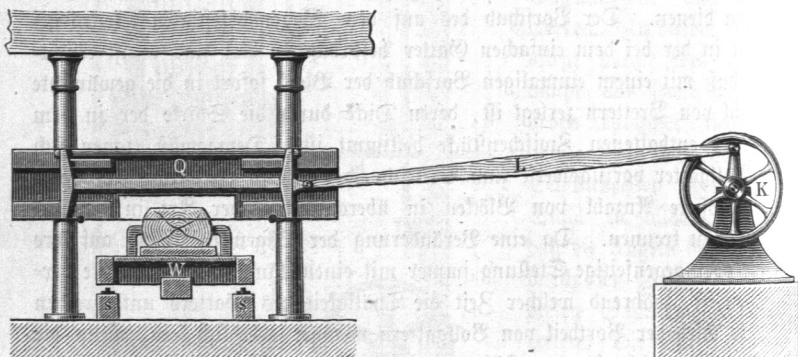
In welcher Art die Ausführung eines Seitengatters zu denken ist, ergiebt sich aus Fig. 258. Hierbei besteht der Rahmen in ähnlicher Art, wie bei den bekannten Handsägen, aus einem mittleren Stege *A*, welcher an jedem Ende einen Quersteg aufnimmt, und die an der einen Langseite eingehängte Säge *S* erhält 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 Dike des zu schneidenden Brettes entsprechenden Betrag senken. Um dies zu ermöglichen, sind die vier Führungen des Gatters an einem starken Querstücker *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.

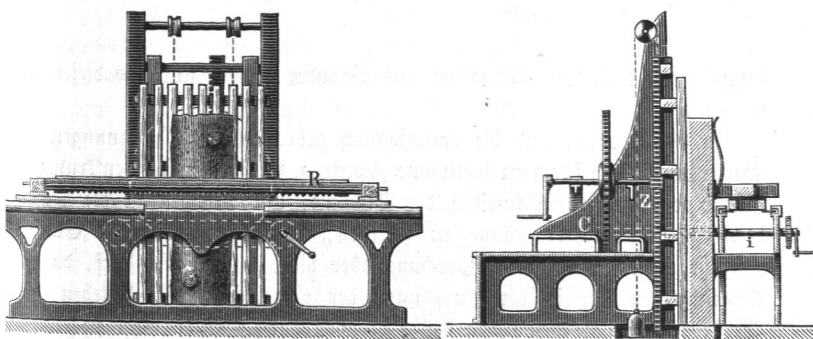


diesem Falle immer eine verhältnißmäßig sehr lange Lenkerstange *L* verwenden müssen, damit die durch die senkrechte Verschiebung des Gatters veranlaßte Ausweichung der mittleren Lenkerstangenlage nach oben oder unten nur mäßig ausfällt. Selbstredend stellt man die Kurbelwelle *k* in die Höhe der mittleren 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 umfassen. 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 Hilfe der Zahnstange *Z* und entsprechender Triebäder 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.

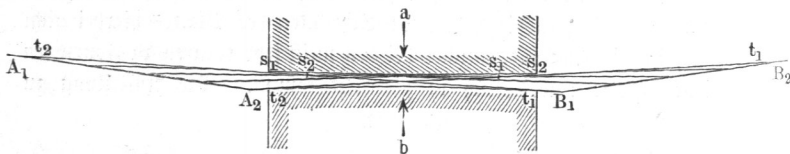


einem neuen Schnitt geschieht hierbei, nachdem das Fournir beseitigt und der Wagen wieder niedergelassen worden, dadurch, daß der Wagen sammt seiner Führung auf einem Schlitten *C* angebracht ist, welcher mittelst zweier Schrauben *i* auf dem Untergerüst verschoben und somit der Säge in dem verlangten 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 Sägeespäne 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_1B_1 deren Punkt s_1 und in der Lage A_2B_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_1B_1 der Punkt t_1 und in der Lage A_2B_2 derjenige t_2 zur Wirkung

Fig. 261.



kommt, welche Punkte viel weiter aus einander gelegen sind, als diejenigen s_1 und s_2 .

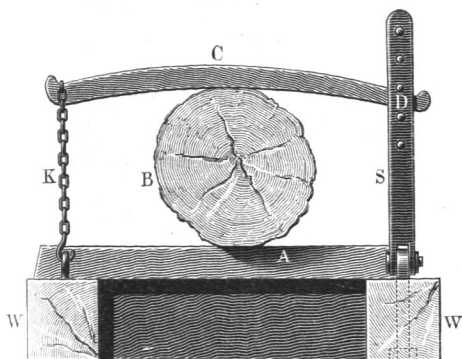
Im Vorstehenden sind die hauptsächlich gebräuchlichen Anordnungen der Gatter angeführt; für ganz bestimmte Zwecke, z. B. zum Schneiden krummer Hölzer oder zum Querschneiden der Stämme, um dieselben in die Sägeblöcke von geringerer Länge zu zerlegen, kommen abweichende Gatterausführungen vor, deren Beschreibung 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 Spannfloßen K , Fig. 263, welche von

beiden Seiten mit ihren scharfzahnigen Enden den Block zwischen sich ein-
klemmen, sobald sie durch die Schrauben *S* fest angezogen werden. Die in

Fig. 262.

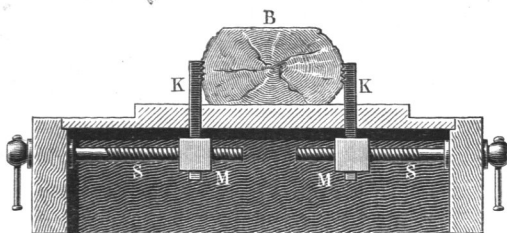


Querführungen geleiteten Kloben erhalten natürlich zu diesem Zwecke in dem unteren Theile das Muttergewinde *M* für die Schrauben.

Beimerkenswerth 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* ge-

schobene Klamme *K*. Es genügt zur Befestigung des Blockes hierbei, die Klamme *K* mit einem leichten Hammerschlage auf den Block zu setzen, indem die an dem Stabe *S* auftretende Reibung eine Lösung der Klamme 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 Ranten 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 Klamme bis zur Mitte des Auges vorstellt. Die in Folge dieser Pressungen bei *a* und *b* rege gemachten Reibungen *fR* setzen sich der Verschiebung der Klamme 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.

Fig. 264.

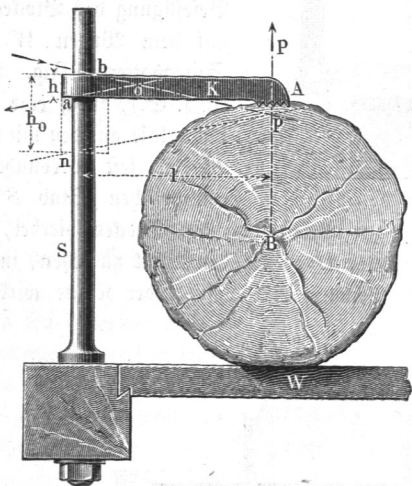
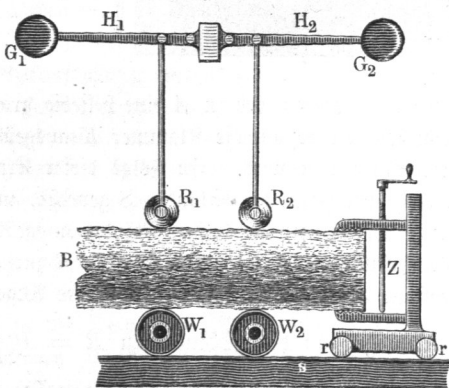


Fig. 265.



wegung der Klammer überhaupt unter dem Einflusse der in A angreifenden Kraft P zu ermöglichen, müßte man dem Auge mindestens eine Höhe h_0

verhältniß $f = 0,12$ voraus, so hat man die Höhe des Auges h kleiner als $0,24l$ 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 Stützpunkt S fällt. Um eine Be-

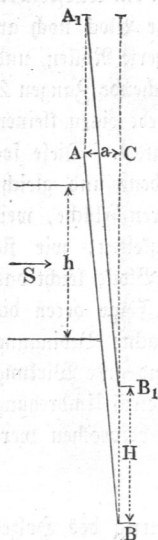
geben, welche sich ergibt, wenn man durch p die mit ao parallele Gerade pn zieht.

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 Unterstüzungen 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 §. 80. zu den Sägen hat man eine ununterbrochene Vorschiebung von einer absehbenden 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 Zahnsipitzen gelegen sind, mit der Bewegungsrichtung übereinstimmt; denn mit einer derartigen Aufhängung würde durch die Vorwärtsbewegung des Blockes eine unzulässige

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 ergibt sich aus folgender Betrachtung.

Fig. 266.



Ist l die ganze senkrecht gemessene Länge der Säge, also der Neigungswinkel der Säge gegen das Loth durch $\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{l}$ bestimmt, so entfernt sich die Säge bei dem

senkrechten Aufsteigen um die Subhöhe 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 Ueberhangs 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 ergibt, 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 Ueber-

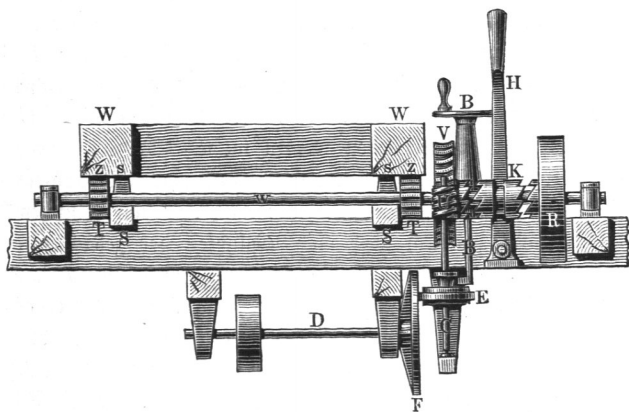
hang entsprechend dem größten Vorschube δ_1 zu $a = \frac{l}{H} \delta_1$ gewählt, so wird bei einer Verringerung desselben von δ_1 zu δ_2 offenbar die Säge, die sich bei dem Aufgange um die Größe δ_1 von dem Holze entfernte, erst einen bestimmten Weg $H_0 = \frac{l}{a} (\delta_1 - \delta_2)$ leer durchlaufen, 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 absehbende 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 200 mal 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 Vorschiebbewegung 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

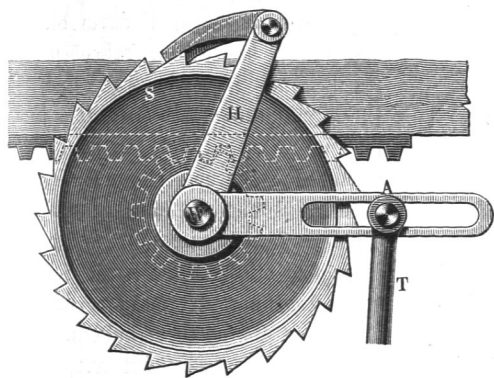
Getrieben *T* versehenen Wagenschiebewelle *w* zu ertheilen. Diese Bewegung wird der Vorschiewelle *w* durch das Rad *V* langsam für den Vorschub und durch die Riemscheibe *R* schnell für den Rücklauf ertheilt, zu welchem Ende diese beiden Räder *V* und *R* lose drehbar auf der Welle *w* sitzen, und die Mitnahme der letzteren durch die auf einer Feder verschiebbliche Kupplungsmuffe *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 Wagenvorschiewelle antreibende Rad *V* ist als Schneckenrad ausgeführt, in welches die Schraube ohne Ende *U* auf der stehenden Hülswelle *C* eingreift. Die letztere erhält ihre Bewegung von der liegenden Zwischenwelle *D* aus vermittelt 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 Zahnkupplung *K* und damit die Hervorbringung einer schnelleren Rücklaufsbewegung bewirkt werden kann, wurde bereits vorstehend angegeben.

Wenn der Block einen absehbaren Vorschub erhalten soll, so bedient man sich anstatt des Schraubenrades auf der Vorschiewelle *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

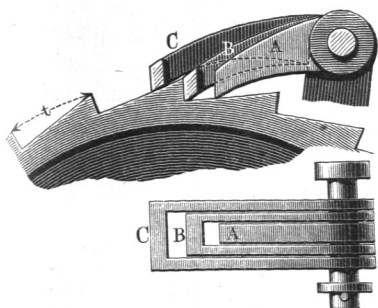
Fig. 268.



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

Fig. 269.



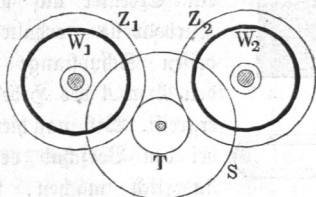
sein, sondern daß dieselbe stets nur um den einer Zahntheilung entsprechenden Winkelbetrag stattfinden kann. Soll nun dieser Winkelbetrag klein werden, wie es für eine geeignete Regelung des Vorschubes wünschenswerth ist, so erhält man dabei eine so geringe Theilung der Schaltzähne, daß nicht nur deren Festigkeit, sondern auch die Sicherheit der Schaltung da-

durch 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 erteilt werden können, die sich von

einander nur um $\frac{1}{3}t$ unterscheiden, wenn t den einer Zahntheilung zugehörigen Winkelbetrag vorstellt.

Auch bei den oben angeführten Gattern mit Walzenvorschub pflegt man häufig einen absehbenden Betrieb ähnlich dem zuletzt besprochenen anzuwenden.

Fig. 270.



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 Zahnräder Z_1 und Z_2 von gleicher Zähnezahl ein gemeinsames Getriebe T eingreifen läßt, welches die Bewegung durch ein Schaltträd S erhält.

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 Ruth 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 Ruth festklemmt und daher das Rad mit herumführt, während sie bei der Rückschwingung lose in der Ruth gleiten kann.

