

## Achtes Kapitel.

### *Berechnung einiger zum Verarbeiten der Stoffe und Materialien bestimmten Maschinen.*

§. 549. **Einleitung.** Um nur in Kürze noch einige Beispiele von der Berechnung solcher Maschinen zu geben, welche zur Verarbeitung der Stoffe bestimmt sind, so wollen wir hiezu die am meisten verbreiteten Mahl-, Stampf- und Sägmühlen und Hammerwerke wählen, ohne übrigens dabei in eine sehr detaillirte Beschreibung der einzelnen Bestandtheile eingehen zu können.

### M a h l m ü h l e n.

§. 550. Bekanntlich bestehen die deutschen Mahlmühlen zum Vermahlen des Getreides im Wesentlichen aus zwei cylindrischen Steinen, deren Grundflächen horizontal liegen und wovon der untere *a*, Fig. 294, (Bodenstein) fest, der obere *b* (Läufer) dagegen beweglich ist, indem er sich mittelst des in das quer eingelassene Obereisen *i* (Hau e) eingreifenden vertical stehenden Mühleisens *s* (Spindel), welches unten einen Trilling *d* trägt und durch das Eingreifen eines Kamm- oder Stirnrades *A* in Bewegung gesetzt wird, um seine Achse dreht; dabei läuft dieses Mühleisen *s* (von 2 bis 3 Zoll Durchmesser und 4 bis 6 Fufs in der Länge) unten in einer Spur oder Pfanne *e* (Mühlpfanne), welche in einem Querbalken *f* (Steg), der sich mittelst der Tragbänke *g, g*, worauf er ruht, auf und ab bewegen läßt, um die Entfernung der beiden Mahlflächen gegen einander reguliren zu können, eingelassen ist, während dasselbe oben durch die im Bodenstein eingelassene hölzerne Büchse *t* (Bux), die eine Art Halslager bildet, durchgeht. Das zu vermahlende Getreide gelangt durch die Gosse *B* und die im Läufer centrisch gebohrte oder ausgehauene runde Öffnung *h* (das Läuferauge) zwischen die Steine, welche an ihren Grund- oder Mahlflächen geschärft oder gehauen sind (siehe die Detailzeichnungen), und wird durch die Centrifugalkraft allmählich vom Mittelpunkte gegen die äußere Peripherie getrieben und dabei geschrotet oder nach Umständen mehr oder weniger fein vermahlen. Aus den Steinen austretend fällt das Mahlgut in das sogenannte Beutelgeschirr, um die feinem Mehltheile von den gröbern, und namentlich von den Kleien zu sondern, wozu der im Beutelkasten *D* eingehängte Mehlbeutel *E* und die verschiedenen Drahtsiebe, Sauberer *I* vorhanden sind.

In der Regel trägt die horizontale Wasserradwelle (die Mühlen gehen gewöhnlich unter- oder mittelschlächting) ein Kammrad *A*, welches unmittelbar in den auf dem Mühleisen befestigten Trilling *d* eingreift; da jedoch die in Österreich in der Regel 3 Fufs im Durchmesser haltenden Steine 180 bis 200 Mal per Minute umlaufen sollen, so kommt man (da das Kammrad dabei sehr grofs und der Trilling sehr klein ausfällt) oft mit dieser einfachen Radübersetzung nicht aus, und man ist genöthigt noch ein grofses und ein kleines Zwischenrad, ein *Zwischenschirr* anzubringen, wie z. B. ein solches gleichzeitig für 2 Mahlgänge in Fig. 295, wo *d* den vorigen Trilling bezeichnet, dargestellt ist.

Dürfte z. B. das Wasserrad für die vortheilhafteste Wirkung des Wassers per Minute nur 6 Umgänge machen, und erhalte das auf derselben Welle befestigte Kammrad *A* 60 Kämme, das Getrieb *B* 12 Spindeln oder Stöcke, das auf derselben Achse befestigte Stirnrad *C* 48 Zähne und der Mühltrilling *d* 8 Stöcke; so würde 1 Umdrehung des Wasserrades  $\frac{60}{12} = 5$  Umdrehungen des Getriebes *B* und Stirnrades *C*, und 1 Umdrehung dieses Stirnrades  $\frac{48}{8} = 6$  Umdrehungen des Trillings *d* zur Folge haben, dieser daher sammt dem Mühlstein in jeder Minute  $6 \times 5 \times 6 = 180$  Mal umlaufen.

Ohne in weitere Details eingehen zu können (in welcher Beziehung wir auf unsere ausführliche Abhandlung über Mühlen, in *Precht's* technologischer Encyclopädie, Band 10 verweisen), soll nur noch erwähnt werden, dafs die nöthige schüttelnde Bewegung des Gofsschuhes *m* durch einen in den Ring *k* (Fig. 294. *a*), welcher in das Läuferauge eingelassen ist, hineinreichenden Bolzen *r*, dagegen das Schütteln des Beutels und Sauberers (alles nämlich bei den deutschen Mühlen) mittelst des auf der Mühlspindel *s* aufgesteckten Dreischlages *v* (Fig. 294. *b*) bewirkt wird, an welchen mittelst einer Feder der Anschlag  $\omega$ , welcher in der um ihre Achse drehbaren Säule *z* eingelassen ist, angedrückt wird, und dadurch sowohl die Beutelgabel 1 als auch die mit dem Sauberer in Verbindung stehende Stange 2 in eine schnell oscillirende Bewegung setzt.

§. 551. **Nöthige Betriebskraft.** Da der Hauptwiderstand, welcher bei dem Betriebe einer Mahlmühle zu überwinden ist, in dem Zermahlen des Getreides zwischen den Steinen besteht, und als Erfahrungssatz angenommen werden kann, dafs dieser Widerstand bei einem Durchmesser der Steine von 1 (W.) Fufs durch eine an der Peripherie des Läufers wirkende Kraft von 25 (W.) Pfund überwunden wird, so hat man für Steine vom Halbmesser *R*, da dieser Widerstand der Mahlfläche (also dem Quadrate des Halbmessers) proportional ist,  $1^2 : R^2 = 25 : P = 25 R^2$  in Pfunden, als diejenige Kraft, welche am Umfange des Läufers anzubringen wäre, um den genannten Widerstand zu

überwinden. (Auch kann man sich, wie bei der Reibung eines Cylinders auf seiner Grundfläche, §. 235, den Gesamtwiderstand in der Peripherie eines Kreises vom Halbmesser  $\frac{2}{3}R$  vorstellen, so daß  $\frac{2}{3}R$  der Hebelarm dieses Widerstandes wäre.)

Da sich ferner aus vielen Beobachtungen jene Geschwindigkeit des Läufers als die zweckmäßigste herausstellt, bei welcher im Mittel ein Punkt im äußern Umfange desselben eine Geschwindigkeit von 25 (W.) Fufs per Secunde besitzt, so ist die Arbeit der vorigen Kraft  $P$ , welche diesen Widerstand überwindet,  $M = 25P = 25 \times 25R^2 = 625R^2$  F. Pf. per Secunde.

Rechnet man ferner  $\frac{1}{40}M$  zur Überwindung der Reibung der Spindel in der Pfanne und Büchse,  $\frac{1}{20}M$  für die Reibung zwischen dem Kammrad und Trilling, so wie  $\frac{1}{30}$  bis  $\frac{1}{25}M$  für jene eines Vorgeleges; so hat man bei  $n$  Vorgelegen (mit Einschlufs der Bewegung des Beutelwerkes) für die Arbeit der nöthigen Betriebskraft:

$$E = 625R^2 \left( 1 + \frac{1}{40} + \frac{1}{20} + \frac{n}{25} \right)^{\text{F. Pf.}}$$

oder in Pferdekraften:

$$N = \frac{E}{430} = 1.4535R^2 \left( 1.075 + \frac{n}{25} \right).$$

**Beispiel.** Führt eine Mühle 36zöllige Steine und ist dabei ein Vorgelege vorhanden, so hat man  $N = 1.4535 \times (3\frac{1}{2})^2 (1.075 + .04) = 3.65$ , d. i. etwas über  $3\frac{3}{8}$  Pferdekraften.