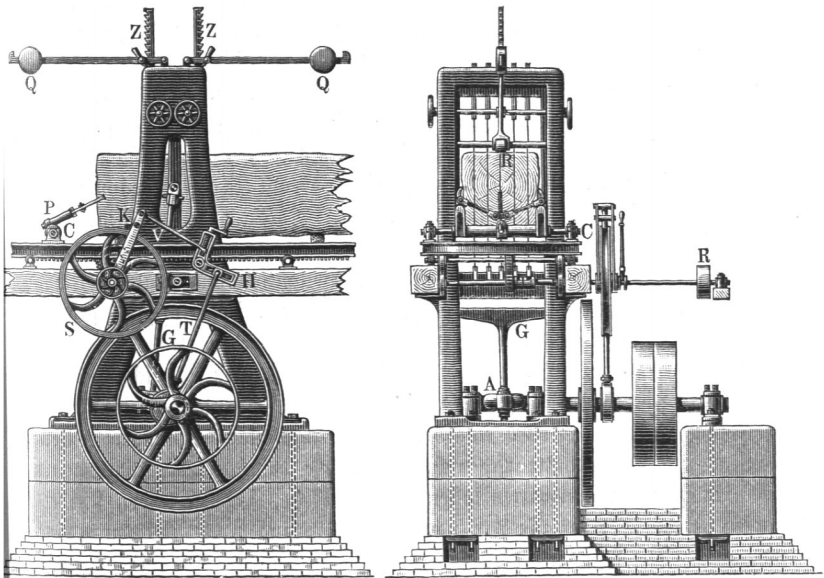
Die Vorschiebegeschwindigkeit ist selbstredend immer nur so gering, daß die Säge im Stande ist, das dargebotene Holz in Späne zu verwandeln. Je nach der Dicke und Härte des Blockes, der Dicke der Sägeblätter und der Hubhöhe des Gatters schwankt der Vorschub für jeden Schnitt etwa zwischen 2 und 5 mm, 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 größtentheils 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 Erdgeschosßdecke, 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 Rollgatter 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.



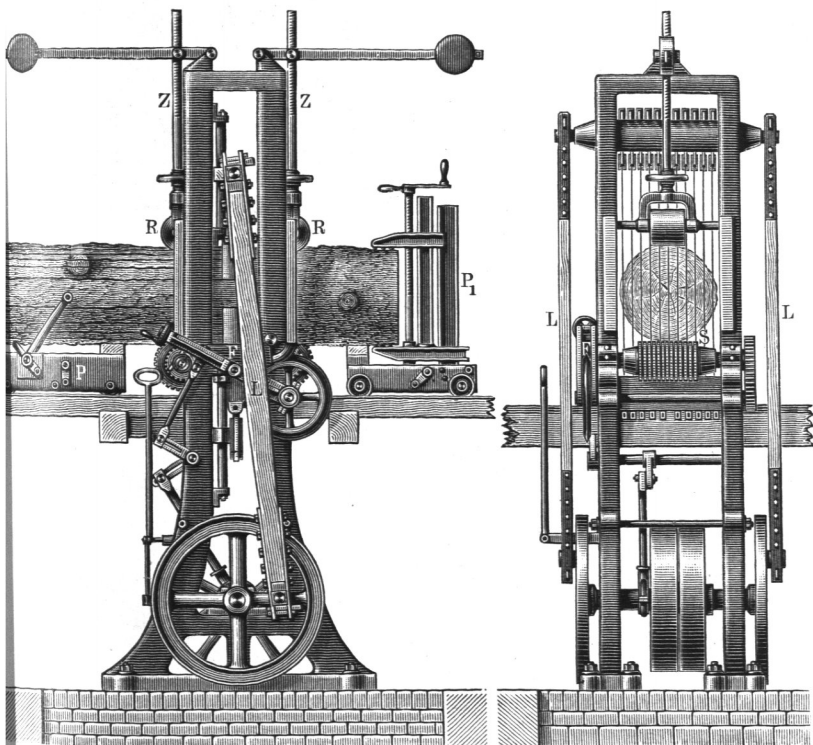
aller Theile zu einander bietet, liegen auf der Hand. Auch der Blockwagen wird bei diesen Gattern vielfach aus Eisen gebildet, wie das durch Fig. 271 dargestellte Gatter von Th. Robinson & Son in Rochdale zeigt. Bei dieser Maschine ist eine gekröpfte Welle A verwendet, welche in drei Lagern geführt ist, 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 gabelsförmigen 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 Reibungsflanke 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 Schlitz in den Armen des Winkelhebels H ermöglicht, welche eine Veränderung der Hebelarme von T sowohl wie von V gestatten. In lothrechtcr 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 Querraxe 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 Axc parallelen Linie angebracht und durch eine vorzügliche Befestigung der Schwungräder auf der Axc 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 Querververschie-

bung befähigt. Der absehbende 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.

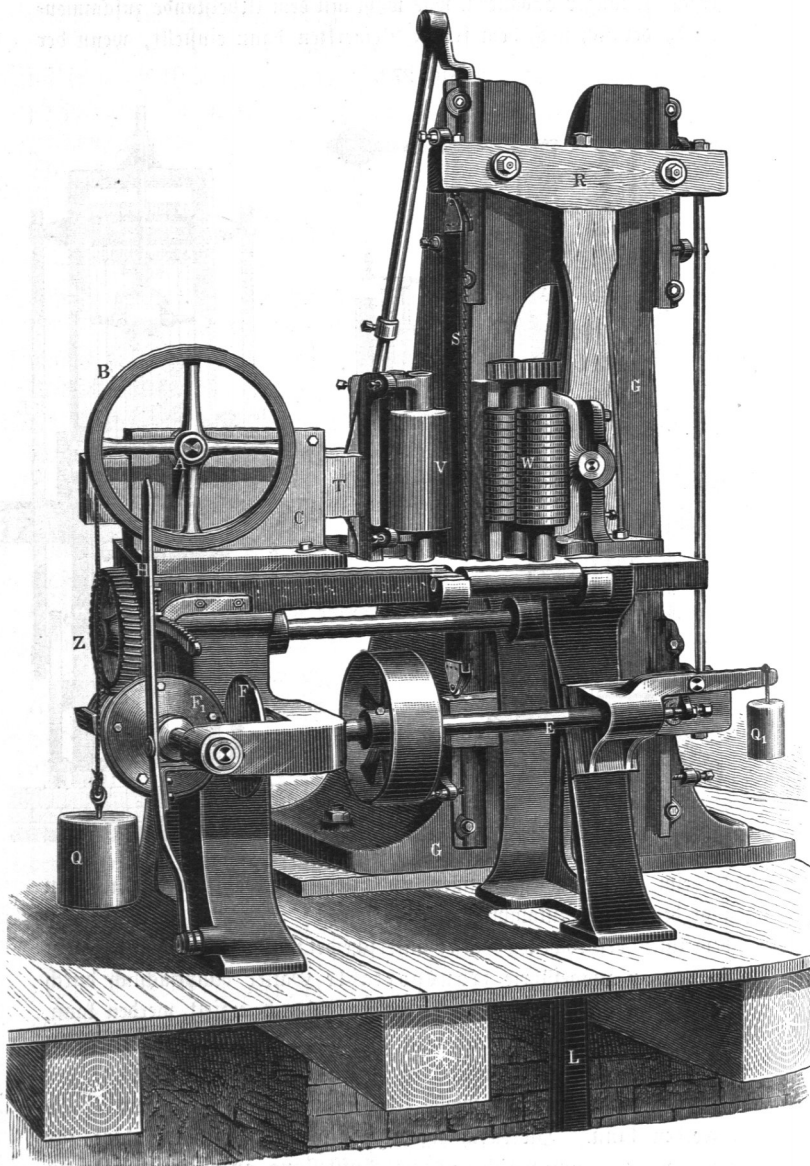


Vorschub beim Aufgange genommen und kleiner gewählt wird, als dem Durchgange der Sägen zukommt.

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 be-

festigt werden kann.

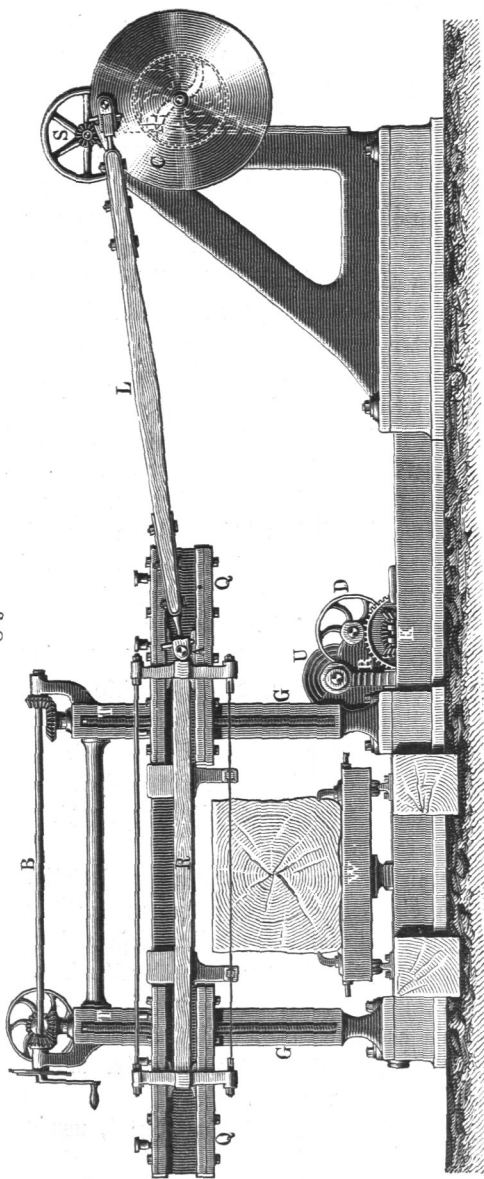
Man bezeichnet solche Gatter ihrer leichten Versetzbarkeit wegen als transportable Gatter, sie finden hauptsächlich in For-

sten Verwendung, um das gefällte Holz in unmittelbarer Nähe des Schlag-

ortes schneiden zu können und den umständlichen Transport der Stämme auf größere Entfernungen zu umgehen.

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

Fig. 274.



Holz hergestellte Rahmen *R* findet seine genaue Führung in dem eisernen Gestelle *G* und erhält von einer unterhalb aufgestellten Kurbelwelle die Bewegung durch die Fensterstange *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 Vorschiebewegung vermittelt 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 vermittelt der Axe *A* und einer Zahnstange durch ein an der Schnurrolle *B* wirkendes Gewicht *Q* mit einem bestimmten Drucke gegen das Holz angedrückt 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.

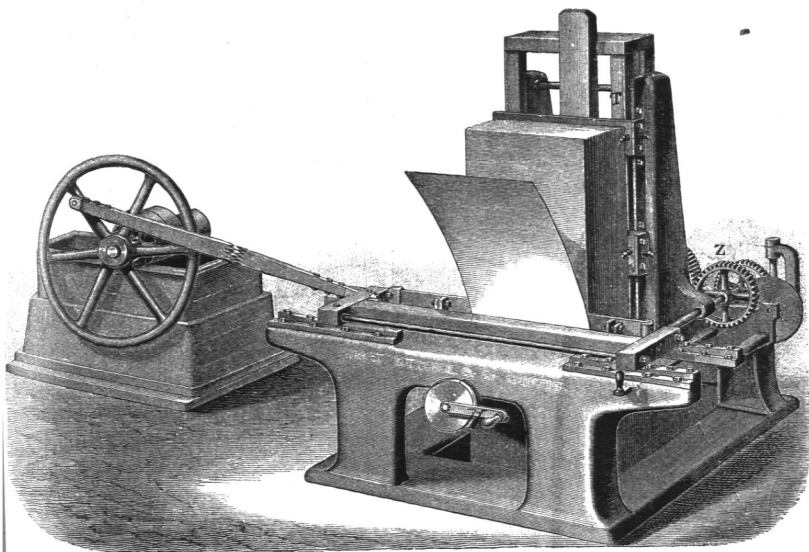
Ein Horizontalgatter ist durch Fig. 274 (a. v. S.) veranschaulicht. Die Bewegung des hölzernen Sägerahmens *R* erfolgt durch die gleichfalls hölzerne Fensterstange *L* von dem in der Scheibe *C* befestigten Kurbelzapfen, und es ist hierbei die Axe dieser Kurbel in Lagern geführt, welche mittelst der Schraubenvorrichtung *S* senkrecht verschoben werden können, um die Mitte der Kurbelwelle stets in gleiche Höhe mit dem Gatterzapfen *A* einzustellen 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 Regelräderpaare von der Querkurbel *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 Nimmerscheibe *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 Querkreuz des senkrechten Gatters verbunden ist, so daß letzteres genau die auf- und

niedergehende Bewegung des Dampfkolbens annimmt, und man nennt diese Gatter Dampf-gatter. In Fig. 276 (a. f. S.), welche der Allgemeinen Maschinenlehre von Kuhlmann 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 Dampfzylinders *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 Dampfzylinder gelagerten Hilfsrotationswelle, welche nicht nur dazu dient, den Steuerungsschieber

Fig. 275.

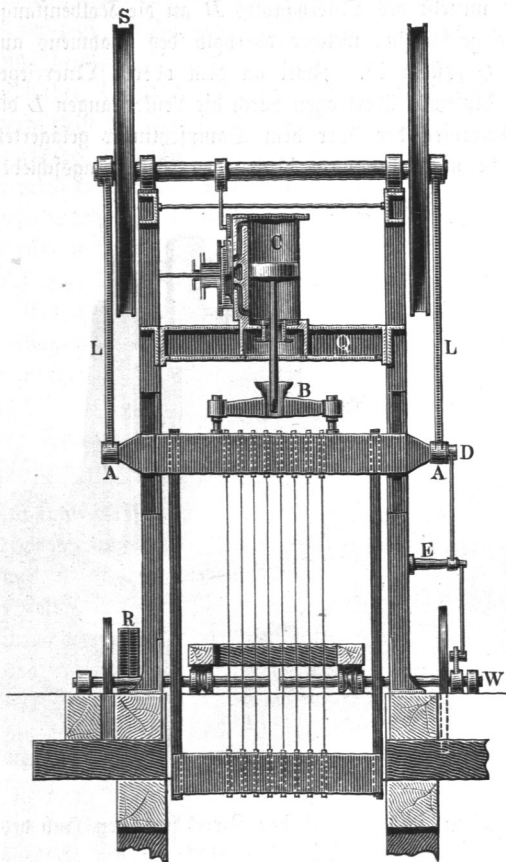


des Dampfzylinders zu bewegen, sondern auch den Zweck hat, den Hub des Kolbens und Gatters zu begrenzen, so daß ein Durchschlagen des Kolbens unmöglich gemacht wird. Die Vorschiebung des Wagens ist eine absehbare, und es ist leicht ersichtlich, wie durch den Zapfen *D* mittelst eines um den Bolzen *E* schwingenden Zwischenhebels die Schaltklinke bewegt werden kann, die dem auf der Wagenschiebewelle *W* sitzenden Schaltrade ihre absehbare Umdrehung mittheilt. Zur Erzielung eines schnellen Rücklaufes dient ein von dem Schwungrade *S* auf die Riemscheibe *R* geführter Riemen. Derartige Dampf-gatter 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 Satterrahmens immer eine größere ist, als mit einer guten Wirkung des Dampfes verträglich erscheint, denn die Geschwindigkeit der Sägen pflegt man

Fig. 276.

durchschnittlich zu 3 m und darüber anzunehmen.