**Anmerkung.** Nach den neuern und bessern Einrichtungen des mechanischen Triebwerkes brauchen die mehrgängigen Mühlen bedeutend weniger Betriebskraft. So würde nach der alten Einrichtung eine Mühle mit 4 Fufs im Durchmesser haltenden Steinen nach der vorigen Formel  $6\frac{1}{2}$  Pferdekraften erfordern, während man bei den neuern Dampfmühlen, welche solche Steine führen, nicht mehr als 4 bis 5 Pferdekraften per Mahlgang zu rechnen braucht.

Was die Leistungsfähigkeit dieser Mühlen betrifft, so können auf einem Mahlgänge bei der angegebenen Gröfse (von 35 bis 36 Zoll) und Geschwindigkeit (von 180 bis 200 Umläufe per Minute) der Steine und der etwas langwierigen, jedoch ganz vorzüglichen Mahlmethod in Osterreich (wobei der Weizen und das daraus erhaltene Erzeugniß oft bis 12 Mal aufgeschüttet wird), binnen 24 Stunden von 12 bis 18 Metzen Weizen vermahlen werden, was die Betriebskraft für einen solchen Mahlgang zu  $3\frac{1}{2}$  Pferdekraften angeschlagen, per Stunde und Pferdekraft von  $\frac{1}{7}$  bis  $\frac{1}{5}$  oder .143 bis .2 Metzen gibt.

Nach den Beobachtungen von *Navier* ist die Leistung in Frankreich bei der *Mouture économique* = .6; in den von *Mondslay* erbauten Dampfmühlen

in Frankreich und England = 67; nach *Ganzel* in einer amerikanischen Mühle von 8 Gängen = 7 bis 85, je nachdem die Betriebskraft eines Mahlganges zu 5 oder 4 Pferdekräften gerechnet wird u. s. w.; in allen diesen Fällen müßte natürlich, wenn diese Zahlen einen richtigen Maßstab für die Zweckmäßigkeit der Mühlen abgeben sollen, vorausgesetzt werden, daß der Weizen überall in dasselbe Mahlgut verwandelt wurde, was wohl schwerlich der Fall seyn dürfte. (Näheres über diesen Gegenstand findet man in unserer oben erwähnten Abhandlung.)

## Stampfwerke.

§. 552. Bekanntlich besteht ein Stampfwerk (eine „Stampfinühle“) aus einer Reihe von hölzernen Prismen  $A$  [(Fig. 296) *Stämpfern*], welche je nach dem beabsichtigten Zwecke (bezüglich des zu verkleinernden Materiales) an ihrem untern Ende mit verschieden geformten eisernen Schuhen  $S$  versehen, zwischen 4 horizontal liegenden Balken  $n$  (Scheidelatten), wovon zwei ober- und zwei unterhalb angebracht sind, vertical auf und ab bewegt werden können; eine horizontal liegende Welle  $C$  mit den gehörig vertheilten Hebeköpfen  $a$  versehen (Daumenwelle), ergreift bei ihrer Umdrehung den Hebkopf oder die Hebelatte  $b$  des Stämpfers, hebt diesen, wenn die Hebeköpfe  $a$  (§. 221) nach der Kreisevolvente gekrümmt sind, nicht bloß vertical, sondern auch (wenn sich die Welle gleichförmig dreht) mit gleichförmiger Geschwindigkeit in die Höhe, worauf dieser vom Hebkopf in der Stellung  $a'b'$  ausgelassen, mit seinem ganzen Gewichte herabfällt und die beabsichtigte Wirkung ausübt.

In §. 221 ist der Halbmesser  $CA = r$  des Grundkreises der Daumenwelle bereits bestimmt, und zwar ist nach der dort angenommenen Bezeichnung

$$1) \quad r = \frac{h m t}{2 \pi t'},$$

wobei nämlich  $h$  die Hubhöhe,  $t$  die Zwischenzeit von einem

Angriff bis zum nächst folgenden,  $t'$  die Hubzeit und  $m$  die Anzahl der Hebeköpfe für ein und denselben Stämpfer bezeichnet.

Die der Welle zugekehrte Fläche muß wenigstens einen Abstand haben, welcher (Fig. 167) durch:

$$Cb = \sqrt{CA^2 + Ab^2} = \sqrt{r^2 + h^2} \dots (a)$$

bestimmt wird. Die Länge  $l$  der Hebelatten  $AB$  kann mit Rücksicht auf den nöthigen Spielraum aus der Gleichung:

$$l = Cb - r = -r + \sqrt{r^2 + h^2} \dots (b)$$

bestimmt werden.

Dreht sich die Daumenwelle (nach §. 221) in einer Minute  $n$  Mal um und ist dabei  $v$  die Geschwindigkeit des Grundkreises  $CA$ , so ist:

$$v = \frac{2 r \pi n}{60} = \frac{r \pi n}{30} \dots (2.)$$

Der Bogen, welchen irgend ein Punct des Grundkreises  $CA$  während der Zeit als ein Stämpfer vom Hebekopf  $A'b$  ausgelassen und von dem nächstfolgenden Hebekopf wieder ergriffen wird, beschreibt, ist (wegen Bogen

$AA' = h) = \frac{2r\pi}{m} - h$ , folglich die dazu gehörige in Secunden ausge-

drückte Zeit  $T = \frac{\frac{2r\pi}{m} - h}{v} = 30 \cdot \frac{2r\pi - mh}{r\pi nm}$  (Gl. 2). Da nun (§.

221) die Fallzeit des Stämpfers  $t'' = \sqrt{\frac{2h}{g}}$  ist, so muß, damit der

Stämpfer nicht schon vom nächsten Hebekopf wieder ergriffen werde, bevor derselbe noch seinen Stofs auf das zu verkleinernde Material vollständig ausgeübt hat:

$$T > t'', \text{ d. i. } 30 \cdot \frac{2r\pi - mh}{r\pi nm} > \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

seyn, woraus

$$3) \dots n < \frac{30(2r\pi - mh)}{r\pi m} \sqrt{\frac{g}{2h}}$$

folgt.

Bezeichnet man endlich noch die gesammte Anzahl der Stämpfer des Stampfwerkes durch  $N$ , jene Anzahl, welche immer (bei gehöriger Vertheilung der Hebköpfe auf der Welle) gleichzeitig im Angriffe ist, durch  $N'$ , so wie die Anzahl der Schläge oder Stöße (= der Anzahl der Angriffe), welche jeder Stämpfer per Minute macht, durch  $S$ ; so ist erstlich:

$$S = nm \dots (4).$$

Der Bogen, welchen ein Punct im Grundkreise  $CA$  beschreibt, von dem Augenblicke an, als irgend ein Stämpfer ergriffen wird, bis zum nächst darauf folgenden Angriff eines zweiten Stämpfers, ist (weil während der Bewegung dieses Punctes durch den Bogen  $AA' = h$  immer  $N'$  Stämpfer gleichzeitig im Hube sind, da, wie einer abfällt, sogleich wieder ein neuer

ergriffen wird)  $= \frac{h}{N'}$ ; da aber dieser Bogen auch  $= \frac{2r\pi}{mN}$  ist (indem

während einer Umdrehung der Welle jeder Stämpfer  $m$  Mal gehoben wird, so kommen auf jede solche Umdrehung  $mN$  Angriffe), so folgt:

$$\frac{h}{N'} = \frac{2r\pi}{mN} \text{ und daraus } N' = \frac{mNh}{2r\pi} \dots (5).$$