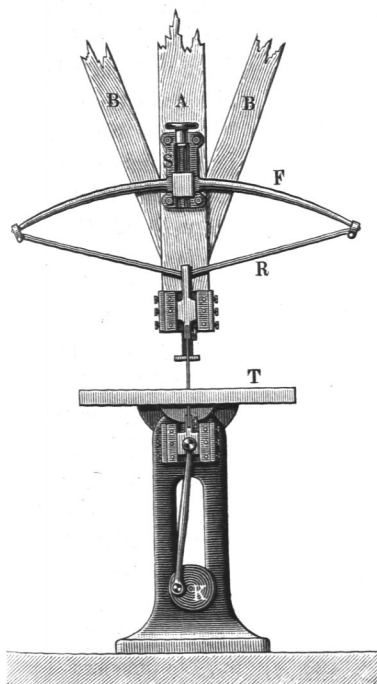


Für die feinen Sägearbeiten, wie sie bei der Darstellung von allerlei aus dünnen Hölzern geschnittenen Artikeln, z. B. bei der Erzeugung sogenannter eingelegter Arbeiten, nöthig sind, hat man wohl auch anstatt der bekannten Laubsägen für Handbetrieb kleine Maschinen Sägen ausgeführt. Diese als Ausschneid- oder Decoupirsägen bekannten Maschinen werden in der Regel ohne einen besonderen Rahmen ausgeführt, indem bei ihnen das feine Sägeblatt an beiden Enden in Gleitstücken einer Geradföhrung befestigt wird, von denen das untere Gleitstück unmittelbar seine Bewegung von der Lenker-

stange einer schnell bewegten Kurbel empfängt. Da, wie schon früher bemerkt worden, das Sägeblatt nur einem Zuge, nicht aber einer Schubbkraft ausgesetzt werden kann, unter deren Einwirkung es sich durchbiegen müßte, so erzielt man bei allen derartigen Maschinen den Ausgang 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 Führungstüdes dient der mit der Decke durch Streben *B* verbundene

Fig. 277.



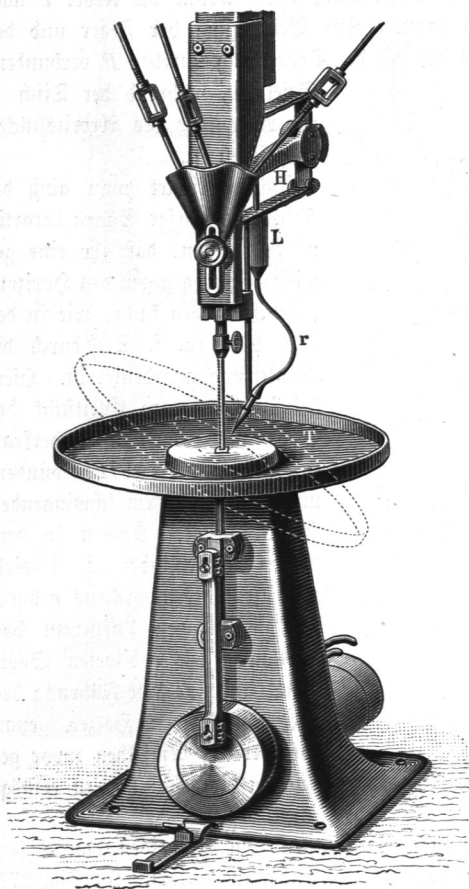
Stiel *A*, während der Tisch *T* zur Aufnahme des Arbeitsstückes vorgesehen ist.

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 auszuscheidenden 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 & Vollé 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,

Fig. 278.



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 Mi-

nuten 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. 279,

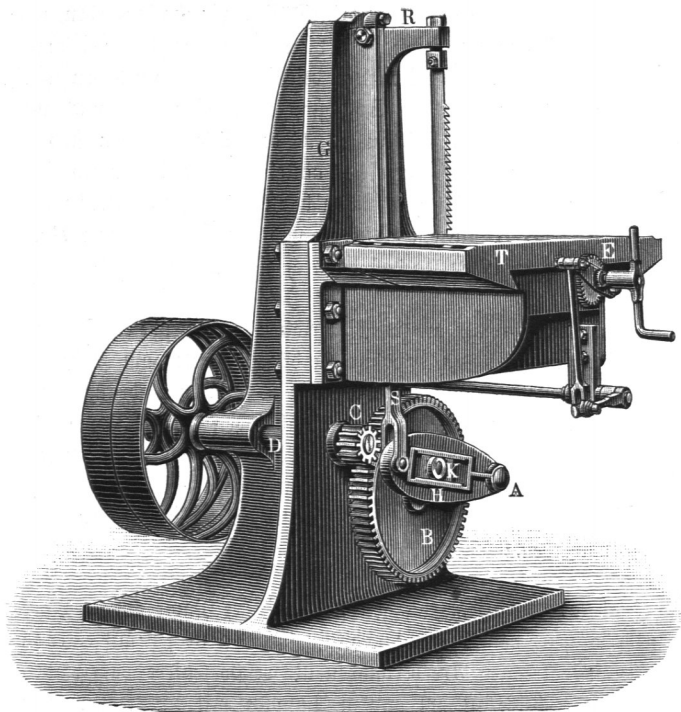
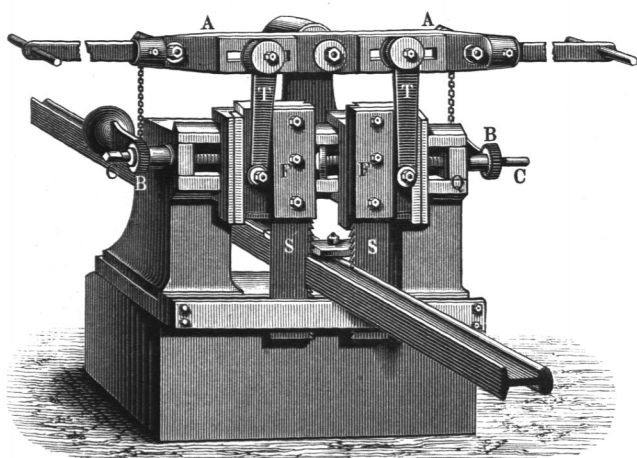


Fig. 280.



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 absehbende 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 Hilfe 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.

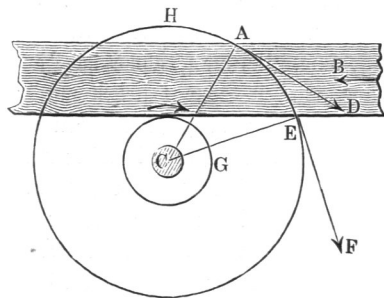
§. 82. **Kreissägen.** Eine Kreissäge besteht, wie der Name andeutet, aus einer ebenen Kreisscheibe von Stahlblech, die in ihrer Mitte fest mit einer zu ihrer Ebene genau senkrechten Ase verbunden ist, welche letztere wagerecht gelagert wird. Diese Scheibe ist am ganzen Umfange mit entsprechend geformten Zähnen versehen, welche bei der schnellen Umdrehung, die der Ase 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 Ase rechtwinkelige Aufstellung derselben von hervorragender Wichtigkeit ist, denn jede Abweichung von diesen Bedingungen wird nicht nur eine breite Schnittfuge, also unnötig 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 Ase 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 unverständlich starken Vorschub des Holzes herbeigeführt werden kann, eine Kreisfäge vollständig unbrauchbar machen kann, und man wird daher auf die sorgfältige Erfüllung der angeführten Bedingungen bei jeder Kreisfäge immer den größten Werth legen müssen.

Die Kreisfägen 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 Gatterfägen, 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 Kreisfägen 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 Kreisfägen andererseits wieder gewichtige Nachtheile anhaften.

Zunächst ist es deutlich, daß die Bedingungen für die Erzielung einer guten Arbeitsleistung bei den Kreisfägen nicht wie bei den Gattern

Fig. 281.



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 Kreisfäge um so mehr schräg gegen diese Richtung, je weiter der zu bearbeitende Theil des Holzes von der Mitte der

Kreisfäge 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 Kreisfäge behufs deren Befestigung auf der Axe die Befestigungscheiben G erforderlich sind, welche an dieser Stelle natürlich die Vorbeiführung des Holzes ausschließen, so ergibt 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

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 ergibt sich, warum die Schnittfläche durch Kreissägen niemals so schön hergestellt werden kann, wie durch Gattersägen, daß vielmehr die Rauhgigkeit 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

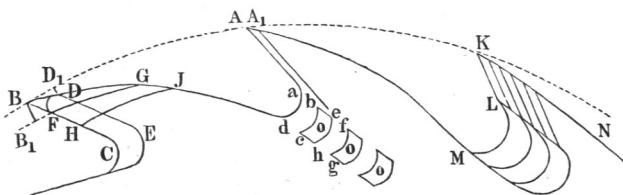
höchstens $\frac{1}{3} d$ zu setzen ist, unter d den Durchmesser der Kreissäge verstanden, da man wegen der gedachten Befestigungsscheiben die untere Fläche des Blockes der Mitte nicht mehr als bis etwa $\frac{1}{6} d$ wird nähern können. Um

daher einen Block von der Dicke h zu zerlegen, bedarf man einer Kreissäge von mindestens $3h$ 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 Kreisfägen ist eine ganz besondere Sorgfalt auf gute und zweckentsprechende Schärfung der Zähne zu verwenden, mehr noch, als bei den Blattfägen, weil, wie aus den folgenden Betrachtungen sich ergeben wird, eine unzuweckmäßige 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 Kreisfäge 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 Sägefällen 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 ergibt 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 *BB₁*, 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 *D₁D* ergibt. Abgesehen hiervon erhält man aber auch durch Schärfen von außen mehr und mehr unzuweckmäßige 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 genötigt 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 *A₁f* gebracht ist, worauf man in gleicher Weise den folgenden Steg *efgh* herausbauen 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 Zahnücke *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 Sprünzen 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 Zahnücke, 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.

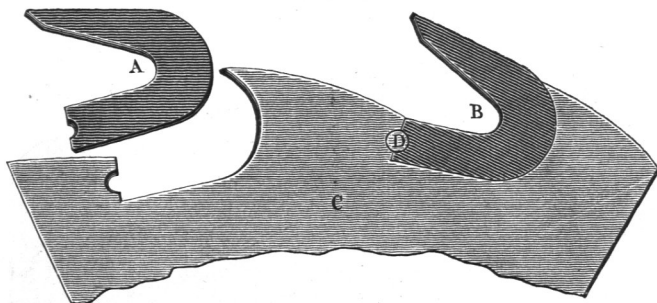
Man hat auch, ebenfalls hauptsächlich in Amerika, die Kreissägen mit besonders in das Blatt eingesetzten Zähnen versehen, welche bei eingetretener Abnutzung durch neue ersetzt werden können. In Fig. 283 ist mit *A* ein solcher Zahn für sich allein bezeichnet, während *B* den in das Blatt *C* eingesetzten 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 Stachapparate, welche, über die Zahnsipzen 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 Holzsticken 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.

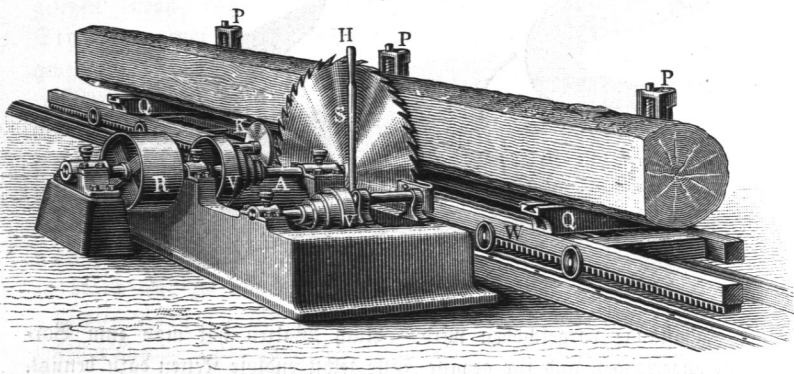
Auch für Eisen und überhaupt Metalle hat man die Kreissäge behufs der Trennung verwendet, und zwar sowohl als Kaltsäge mit langsamer Bewegung, wie auch als Heißsäge, welche viel schneller gedreht wird. Man bedient sich der letzteren z. B. in den Eisenwalzwerken, um die von den Walzen kommenden Schienen 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.