**§. 553. Nöthige Betriebskraft.** Abstrahirt man vor der Hand von der vergleichungsweise unbedeutenden Arbeit, welche nöthig ist, um die leere Daumenwelle in Bewegung zu setzen, behält ferner die vorige Bezeichnung bei und setzt noch außerdem das Gewicht eines Stämpfers  $= p$ , dessen Masse  $= m'$ , die auf den Angriffspunct  $A$  (Fig. 167) nach §. 159 reducirte Masse der Daumenwelle und aller etwa noch

sonst mit ihr verbundenen Massen =  $M$ , den Abstand des Angriffspunctes  $A$  von der Achse des Stämpfers =  $d$ , den verticalen Abstand der beiden vordern oder hintern Scheidelatten, vom Mittel zu Mittel =  $e$ , so wie die betreffenden Reibungscoefficienten, die man hier einander gleich setzen kann, =  $f$ ; so lassen sich die einzelnen zu überwindenden Widerstände auf folgende Weise berechnen.

Die zur Hebung des Gewichtes  $p$  des Stämpfers auf die Höhe  $h$  nöthige Arbeit ist (§. 175)  $\omega = p h$ .

Die Geschwindigkeit  $c$ , mit welcher der Stämpfer gleichförmig gehoben wird, ist, wegen  $c t' = h$ , sofort:

$$c = \frac{h}{t'} \dots (6),$$

und da dessen Masse  $m'$  bei jedem Angriffe von der Ruhe aus auf diese Geschwindigkeit gebracht werden muß, so ist die hiezu nöthige Arbeit

(§. 186)  $\omega' = m' \frac{c^2}{2g}$ , oder da (§. 35)  $m' = p$  gesetzt werden kann und

wegen Gleichung 6) auch  $\omega' = \frac{p h^2}{2 g t'^2}$ .

Da dem Stämpfer die erwähnte Geschwindigkeit durch den Stofs mitgetheilt wird, so ist (bei der Annahme von unelastischen Körpern) der Verlust an lebendiger Kraft (§. 201, Gl. 5 und der Annahme, daß  $m'$  gegen  $M$ , welche letztere reducirte Masse immer sehr groß ist, vernachlässigt werden darf) =  $m' c^2$ , folglich jener an Arbeit (§. 201, Anmerk.)

$$\omega'' = \frac{m' c^2}{2g} = \frac{m' h^2}{2 g t'^2} (= \omega', \text{ weil } m' = p \text{ ist}).$$

Da ferner die Richtung der Hubkraft  $p$  in die Gerade  $Ab$  (Fig. 167) fällt, so erhält der Stämpfer ein Bestreben sich um seinen Schwerpunct zu drehen, und er wird nur durch die obere hintere und untere vordere Scheidelatte am Umkuppen verhindert, wodurch jedoch ein Druck gegen diese beiden Latten, und daher auch bei der Aufwärtsbewegung des Stämpfers eine Reibung entsteht. Reducirt man diesen Druck auf eine einzige dieser beiden Latten und bezeichnet diesen mit  $k$ , so ist  $\frac{1}{2} e . k = d . p$  und daraus  $k = \frac{2 d p}{e}$ , folglich ist der Betrag der Reibung (§. 228)

$$= f k \text{ und die Arbeit derselben bei jedem Hub } \omega''' = f k h = \frac{2 d p f h}{e}.$$

Ist  $b$  die Dicke des Stämpfers, so ist auch  $d = l + \frac{1}{2} b$ , wobei  $l$  aus der obigen Gleichung  $b$ ) gefunden wird.