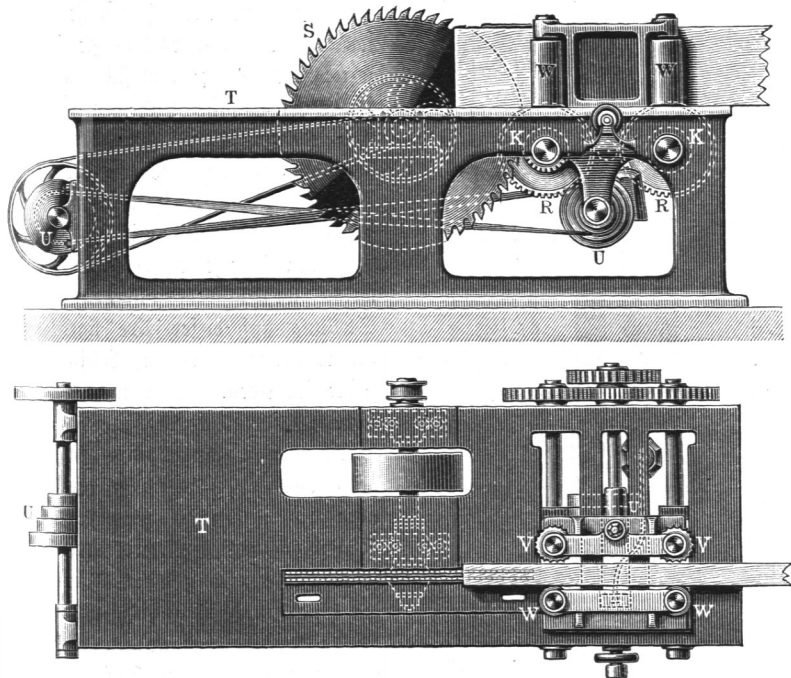


wie sie verwendet wird, um die Stämme in Bauhölzer, Pfosten und Bretter zu zerlegen. Die sorgfältig gelagerte durch die Riemscheibe *R* angetriebene Welle *A* trägt am freien Ende das Sägeblatt *S*, zu dessen Seite der mit Zahnstange zum Vorschub versehene Wagen *W* befindlich ist. Auf demselben wird 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 abzdängen, 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

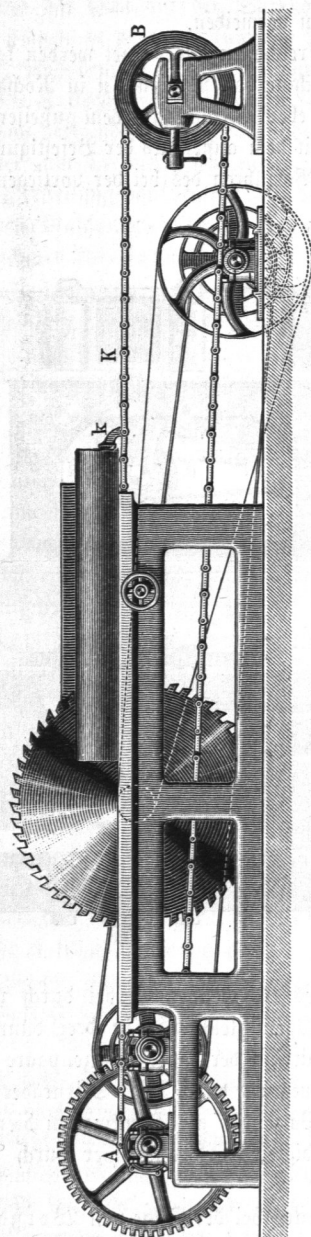
Fig. 285.



Maschine hochkantig gestellten Bohlenstückes *B*, welches hierbei durch zwei neben einander auf der Ase 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 Regelräder *K* erhalten, während die Walzen *W* als Druckwalzen dienen. Die Veränderung der Vorschiebegewindigkeit 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.



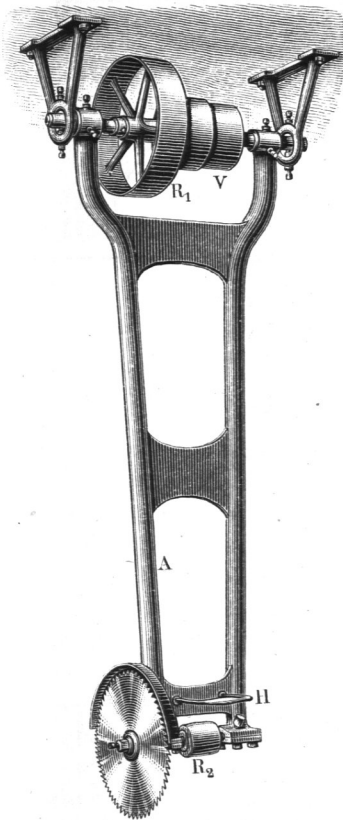
dient. Die Vorschübung vermittelt hierbei eine endlose Kette *K*, welche, über die beiden Kettenrollen *A* und *B* geführt, durch die ununterbrochene Umdrehung von *A* in stetiger Bewegung erhalten wird. Der obere Strang dieser Kette bewegt sich in einer Furche des Tisches unter dem Blocke, welcher von 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 mittelst 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

Fig. 287.



in dieser Art erzeugten Seitenbewegung der Säge der unter derselben liegende Block durchschnitten wird, ist ohne Weiteres klar, ebenso wie sich daraus ergibt, daß die Stärke des zu theilenden Blockes von dem Durchmesser der Kreisäge abhängig ist.

Bei der vorgedachten Säge, welche übrigens nicht bloß für Blöcke, sondern auch zum Ablängen von Brettern u. s. w., z. B. bei der Kisten-erzeugung, 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

Räder-vorgeleges und der beiden Stufenscheiben *U*, von denen die eine auf der Betriebswelle der Säge angebracht ist.

Zum Schneiden der Fournire hat man ebenfalls Kreisjägen verwendet. Dieselben bestehen, abweichend von den bisher besprochenen, nicht aus einem einzigen Stücke, sondern sie werden aus sehr vielen dünnen Sektoren von Stahlblech zusammengesetzt, welche mit versenkten Schraubchen 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 angelegt werden, von ebener Form, und es wird an dieser Seite der Holzblock vorübergeführt,

Fig. 288.

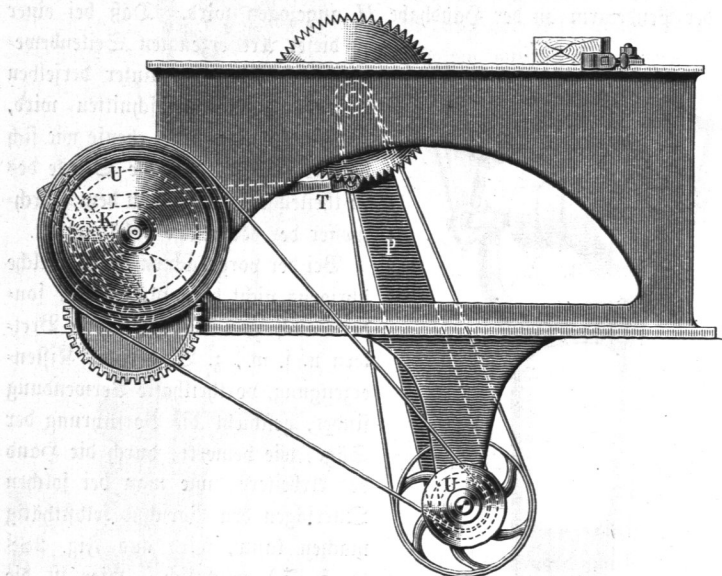
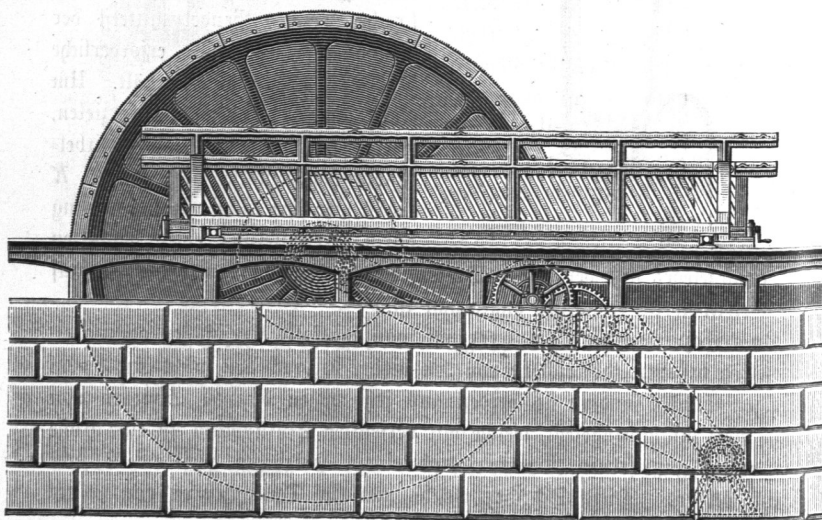


Fig. 289.



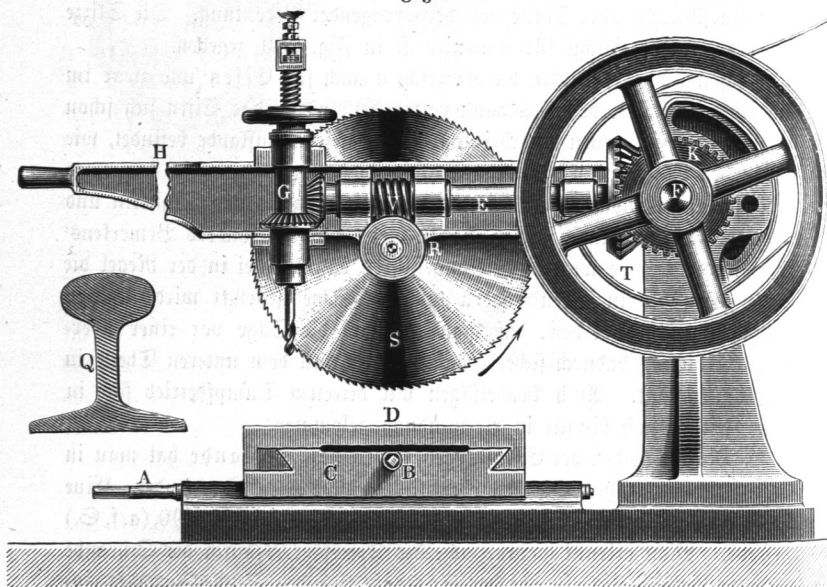
zu dessen Aufnahme ein Wagen auf einer sehr sicheren und festen Bahn geführt wird. Auf der Rückseite hat man der Scheibe die Form einer flachen Kugelcalotte gegeben, welche sich ohne Ansatz möglichst scharf an den Sägenrand anschließt. Diese Form ist erforderlich, um dem geschnittenen Fournir die Möglichkeit zu geben, sich hinterhalb der Säge in gehöriger Art abzubiegen, und es ergibt 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 Regelräder *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 Untersage 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 Regelräder *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.



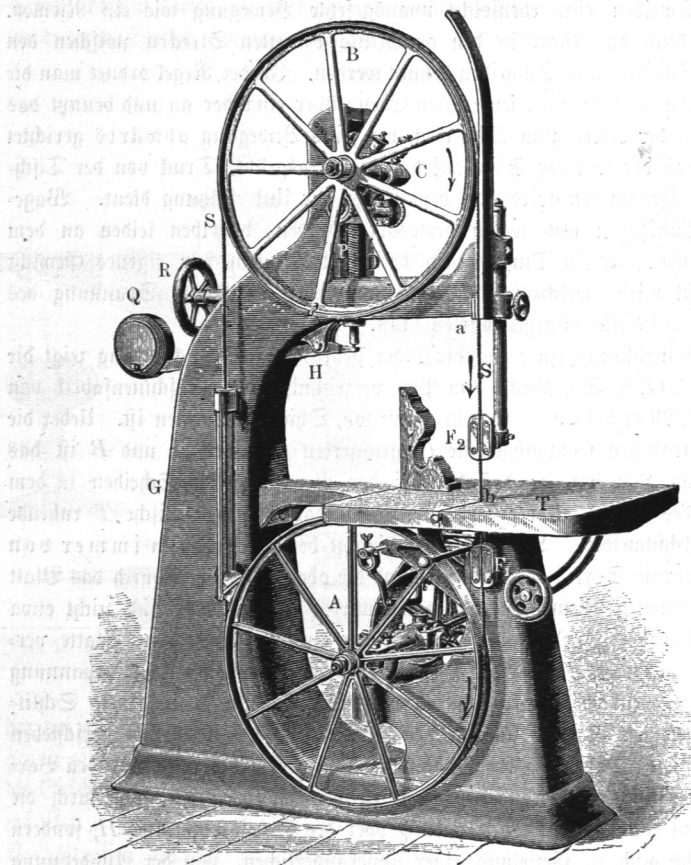
der bei *Q* gezeichneten Eisenbahnschiene angedeutet wird. Würde man dagegen auch hier, wie bei allen bisher besprochenen Vorschiebeeinrichtungen, die Geschwindigkeit der Vorschiebung auf einem bestimmten Betrage constant erhalten, so würde natürlich der zu überwindende Widerstand in gleichem Verhältnisse, 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 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. Wagerichte 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 Ventel, Margebant & 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 Regelräderpaares 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.

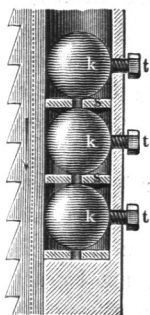
Fig. 291.



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 Führungstücke 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

Fig. 292.



sehr bald in den Umfang derselben durch das dünne harte Sägeblatt eine Rinne eingeschliffen wird, so hat man bei den Maschinen von Bentel, Margédant & Co. eine etwas andere Einrichtung gewählt, wovon die Fig. 292 eine Erläuterung giebt. Hier sind in eine cylindrische Bohrung des Führungsgestelles mehrer 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 Einschliffen einer Rinne in dessen 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 allmählig mit dem Sägeblatte in Berührung kommen, das Einschliffen von Rillen daher weniger leicht stattfinden kann.

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 $F = S_2(e^f - 1)$, 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:

$$S_2 = \frac{W}{e^{\gamma f} - 1}; \quad S_1 = \frac{e^{\gamma f} W}{e^{\gamma f} - 1}.$$

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.

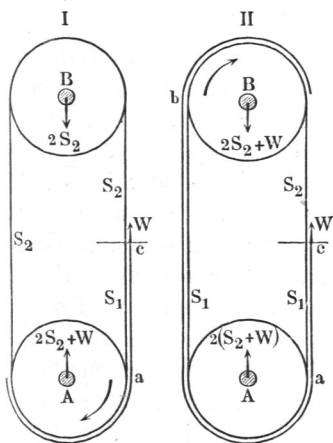
Die Verschiedenheit der Spannungen in dem nieder- und aufgehenden Theile des Blattes läßt auch erkennen, daß es unzumuthig sein müßte, wenn man den Antrieb von der oberen Scheibe aus bewirken wollte; alsdann wäre nämlich das Stück von c nach a , Fig. 293 II, um die untere Scheibe herum und bis zu der 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 Angriffs-punkte c und der unteren Scheibe A auftritt. Die Fig. 293 deutet dieses Verhalten dadurch an, daß die der größeren Spannung unterworfenene 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 Ase der Scheibe unten $2S_2 + W$ und oben $2S_2$, während nach Fig. 293 II bei dem Antrieb von oben diese Drucke sich ergeben unten zu $2(S_2 + W)$ und oben zu $2S_2 + W$.