Da endlich die Länge der Kreisevolvente  $Aa$  des Hebkopfes (wie aus der höhern Mathematik bekannt) =  $\frac{r \alpha^2}{2}$  ist, wenn  $\alpha$  den Winkel

$ACA'$  bezeichnet, folglich  $r\alpha =$  Bogen  $AA' = h$  ist, und da ferner die Heblatte fortwährend mit dem Gewichte  $p$  des Stämpfers auf den Hebkopf drückt, so ist die Arbeit der Reibung zwischen dem Hebkopf und der Heblatte während eines Hubes  $\omega^{IV} = fp \cdot \frac{r\alpha^2}{2} = \frac{1}{2}fp h \alpha$ .

Die durch das Heben eines Stämpfers, während welchem nämlich ein Punct  $A$  im Grundkreis den Bogen  $h$  zurücklegt, erschöpfte Wirkung oder Arbeit ist daher  $W = \omega + \omega' + \omega'' + \omega''' + \omega^{IV}$ , folglich da während dieser Zeit gleichzeitig  $N'$  Stämpfer im Angriffe oder Hube sind, so ist die dafür nöthige Arbeit  $W' = N'W$ , und da dieses in der Zeit  $t'$  geschieht, so ist die in 1 Secunde nöthige Arbeit der Betriebskraft  $E = \frac{W'}{t'}$ , oder wenn man gehörig substituirt, wobei auch der Werth von  $N'$  aus der Gleichung 5) zu setzen ist:

$$E = \frac{Nmp h^2}{2r\pi t'} \left( 1 + \frac{h}{g t'^2} + \frac{2df}{e} + \frac{1}{2}f\alpha \right) \dots \text{I.},$$

wobei (§. 221)  $t' = \frac{54}{mn} - \sqrt{\frac{2h}{g}}$  ist.

Da der Nutzeffect eines Stämpfers per Secunde  $= \frac{Sp h}{60} = \frac{nmph}{60}$  (Gl. 4), so ist jener des ganzen Stampfwerkes:

$$\mathfrak{G} = \frac{Nnmph}{60} \dots \text{II.}$$

Anmerkung 1. Wollte man auch noch den Widerstand, welcher von Seite der Daumenwelle herrührt, in Rechnung bringen, so müßte man vorzüglich die aus den fortwährenden Stößen gegen die Hebköpfe der Welle entstehende Reibung in den Zapfenlagern berücksichtigen, die jedoch hier um so mehr ausgelassen werden kann, als diese erstlich nicht genau zu ermitteln, und dann auch gegen die übrigen Widerstände, die man schon etwas voller gerechnet hat, zu unbedeutend ist. Überhaupt sollte man sich bei solchen Berechnungen, in soferne sie einen practischen Nutzen gewähren sollen, aller sublimen und unfruchtbaren Calculationen, die allenfalls als theoretische Übungsexempel recht schön seyn können, enthalten, indem man dabei doch immer auf Prämissen, in Beziehung auf die Eigenschaft der betreffenden Körper (Härte, Politur, Elasticität etc.), der mehr oder weniger vollkommenen mechanischen Ausführung der einzelnen Bestandtheile der Maschine u. s. w. fussen muß, die eine weit größere Fehlergrenze darbieten, als durch Auslassung jener subtilen Glieder in einer Formel, welche diese letztere ganz unbrauchbar und ungenießbar machen, je zu befürchten steht. Was würde z. B. in dem vorliegenden Falle für die Anwendung gewonnen seyn, wenn man untersuchen wollte, um wie viel die Daumenwelle bei jedem neuen Angriffe eines Stämpfers durch den ent-