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 Zahnücke 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

Fig. 293.



Spannungen sind in allen Fällen der Ausführung beträchtlich größer, als die durch die Spannung der Säge erzeugten Zugspannungen s . Hieraus ergibt 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 hintereinander 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 ergibt. 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

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 Erhizung 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.

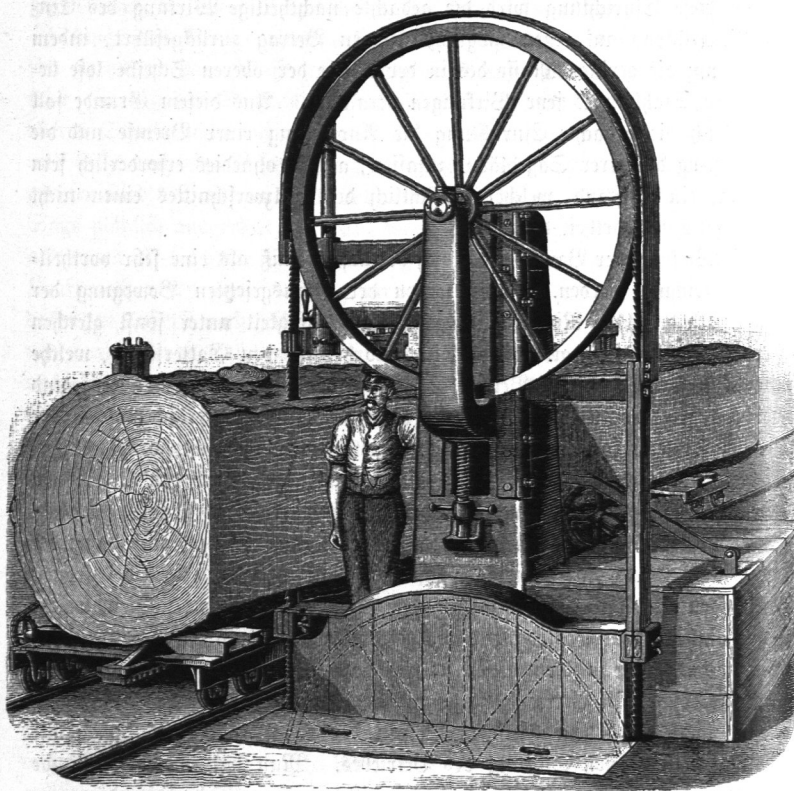
Um die letztgedachten aus dem Beharrungsvermögen der oberen Scheibe entspringenden Nachtheile möglichst herabzuziehen, ist es eine wohl berechtigte und von allen Erbauern solcher Maschinen befolgte Regel, die obere Scheibe so leicht wie nur irgend möglich auszuführen. Auch hat man wohl eine Bremse nicht 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 Ventel & Margédant. Hierbei ist nämlich der Kranz der oberen Bandscheibe mit einer ringsum laufenden Ruthe 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 Ruthe 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 Nugarbeit 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 unnützlich 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 geschweiften 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, ergibt sich von selbst. Die geringe Blattstärke, welche man den Bandsägen geben darf, und immer geben wird, machen dieselben sehr geeignet zu-

Schweiffsägen, da es sich bei denselben meist um die Verarbeitung kostbarer Hölzer handelt, also der Holzverschnitt thunlichst klein zu machen ist. Die Vorschübung 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.

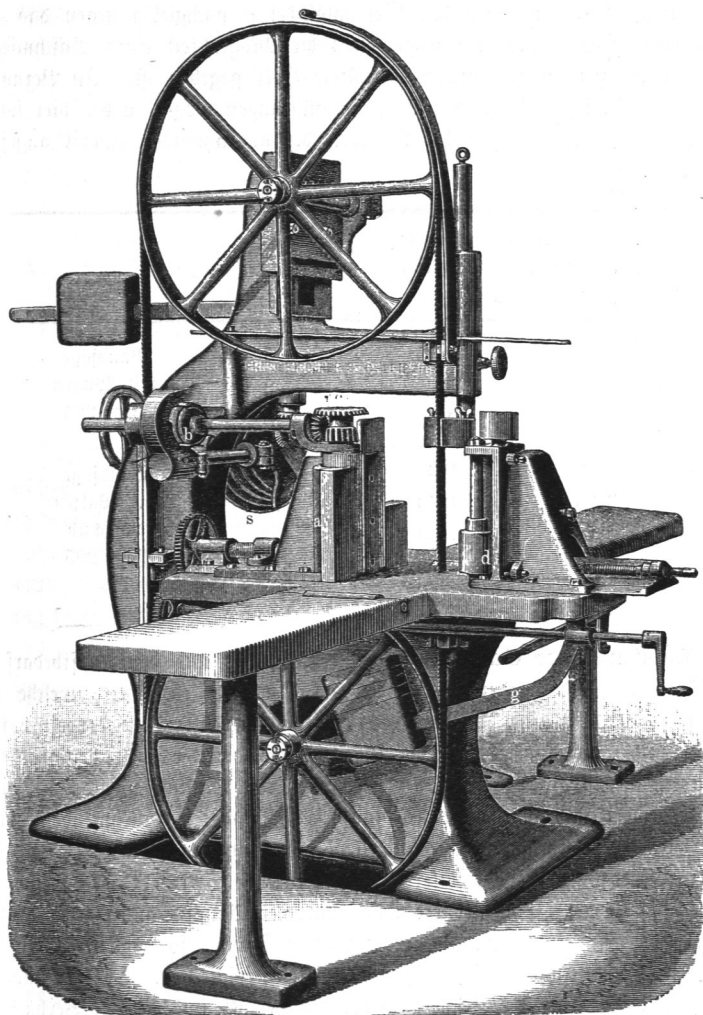


großer Geschwindigkeit, die Scheiben machen zwischen 300 und 450 Umdrehungen in der Minute, was bei einem Durchmesser derselben von etwa 1 m einer Geschwindigkeit von 16 bis 24 m entspricht.

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 Brettschneiden 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 Vorschub-einrichtungen 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	GröÙte Schnitthöhe m	Betriebskraft Pferdst.	
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 Walzen- vorschub 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 Arbeit¹⁾ 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 Vorschiebe- und Schnittdrehgeschwindigkeit, 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 vorteilhaftesten 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:

$$b = 1,5 s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

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

$$H = 0,1 s + 0,35 m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

für Mittel- und Vollgatter,

$$H = 0,1 s + 0,27 m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2a)$$

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 Rinkelwitz 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 Hülbe 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 Doppelhülbe des Gatters in der Minute bei einer Hubhöhe gleich H aus der empirischen Formel ermitteln

$$(1) \quad \left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 2,42. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

für leichte Mittलगatter,

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 (100 + G) = 900. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3a)$$

für Bollgatter, 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 Mittलगatter.

Für $H =$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	Meter
$n =$	213	200	189	179	170	Umdrehungen.

Umdrehungsgeschwindigkeit der Bollgatter.

Für $G =$	300	400	500	600	700	800	900	Pfund
$H = \begin{cases} 0,5 \\ 0,55 \\ 0,6 \\ 0,65 \end{cases}$ Meter	208	193	182	173	165	159	153	
	195	181	171	162	155	149	144	
	184	171	161	153	146	141	136	
	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 Zahnücke 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

$$\delta = 0,8 \frac{H}{h} s \dots \dots \dots (4)$$

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

$$F = 0,001 n h \delta = 0,0008 n H s \text{ qm} \dots \dots (5)$$

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 Abstände der Säge von der Mitte des Blockes abnimmt, so erhält man die Leistung eines mit z -Sägen arbeitenden Vollgatters durch die Formel

$$F = 0,0008 n H s . z . \vartheta \text{ qm} \dots \dots (5a)$$

worin ϑ ein Coefficient kleiner als Eins ist, welchen man passend annehmen kann zu:

$\vartheta = 0,75$ für unbefäumte Blöcke, die zu Brettern und Bohlen geschnitten werden,

$\vartheta = 0,90$ für vorher befäumte 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:

$$E = 60 \frac{F}{1 + \varphi F} \text{ qm} \quad (6)$$

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:

$$E = 60 \frac{F}{1 + \mu \left(0,03 + \frac{1}{z}\right) F} \text{ qm} \quad (6a)$$

unter z die Anzahl der schneidenden Sägen und unter μ einen Erfahrungswert 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 ergibt sich nach (2) eine passende Hubhöhe des Gatters von $H = 0,1 \cdot 3 + 0,35 = 0,65 \text{ m}$, und hierzu nach (3) eine Hubzahl in der Minute von $n = 100 \sqrt[3]{\frac{2,42}{0,65 \cdot 0,65}} = 179$. 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 $179 \cdot 3,12 = 558 \text{ mm}$ sich stellt. Hieraus folgt weiter die Schnittfläche in jeder Minute zu $F = 0,558 \cdot 0,05 = 0,0279 \text{ qm}$, und man könnte stündlich auf eine durchschnittliche Leistung von $E = 60 \frac{0,0279}{1 + 3 \cdot 0,0279} = 9,11 \text{ qm}$ 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 $H = 0,1 \cdot 2,2 + 0,35 = 0,57 \text{ m}$ passend, und man kann, wenn das Gewicht des Rahmens einschließlich der Sägen zu etwa $G = 600 \text{ Pfund}$ vorausgesetzt wird, die Umdrehungszahl der Gatterwelle in der Minute nach (3a) zu $n = 100 \sqrt[3]{\frac{900}{0,57 \cdot 0,57 \cdot 700}} = 159$ 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 $F = 0,0008 \cdot 159 \cdot 0,57 \cdot 2,2 \cdot 12 \cdot 0,75 = 1,436 \text{ qm}$ 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.

Arbeitsaufwand der Sägen. Die zum Betriebe eines Gatters erforderliche Arbeit von N Pferdekraften 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 Geradföhrungen, 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 Entwicklung 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 ebendasselbst angeführten Näherungsformel hier Erwähnung gethan werden. Danach läßt sich nämlich die Leergangsarbeit eines Mittelgatters in Pferdekraften unter Beibehaltung der Bezeichnungen H, n und s für Hubhöhe, Schnitzzahl und Sägenstärke durch die Formel finden:

$$N_1 = 3 \left(\frac{n}{100} \right)^3 \frac{36 + s^2}{100} H \frac{1,5 + H}{4} \cdot \cdot \cdot \quad (7)$$

welcher Ausdruck, wenn man für die Hubhöhe den aus (2) im vorhergehenden Paragraphen sich ergebenden Werth von $H = 0,1 s + 0,35$ einföhrt, auch geschrieben werden kann:

$$N_1 = 1,12 \left(\frac{n}{100} \right)^3 H^2 = 1,12 \left(\frac{n}{100} \right)^3 \left(\frac{s + 3,5}{10} \right)^2 \cdot \quad (7a)$$

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 ergibt

$$N_1 \max = 1,12 \cdot 2,42 = 2,71 \text{ Pfl.}$$

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:

$$G = 90 + (5 + 2,4 s^2) z + 8 s (1 + 5 L \sqrt{L}) \sqrt{z} \quad (9)$$

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 Leerangsarbeit 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:

$$N_1 = 3,23 + 0,6 L \quad (9b)$$

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 Leerangsarbeit zu dem Werthe

$$N_1' = N_1 \left(1 - \kappa \frac{15 - z}{15} \right) \quad (10)$$

worin κ etwa zwischen den Werthen 0,10 und 0,17 gelegen ist, und sich allgemein durch

$$\kappa = 0,0756 s + 0,005 L - 0,0156 L s \quad (11)$$

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 Stirnseite 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 Stirnseite 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 Rankelwitz kann man das Verhältniß der Werthe $\frac{k_1}{k}$ zu 4 annehmen, so daß man damit die Gleichung erhält:

$$N_2 = k \left(1 + 4 \frac{Hs}{\delta} \right) F \text{ Pff.} \quad (12)$$

Setzt man in derselben noch nach (4) $\frac{Hs}{\delta} = 1,25 h$, so wird auch

$$N_2 = k(1 + 5h) F \text{ Pff.} \quad (12a)$$

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 Rankelwitz 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 luftgetrocknetes Holz	$k = 3,0,$
für ganz trockenes Holz	$k = 3,2.$

Mit diesen Werthen wird man eine annähernde Ermittlung des erforderlichen Kraftaufwandes vornehmen können, wie dies für die im vorhergehenden Paragraphen angeführten Beispiele hier geschehen mag.

Beispiel: Für das oben zu Grunde gelegte Mitteltatter erhält man die Leerlaufarbeit zu $N_1 = 1,12 \cdot 1,79^3 \cdot 0,65^2 = 2,71$ Pft., während die zum Schneiden erforderliche Arbeit unter Voraussetzung eines Werthes $k = 2,7$ für feuchtes Holz zu

$$N_2 = 2,7 (1 + 5 \cdot 0,5) \cdot 0,279 = 2,64 \text{ Pft.},$$

daher der gesammte Kraftbedarf zu $2,71 + 2,64 = 5,35$ Pft. 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

$$N_1 = 0,95 \cdot 159 (1,31 - 1,87 \cdot 1,59 + 1,59^2) \cdot 0,57 \cdot 0,0097 \cdot 5,6 = 151 \cdot 0,87 \cdot 0,031 = 4,1 \text{ Pft.}$$

Wenn nun nur 12 Sägen eingehängt werden, so wird dieser Betrag unter Annahme eines Werthes von $x = 0,12$ zu demjenigen

$$N_1' = 4,1 \left(1 - 0,12 \frac{15-12}{15}\right) = 4,1 \cdot 0,976 = 4,0 \text{ Pft.}$$

sich verringern.

Die Augarbeit erfordert bei einem Werthe $k = 3,0$, wie er für lufttrockenes Holz voranzusetzen ist, eine Leistung von

$$N_2 = 3,0 (1 + 5 \cdot 0,4) \cdot 1,436 = 12,9 \text{ Pft.},$$

so daß zum Betriebe des Gatters unter den gemachten Voraussetzungen

$$N = 4,0 + 12,9 = 16,9 \text{ Pft.}$$

erfordert werden.