stehenden Stofs zurückbleiben oder von ihrer Geschwindigkeit momentan verlieren kann, um daraus die Rückwirkung zu finden, welche die übrigen bereits im Hub begriffenen und der Welle dadurch (wenigstens in der Idee) vorauseilenden Stämpfer auf die betreffenden Hebeköpfe ausüben, sobald ihre Hebelatten von diesen letztern wieder eingeholt werden? Dort, wo man schon in der ersten Annahme, der Natur der Sache nach, um 10 Pfund, und zwar auch ohne Nachtheil für die Sache selbst, fehlen kann, ist es nicht nur zwecklos oder illusorisch, von einigen Lothen Rechnung tragen zu wollen, sondern eine ganz falsche Richtung, wenn dadurch die betreffende, sonst einfache Formel, so complicirt wird, daß sich Niemand entschliessen kann dieselbe anzuwenden und damit seine Zeit zu verlieren. Der verständige und geübte Ingenieur oder Constructeur wird auch ohne eine solche ins Kleinliche gehende ziffermäßige Nachweisung, und zwar durch seine Erfahrung und practischen Tact geleitet, noch weit sicherer jene kleinern Übelstände zu vermeiden oder wenigstens unschädlich zu machen wissen, und z. B. in dem angeführten Falle mit der Daumenwelle eine hinreichende Masse verbinden, damit diese im Vergleiche mit jener der Stämpfer groß genug sey, um in ihrer Bewegung durch die einzelnen Stöße keine Störung zu erleiden.

**Anmerkung 2.** Nach *Navier* betragen die Nebenhindernisse bei einem solchen Stampfwerke von  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$ , nach *Taffel* im Durchschnitt  $\frac{1}{3}$  des Nutzeffectes; nach dieser letztern Annahme wäre daher (mit Rücksicht auf die Gl. II.) die zum Betriebe nöthige Arbeit per Secunde:

$$E = \frac{4}{3} \mathcal{E} = \frac{N n m p h}{45} \dots (A.)$$

Auch kann noch bemerkt werden, daß man den Stämpfern für Pulvermühlen im Durchschnitt ein Gewicht von 70 bis 80 Pfund, eine Hubhöhe von 15 bis 16 Zoll und per Minute von 55 bis 60 Schläge; bei Papiermühlen ein Gewicht von 180 bis 200 Pf., eine Hubhöhe von 3 bis 4 Zoll und per Minute 50 bis 60 Schläge, und bei Erz-Pochwerken ein Gewicht von 140 bis 180 Pf., eine Hubhöhe von beiläufig 12 Zoll und per Minute 40 bis 50 Schläge gibt oder machen läßt.

**Beispiel.** Es soll ein Stampfwerk für eine Pulvermühle unter der Bedingung angeordnet und berechnet werden, daß dasselbe 30 Stämpfer erhält, wovon jeder bei einem Gewichte von 70 Pfund und einer Hubhöhe von 15 Zoll per Minute 60 Schläge macht.

Nimmt man, in soferne man in Beziehung auf die Umdrehungsgeschwindigkeit der Daumenwelle ganz freie Wahl hat, für jeden Stämpfer 3 Daumen oder Hebköpfe in der Peripherie, folglich die Umlaufzeit der Welle zu 3 Sekunden an, wodurch per Minute 20 Umläufe, und daher  $3 \times 20 = 60$  ( $= S = nm$ ) Angriffe für jeden Stämpfer entstehen; so ist zuerst  $m = 3$ ,  $n = 20$ ,  $N = 30$ ,  $p = 70$  und  $h = \frac{15}{12} = 1.25$ . Die Fallzeit für jeden Stämpfer ist (§. 221)  $t'' = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2.5}{31}} = .284$ , die Hubzeit ist

(§. 221)  $t' = \frac{54}{mn} - t'' = \frac{54}{60} - \cdot 284 = \cdot 616$ , so wie die Zeit von

einem Angriff eines Stämpfers bis zum nächstfolgenden desselben Stämpfers

(§. 221)  $t = \frac{60}{n''} = \frac{60}{60} = 1$  Secunde so, dafs in der That eine kleine

Ruhezeit von  $\frac{1}{10}$  Secunde bleibt.