Es mögen hier noch die Folgerungen angeführt werden, welche Hartig aus den von ihm an Holzbearbeitungsmaschinen angestellten Versuchen¹⁾ zieht. Danach kann man den Arbeitsaufwand in Pferdekraften ausdrücken durch:

$$N = 0,83 + \left(\alpha + \frac{\beta}{z}\right) F \text{ Pft.}$$

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

$$N = 0,19 + \left(\alpha + \frac{\beta}{z}\right) F \text{ Pft.},$$

worin für trockene Hölzer durchschnittlich $\alpha = 0,052$; $\beta = 0,465$ und die

1) Mittheilungen d. Königl. Sächsl. Polytechn. Schule zu Dresden, Leipzig 1873.

Vorschubgeschwindigkeit z 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:

$$N = 1,18 + \varepsilon F \text{ Pfst.},$$

worin man zu setzen hat für

Fichte	$\varepsilon = 0,180,$
Erle	$\varepsilon = 0,161,$
Rothbuche	$\varepsilon = 0,177,$
Eiche	$\varepsilon = 0,336.$

Steinsägen. Man wendet die Sägen zuweilen auch für die Zertheilung weicher Steinarten, wie z. B. mancher Sandsteine, des Abasters, Serpentin, 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 Schleispulver wirken und die Abstumpfung sehr beschleunigen würde, so ergibt sich, daß die Anwendung der oben beschriebenen horizontalen Sägegatter hier ganz unthunlich ist. Es ist zwar von Pfister¹⁾ 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 Zuhilfenahme 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-

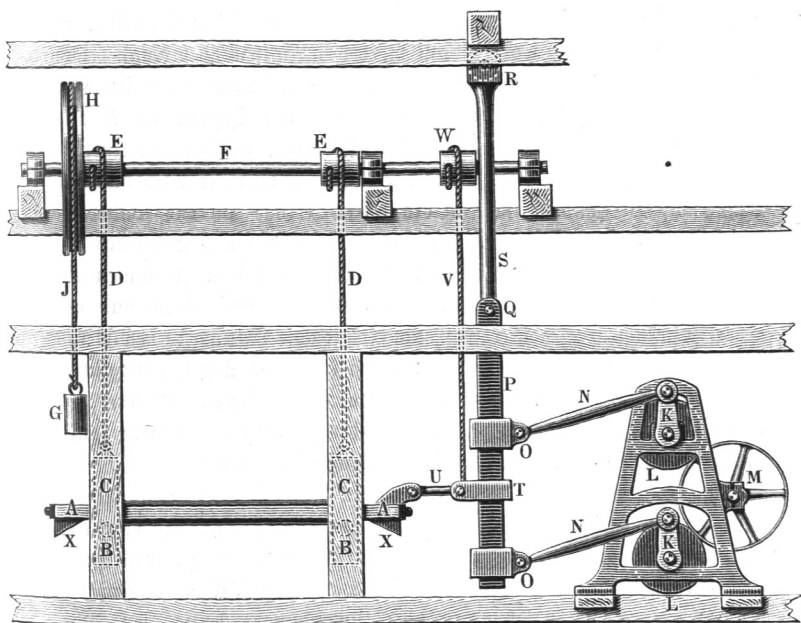
¹⁾ Siehe Pechtl, Technol. Encyclopädie. Artikel: „Steinarbeiten“ von Rarmarsch. Bd. 16.

bringen 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 Zusaße 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 küssen, 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 Verührung 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 Tulloch 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 Bänderisenschienen 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 allmähliche 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*.

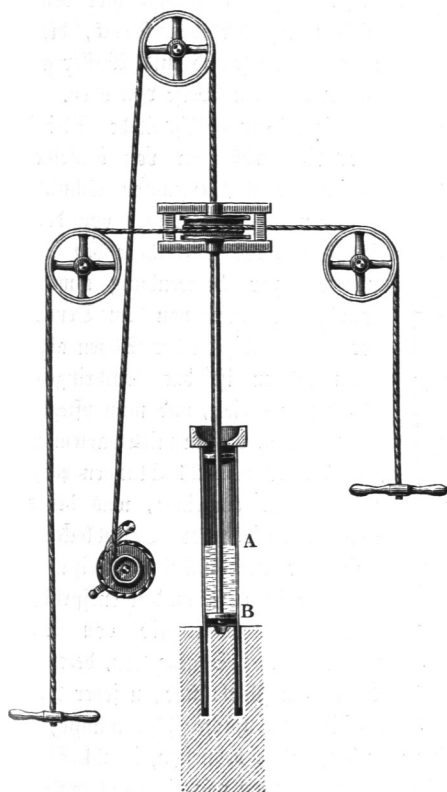
Zur Bewegung des Gatters dienen die beiden Kurbeln *K*, welche in Hinsicht ihrer Länge und Richtung genau übereinstimmen, und denen durch die gleich großen Stirnräder *L* von der Betriebswelle *M* dieselbe Umdrehungsgeschwindigkeit mitgetheilt wird. Die Anordnung zweier Kurbeln ist hier mit Rücksicht 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 Auslaufen auf die Unterstützungsrollen das Gatter abwechselnd an dem einen und anderen Ende in geringem Grade erheben, um die gedachte Rüstung 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 $31,4' = 10\text{ m}$ 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 senkrechtcs 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

Fig. 297.



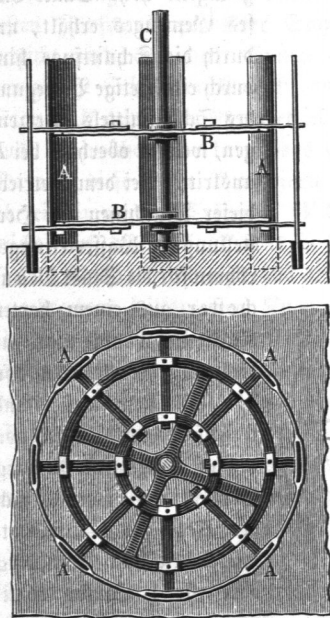
Sandes und Wassers erfolgt durch das Innere der Röhre, worin sich eine genügend hohe Säule dieses Gemenges erhält, um durch die Schnittfuge hindurch eine stetige Bewegung des Schleifmittels zu erzeugen, welches oberhalb bei *B* austritt. Bei dem Betriebe dieser Maschinen zur Herstellung der Wasserleitungsröhren 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 Quadracentimeter zu 0,46 kg ergibt; 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 abseigend hin- und hergehende, anstatt einer unausgesetzt nach derselben Richtung erfolgenden Drehung zu ertheilen.

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 Börse¹⁾ 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

Fig. 298.



Sägen erforderlichen Druck, die Zuführung von Sand und Wasser geschah in der üblichen Weise von oben.

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 Quadratsfuß oder 20 qm, so daß man für jede Pferdekraft innerhalb 24 Stunden hiernach eine Leistung von 25,5 Quadratsfuß = 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. Encyclopädie, 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-Loise = 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
Äußerst 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 Porphyir	—	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.

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 gebrachten 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.

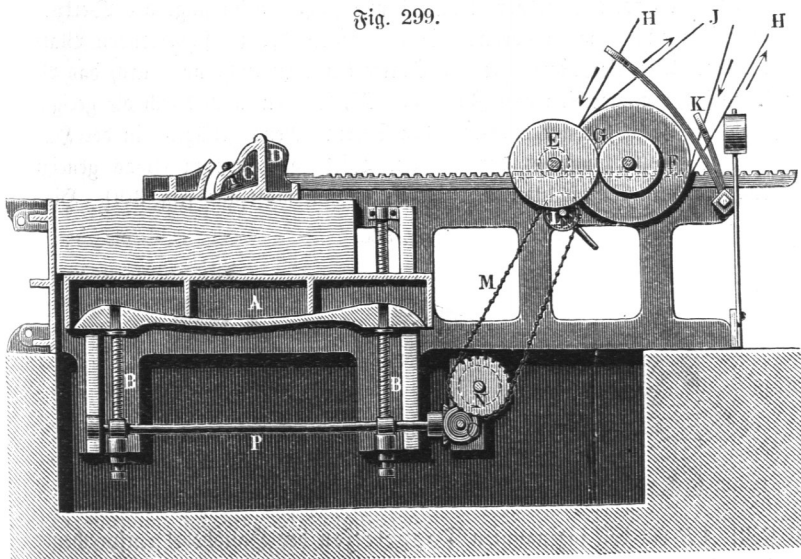
Dem entgegen giebt man bei den Maschinen mit stetiger Arbeit immer dem Holze die zum Abschälen erforderliche Bewegung, indem man dieses Holz mit einer und zwar wagerechten Ase fest verbindet, so daß es an der dieser Ase ertheilten Umdrehung sich theilhaben muß. Das gerade und genau zur Drehaxe des Holzes 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, ergibt 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 & Arben¹⁾ 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.



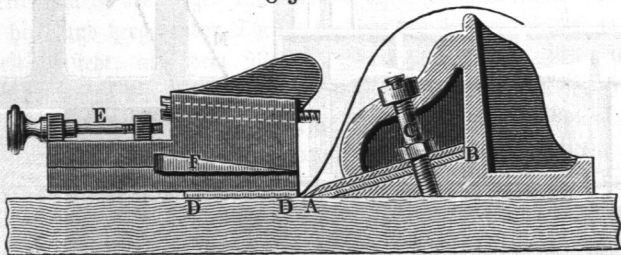
Messer C ist in einem starken Querschlitten D angebracht, welcher in prismatischen Führungen zu beiden Seiten auf den Wangen des Gestells sicher gleiten kann, und dem die Bewegung mittelst zweier Zahnstangen ertheilt wird, in welche Zahngetriebe auf der Welle E eingreifen. Die Umdrehung dieser Welle erfolgt von der Betriebswelle F aus durch Vermittelung des Nüdvorgeleges 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 Ase *L* befindliches Sternrädchen, wodurch dieser Ase 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 Kegehradpaaren 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 Doppelleisen 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 & Sleeper¹⁾ 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 Garand²⁾ 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 Vorschübung 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.

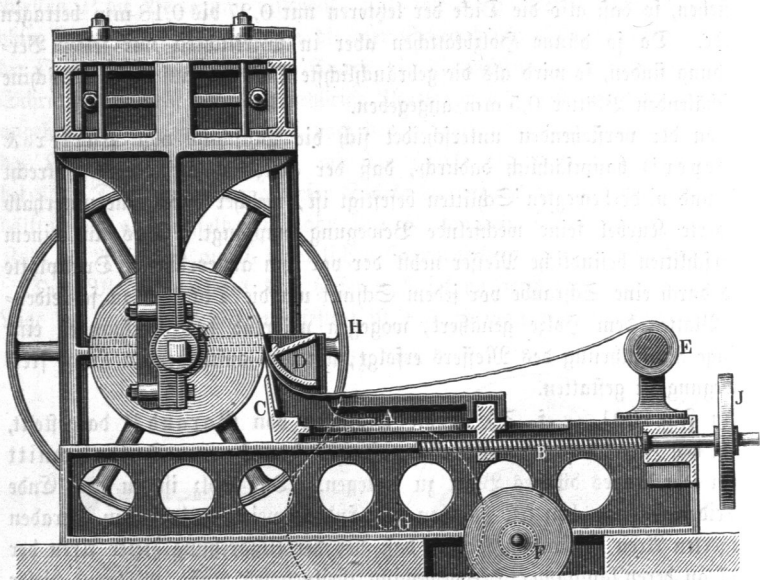
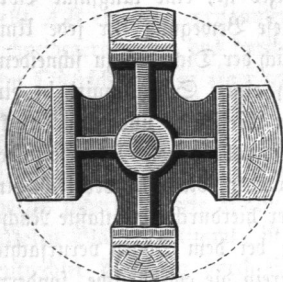


Fig. 302.



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 Regelrädern 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, ergibt sich, daß man einen Block von quadratischem Querschnitte bei 0,5 m Dicke, nachdem man die Ecken in einem Betrage von 0,05 m abgeschragt hat, und wenn man einen Kern von 0,16 m Durchmesser unbearbeitet läßt, durch $54 + 225 = 279$ Umdrehungen in Blätter von einer Gesamtlänge 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 Stelle¹⁾ 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 $\frac{1}{300}$ bis $\frac{1}{8}$ Zoll geschnitten werden. Einer Angabe an genannter Stelle ist zu entnehmen, daß bei dem Schneiden von $\frac{1}{48}$ 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 Pfst. schließen kann.

Eigenthümlicherweise ergab sich die Länge des gebildeten Bleches nur etwa zu $\frac{2}{3}$ 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.

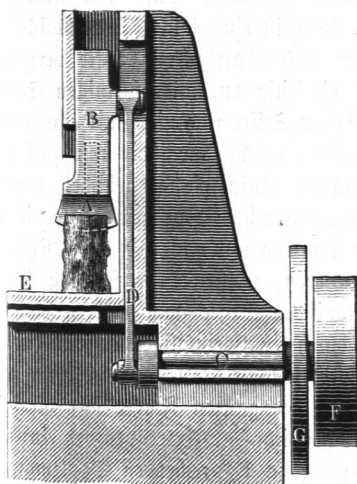
Stellt hierin ABC den Durchschnitt durch die keilförmige Schneide des Messers mit dem Winkel $ABC = 2\alpha$ an der Spitze vor, und bezeichnet $DE = P$ die am Umfange des Bleicylinders wirkende, in die Mittelebene des Keils hineinfallende Kraft, so wird dieser Kraft das Gleichgewicht

¹⁾ Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1861, S. 74.

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. 304¹⁾ 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 erteilt 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*

Fig. 304.



durch die Riemscheibe *F* ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie das Vorhandensein des Schwungrads *G*, das wegen des unregelmäßigen Widerstandes nöthig ist. Bei einer anderen an unten angezeigter Stelle²⁾ 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 doppelwirkend, 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.

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 (Horn) mittelst einer Kreissäge oder eines Gatters in runde Scheiben zerlegt wer-

¹⁾ Uhländ, Der praktische Maschinenconstructeur, Jahrg. 1870, Taf. 72.

²⁾ Ebendas., Jahrg. 1873, Taf. 15.

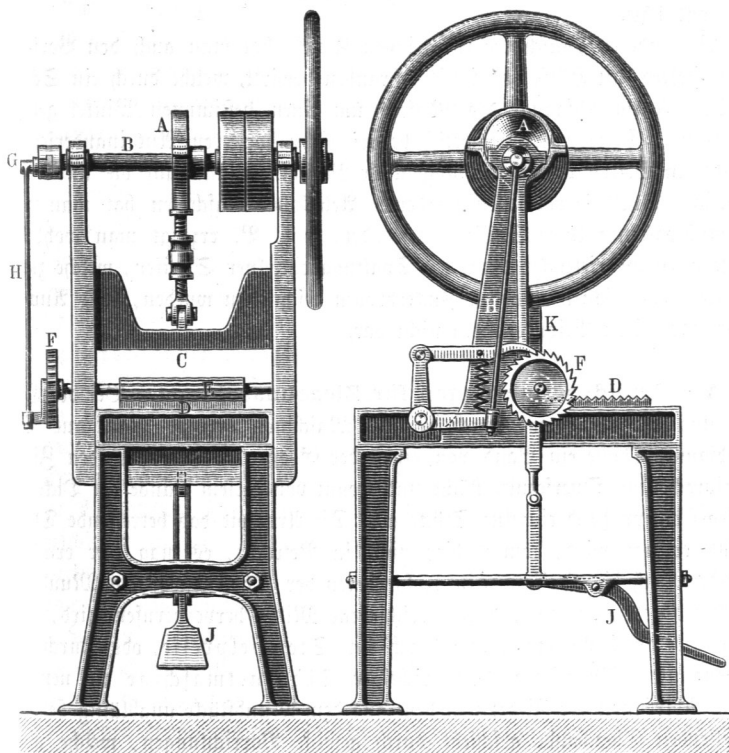
den, deren Dicke mit der Länge der zu erzielenden Stifte übereinstimmt. Nachdem nunmehr auf besonderen Hobelmaschinen in die eine Stirnfläche jeder solchen Scheibe parallele Ruthen von dreieckigem Querschnitte gehobelt sind, handelt es sich darum, durch ein Spaltmesser nach der Richtung dieser Ruthen 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 Ruthen treffe, wodurch fehlerhafte Stifte mit einseitigen Spizen 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 Spizen versehen sind. Die sogenannten deutschen Stifte sind nicht mit eigentlichen Spizen, sondern mit Schneiden versehen, welche durch die nur auf zwei gegenüberstehenden Seiten vorgenommene Zuspitzung 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 Spizzen 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) Uhländ, 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 Ruthen. 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.



Nurbelzapfen *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 Furchen angekommen ist. Der Tritthebel *J* dient dazu, den die Risselwalze *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 Hilfe von zwei Schrauben bewirkt, welche durch ein Schalt-
rad 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 Quelle¹⁾ verwiesen werden. Ähnliche 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.

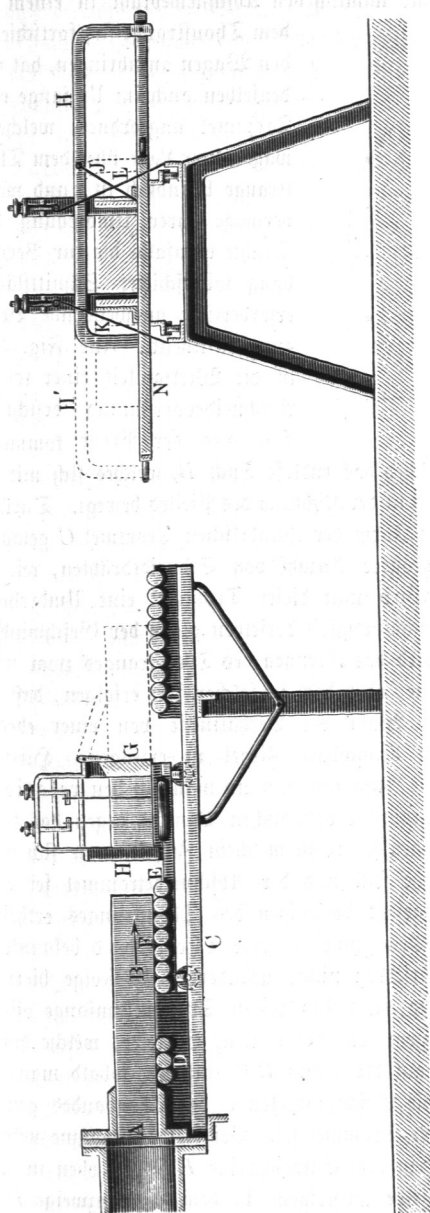
In Fig. 306 ist das Wesentliche des zu dem besagten Zwecke von Gebr. Sachsenberg in Koflau ausgeführten Schneidapparates angegeben¹⁾. Das aus dem Mundstücke der Thonpresse bei *A* heraustretende Thonband *B*, von einem Querschnitte entsprechend der Größe der Ziegel, schiebt sich zunächst über die in 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 gespannener 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

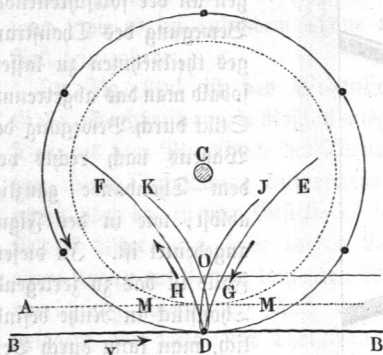
in drei Ziegel ist es übrigens nicht nöthig, den Wagen an der fortschreitenden Bewegung des Thonstranges theilnehmen zu lassen, sobald man das abgetrennte Stück durch Bewegung des Wagens nach rechts von dem Thonbände gänzlich ablöst, wie in der Figur angedeutet ist. In diesem Falle ist das zu zerlegende 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

Fig. 307.



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*

wieder zu verlassen. Es würde daher ein Thonstück GDH aus dem Bunde 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 Arenabstande, 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 Cycloide 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.

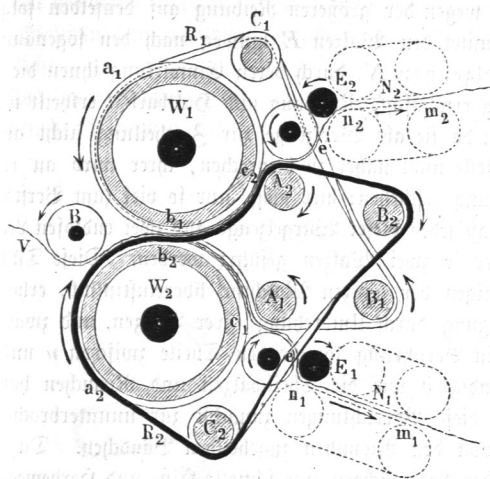
Florthailer. Mit diesem Namen belegt man diejenigen Vorrichtungen, §. 91. die an den Krempelmaschinen der Streichwollspinnereien verwendet werden, um das von der sogenannten Kammwalze oder dem Peigneur durch einen Haker abgelöste Bließ in eine größere Anzahl schmaler Bändchen zu zerlegen, welche der weiteren Verarbeitung des Spinnens zu Streichgarn unterworfen werden. Diese Florthailer 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 Bließ abgehakt wurde, dessen nachherige Theilung erforderlich war, sondern man erhielt auf der Kammwalze selbst schon die getrennten bandförmigen Bließstreifen. Dies wurde dadurch erzielt, daß man den Krakenbeslag der Kammwalze, d. h. die zur Wollaufnahme mit Drahtzähnen besetzte Belegung, in einzelnen ringförmigen von einander durch Zwischenräume getrennten Streifen anordnete, so daß bei dem Ablösen der in diesen Beslagstreifen 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 Krakenfläche, 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 Bließes abkamm, dessen Breite gleich der Länge der Kammwalze ist.

Von den zuerst gemachten Vorschlägen, dieses Bließ 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 Bließ 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 Krimpelproceß 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 Bließ 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 Riemen- von den Stahlbandflortheilern.

Die Riemenflortheilern sind zuerst von Gefner in Aue erfunden, ihre Einführung in die Spinnereien erlangten sie aber erst nach den Verbesser-

rungen, welche von C. Martin in Berviers an ihnen angebracht wurden. Durch Fig. 308 ist ein Riemenflorthailer¹⁾ der Martin'schen Bauart der

Fig. 308.



Hauptsache nach vor-
gestellt, welche Figur,
wie die folgenden,
der unten ange-
führten Abhandlung
entnommen wurde.
Das von der mit
Kragenbeslag ver-
sehenen Kammwalze
durch den Haker ab-
gelöste Blietz V ge-
langt unter der
Walze B hindurch
zwischen zwei eiserne
Theilwalzen W1 W2,
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 Riemen R1 und R2 gelegt, als Nuthen im Ganzen vorhanden sind, und zwar läuft jedes dieser Riemen, 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 Riemen wieder nach der Theilwalze zurück. Die Riemen sind so breit und dick, daß sie die erwähnten Nuthen in den Walzen genau ausfüllen.

Die Wirkungsweise dieses Florthailers ist nach dem Vorbemerkten leicht verständlich. Das bei b eintretende Blietz ist überall genöthigt, zwischen einem Riemen und der von diesem Riemen bedeckten Walzenrippe zu verbleiben, indem diese beiden Theile die zwischen sie tretenden Wollhaare ähnlich den Backen einer Zange zwischen sich fassen. Daraus ergibt sich denn, daß an der Stelle b eine Trennung in so viele Bündchen

¹⁾ Rohn, Zur Entwicklungsgeschichte des Florthailers. Verhdlgn. d. Ver. z. Bef. des Gewerbsf. 1883.

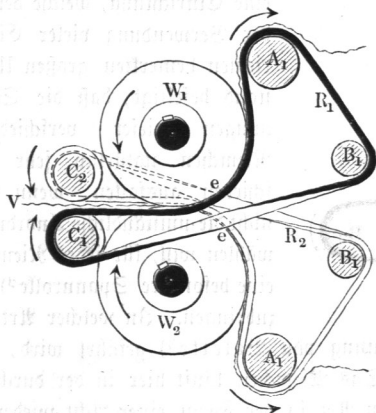
stattfinden muß, wie Riemenchen vorhanden sind, indem abwechselnd immer ein Streifen dem Wege $b_1 c_2$ und der daneben befindliche dem Wege $b_2 c_1$ folgt. Die so erzeugten Bändchen verlassen bei c_1 und c_2 die Theilwalzen, indem sie den Riemenchen wegen der größeren Reibung auf denselben folgen, 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 Riemenchen haben. Vermöge dessen dienen diese Vorrichtungen zunächst zur ununterbrochenen Abführung der ihnen von den Riemenchen zugehenden Bändchen. Da nun aber gleichzeitig den beiden Ledertüchern eine schnelle Hin- und Herbewegung quer, d. h. nach der Richtung ihrer Walzenachsen, ertheilt wird, und die Bewegung der beiden Ledertücher stets entgegengesetzt erfolgt, so ergibt 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 Riemenchen Gesagten ergibt 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 Riemenchen gleichzeitig erfaßt wird, natürlich nur dem einen Riemenchen 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 Riemenchen entgegensezt, kleiner ist, als die Zugfestigkeit des Haares; das Wollhaar folgt natürlich in jedem einzelnen Falle demjenigen der beiden Riemenchen, 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 Riemenchen kreuzen, und dieser Umstand war die Hauptursache, warum die Riemenchenapparate anfänglich sich nicht brauchbar

erwiesen. Martin hat diesem Uebel einfach dadurch abgeholfen, daß er die Riemen 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 Wollbündchen geschaffen, welcher deren ungehinderten Durchgang ermöglicht.

Aus der Betrachtung der Figur erkennt man auch, daß zwischen den Oberflächen der Riemen und denjenigen der Theilwalzen nothwendig ein gewisses

Fig. 309.



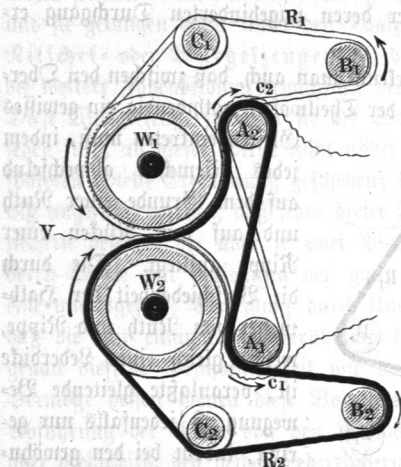
Gleiten eintreten muß, indem jedes Riemen abwechselnd auf dem Grunde einer Nuth und auf dem Rücken einer Rippe aufliegt. Die durch die Verschiedenheit der Halbmesser von Nuth und Rippe, welche gleich einer Lederdicke ist, veranlasste gleitende Bewegung ist jedenfalls nur gering, indem bei den gewöhnlichen 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 Riemen überhaupt nur eine Theilwalze umschlingt, dies ist beispielsweise bei der von Gleißner angewendeten Riemenführung, Fig. 309, der Fall. Es scheint jedoch die erwähnte gleitende Bewegung zwischen Walzenrippe und Riemen nicht nur nicht schädlich, sondern eher förderlich für die Güte der erzeugten Bündchen zu sein, insofern durch das Hinwegstreichen der glatten Walzenrippe über die Wollhaare den Bündchen eine vermehrte Haltbarkeit ertheilt wird, und dies ist der Grund, warum man die Führung der Riemen über beide Walzen meistens beibehalten hat.

Auch die Schränkung der Riemen hat man zu beseitigen gesucht, da mit dieser nicht nur eine schnellere Abnutzung derselben verbunden ist, sondern auch jedes Riemen 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 Riemen da, wo sie mit den Wolle führenden Riemen 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 Wollbündchen bei c_1 und c_2 stattfindet.

Fig. 310.



Die wichtigste Verbesserung, welche Volette in Pepinster an den Riemenapparaten 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 Riemen natürlich sehr verschieden ausfallen, wenn man nicht die umständliche Anordnung wählen will, für jedes Riemen eine besondere Spannrolle ²⁾ anzubringen. In welcher Art das

Riemen bei der besagten Anordnung von Volette ³⁾ geführt wird, läßt sich aus der Fig. 311 ersehen. Das Riemen läuft hier in der durch die Zahlen 1, 2, 3, 4, 5, 6 ange deuteten 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 Wollführende Riemenstück zwischen der Theilwalze und Spannwalze bei a_1 und a_2 geschränkt ist, so erzielt man hierdurch, daß überall dieselbe Seite des Riemens mit der Wolle in Berührung tritt.

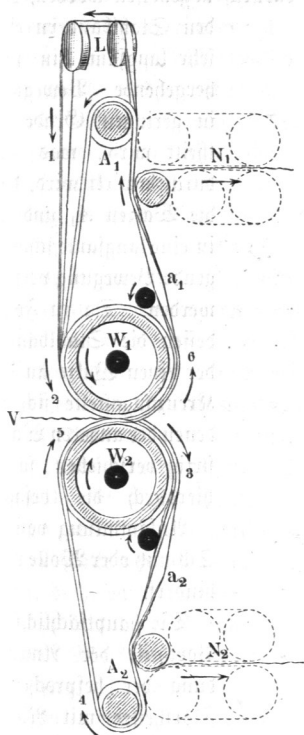
Von sonstigen Riemenführungen möge nur noch die von Feder ⁴⁾ und von Schimmel erwähnt werden, bei welcher ebenfalls nur ein einziger Riemen zur Anwendung kommt, welcher so geführt ist, daß er zuerst die eine und dann die andere Theilwalze in allen Nuthen umschlingt, die Schränkung des Riemens wird hierbei vermieden.

Da die Riemen einem sehr schnellen Verschleiß ausgesetzt sind, wodurch nicht unerhebliche Kosten verursacht werden, so hat man in der neueren Zeit mit Vortheil die Riemen durch Stahlbänder ersetzt, zwar nicht

¹⁾ D. R.-P. Nr. 3636. ²⁾ D. R.-P. Nr. 10 182. ³⁾ D. R.-P. Nr. 7664. ⁴⁾ D. R.-P. Nr. 16 603.

durch bewegte Bänder, welche, wie die Riemen, 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 Ver-

Fig. 311.



besserungen diese Einrichtung, welche in ihrer ursprünglichen Gestalt wenig Anwendung fand, zu größerer Verwendbarkeit gebracht.

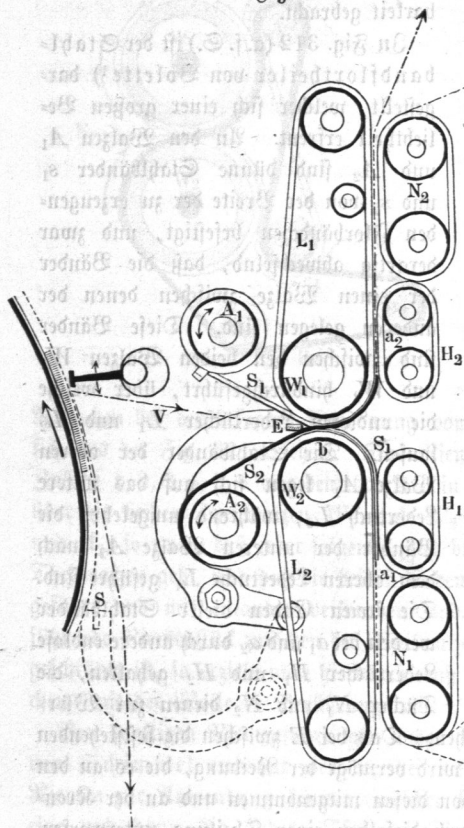
In Fig. 312 (a. f. S.) ist der Stahlbandflorthailer von Volette¹⁾ dargestellt, welcher sich einer großen Beliebtheit erfreut. An den Walzen A_1 und A_2 sind dünne Stahlbänder s_1 und s_2 von der Breite der zu erzeugenden Florbändchen befestigt, und zwar derartig abwechselnd, daß die Bänder der einen 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 Wür-

gelung der gebildeten Florbändchen. Das bei E zwischen die feststehenden Stahlbänder gelangende Bließ 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 Florthailer 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. 24 978.

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 Volette dadurch abgeholfen worden, daß

Fig. 312.



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.

Die hauptsächlichsten Vortheile der Anwendung der besprochenen Flortheller mit Riemen oder Stahlbändern gegenüber der früher beliebten Anordnung streifenweise beschlagener Kammwalzen be-

stehen in der Ermöglichung einer größeren Feinheit der Bändchen, indem die Breite der Riemen 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. Kohn: Zur

Entwicklungsgeschichte des Florthailers. Verhandl. d. B. z. Bef. d. Gewerbfleißes 1883.

Flachsreissmaschinen. Bei dem Spinnen des Flachs ist es viel- §. 92.
fach 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 gleich-
förmig 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.

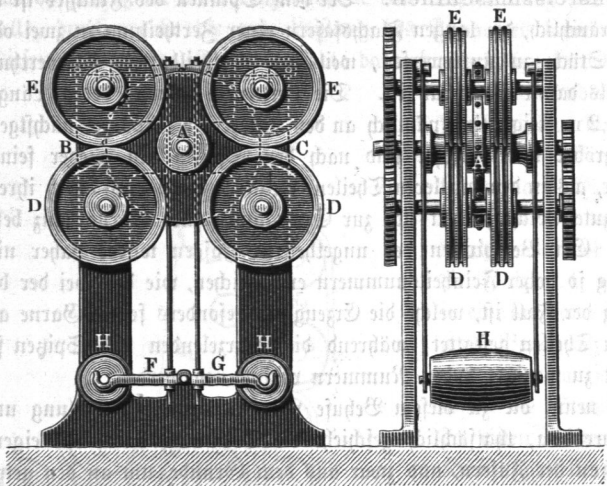
Man nennt die zu diesem Behufe vorzunehmende Zertheilung unrichtig
ein Schneiden, thatsächlich geschieht die Trennung durch ein eigentliches
Zerreißen der Fasern, und zwar aus dem Grunde, um an den getrennten
Theilen allmählich sich verjüngende, in Spitzen auslaufende Enden zu er-
halten, welche für das gute Spinnen sich besser eignen, als die stumpfen
Enden, die durch ein eigentliches Abschneiden mittelst scherens- oder messer-
förmiger Werkzeuge erhalten werden. Dieser Vorgang stellt einen der
wenigen Fälle vor, wo eine Zerlegung von Stoffen durch ein reines Zer-
reißen, d. h. durch Ueberwindung der absoluten Festigkeit bewirkt wird, und
es möge aus dem Grunde hier noch die einfache, zu diesem Zwecke an-
gewandte Maschine besprochen werden.

In Fig. 313 (a. f. S.) ist die zum Zertheilen der Flachsfasern dienende
Maschine¹⁾ 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 zertheilen-
den 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 Ase, 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* mittelst der Gewichte *H* mit starker Pressung nieder-
gedrückt werden. Hierdurch, sowie weil die oberen Scheiben mit hervor-

¹⁾ Brechtl, Technol. Encyclopädie, Supplement. Artikel „Flachs“, von Hüfse.

ragenden Wülsten versehen sind, die in eingedrehte Rillen der unteren Scheiben eintreten, wird der Flachs zwischen den Scheiben so fest gehalten,

Fig. 313.



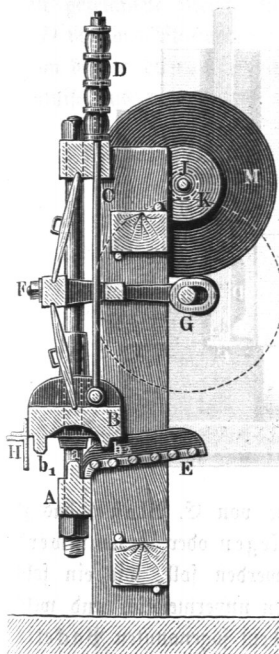
daß bei dem Angriffe desselben durch die Zähne der Scheibe A ein Zerreißen der Fasern stattfinden muß. Die langsame Bewegung der Zuführungsscheiben geschieht durch Vermittelung der Zahnräder in gewöhnlicher Weise.

- §. 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. 314¹⁾), zeigt eine gewisse Verwandtschaft mit dem durch Fig. 43 erläuterten Steinbrecher desselben. Als arbeitendes Werkzeug dient hierbei der senkrecht verschiebbliche Brechbaken 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 Baken 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.

stöße regeln. Die Bewegung der Kurbelwelle *G* erfolgt von der durch einen Riemen betriebenen Vorgelegswelle *J* aus, welche die verlangsamte

Fig. 314.



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.

Hiervon unterscheidet sich die von Schumacher & Co. in Kalk gewählte Anordnung¹⁾ 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 Anschläge *C* vor, um durch den Vor Schub 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 Auslöszapfen *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. 26 926.

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 Klemmbakens 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 vervollkommenet 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 Ermittlung 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 Ermittlung 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 Reißversuchen 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 Pumpensolbens sich ergibt, 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 Festigkeitsprüfungs-
maschinen in der Ztschr. d. Vereins deutscher Ing. 1886, S. 171. ²⁾ Siehe
Sitzungsbericht des Vereins z. Bef. d. Gewerbleißes 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 Aufschlaggewichte 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.

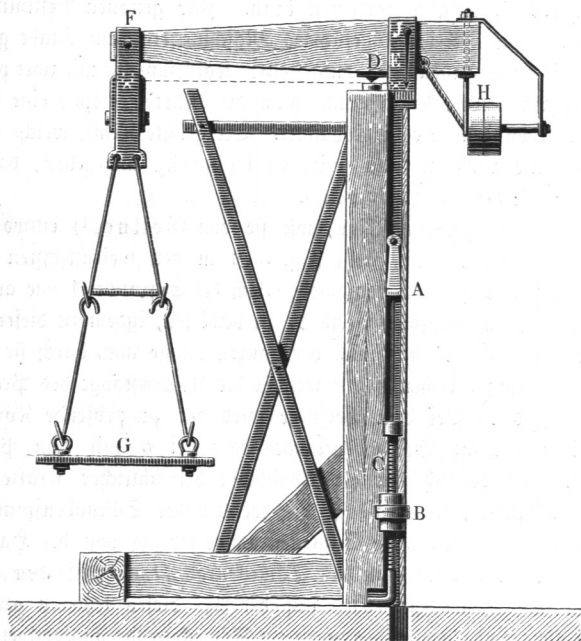
Um die elastischen Formänderungen zu messen, welche die untersuchten Probekörper unter dem Einflusse der ausgeübten Beanspruchungen annehmen, hat man ebenfalls verschiedene Mittel benutzt. Nur in einzelnen Fällen und bei sehr großen Formveränderungen kann man die eintretenden Verlängerungen oder Verkürzungen 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 Zeichens 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 Maschine¹⁾, wie sie namentlich zur Prüfung von dünnen

¹⁾ R. Jenny, Festigkeitsversuche a. d. t. t. 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. Mittelfst 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 Gollner¹⁾ 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 Handfurbelwelle *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.

bunden zu sein pflegt. Durch ein Pfüßergewicht 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 ergibt 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 ergibt, kann leicht auf Grund eines besonderen, die Größe dieses Widerstandes bestimmenden Versuches stattfinden.

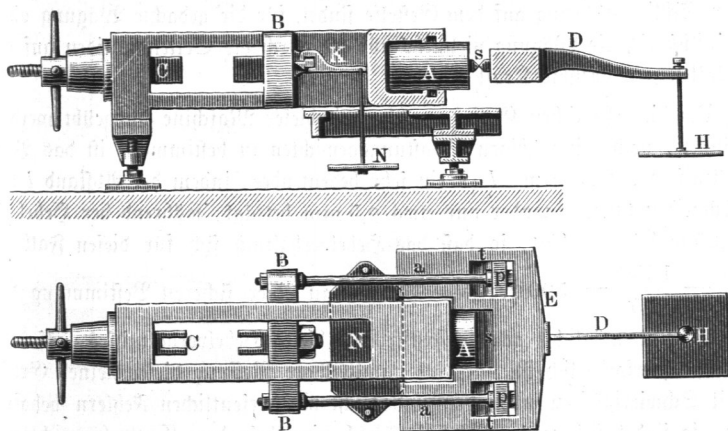
Zum Messen der Ausdehnungen bediente sich Gollner vortheilhaft der sogenannten Multiplicatoren, so genannt, weil sie eine bedeutende Vergrößerung der wirklichen Ausdehnungen bewirken, so daß die Messung mit großer Genauigkeit geschehen kann. Im Allgemeinen sind diese Multiplicatoren Fühlhebel, deren lange Arme vielfach 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 Probekörper 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 Probeklänge 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 Werder¹⁾ 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 vermittelt 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 ergibt.

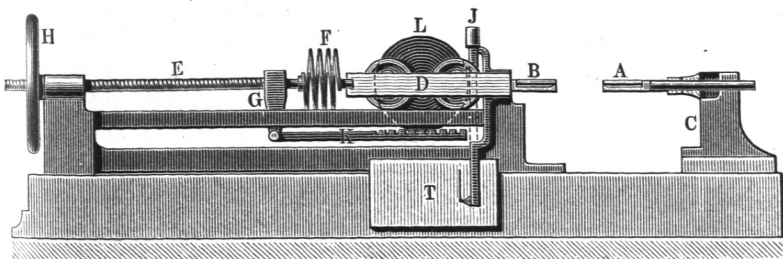
Um die erheblichen Kräfte, welche mit dieser Maschine ausgeübt werden können, noch mit mäßigen Belastungsgewichten zu bestimmen, ist das Verhältniß der Hebelarme $L:l$ ein sehr bedeutendes, indem der Abstand l der Schneiden unter einander nur etwa 2,5 mm beträgt, während der Hebel D 1,25 m Länge erhält, so daß das Hebelverhältniß sich für diesen Fall zu $\frac{L}{l} = \frac{1250}{2,5} = 500$ ergibt. 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. Vermittelt 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 lehnenen Sattel bringt. Ebenso kann durch Anordnung geeigneter Unterstüzungen 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 Probestückes unmittelbar an. Das erhaltene Diagramm ergibt 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 Wägevorrückung zu erhöhen. In Bezug auf diese und andere hierher gehörige Punkte mag auf die vorstehend angegebenen Quellen verwiesen werden.