Ferner ist der Halbmesser des Grundkreises der Daumenwelle (voriger Paragraph, Gl. 1)  $r = \frac{h m t}{2 \pi t'} = \frac{1 \cdot 25 \times 3 \times 1}{2 \times 3 \cdot 1416 \times \cdot 616} = \cdot 969$  Fufs, und

da mit diesen Werthen die durch die Gleichung 3) ausgedrückte Bedingung erfüllt wird, indem  $20 < 27$  ist, so findet gegen die getroffene Anordnung kein Hindernifs Statt.

Die obige Gleichung a) gibt als Minimum des Abstandes der vordern (der Welle zugekehrten) Fläche des Stämpfers von der Achse der Daumenwelle (Fig. 167)  $Cb = \sqrt{c^2 + h^2} = \sqrt{2 \cdot 5013} = 1 \cdot 58$  Fufs oder 19 Zolle, wofür man, um sicher zu gehen, dafs kein Anstreifen Statt findet,  $19 \frac{1}{2}$  bis 20 Zoll nehmen wird. Damit folgt ferner aus der Gleichung b) für die Länge der Hebköpfe vom Grundkreis an gerechnet (indem die Welle selbst einen etwas kleinern Halbmesser als der Grundkreis erhält, um ein Streifen der Hebelatten  $AB$  an der Welle zu verhindern)  $l = Cb - r = 1 \cdot 58 - \cdot 969 = \cdot 611$  Fufs oder  $7 \frac{1}{3}$  Zoll. Eben so lang würden auch die Hebelatten  $AB$ , oder wenn man für den Abstand  $CB$  20 Zoll nimmt, sofort  $8 \frac{1}{3}$  Zoll. Die Länge des Bogens  $AA' = \alpha$ , welchen ein Punct im Grundkreise beschreibt, während ein Stämpfer gehoben wird, ist, wegen  $r\alpha = h$ , sofort:

$$\alpha = \frac{h}{r} = \frac{1 \cdot 25}{\cdot 969} = 1 \cdot 29 \text{ Fufs}$$

(was auch aus der Proportion  $r\alpha : 2r\pi = t' : 3$  folgt).

Die Zahl der gleichzeitig im Anhub befindlichen Stämpfer ist nach Gleichung 5):  $N' = \frac{3 \times 30 \times 1 \cdot 25}{2 \times \cdot 969 \times 3 \cdot 1416} = 18 \frac{1}{2}$ .

Nimmt man ferner zur Bestimmung der Betriebskraft an, dafs die Dicke der Stämpfer  $b = 4$  Zoll =  $\frac{1}{3}$  Fufs, der Abstand der Scheidelatten  $c = 4$  Fufs und der Reibungscoefficient  $f = \cdot 36$  sey; so ist zuerst der Abstand der durch den Schwerpunkt eines Stämpfers gehenden Verticalen von dem Angriffspuncte  $A$  der Heblatte oder  $d = l + \frac{1}{2}b = \cdot 611 + \cdot 167 = \cdot 778$  Fufs, oder wenn man, wie bemerkt,  $l = 8 \frac{1}{3}$  Zoll =  $\cdot 694$  Fufs nimmt, sofort  $d = \cdot 861$  Fufs.

Mit diesen Werthen hat man nun aus der obigen Formel I. für die nöthige Betriebskraft:

$$K = \frac{30 \times 3 \times 70 \times (1 \cdot 25)^2}{2 \times \cdot 969 \times 3 \cdot 1416 \times \cdot 616} \left( 1 + \frac{1 \cdot 25}{31 \times (\cdot 616)^2} + \frac{2 \times \cdot 861 \times \cdot 36}{4} + \frac{\cdot 36 \times 1 \cdot 29}{2} \right)$$

$$= 2625 \times 1 \cdot 49344 = 3920^{\text{F. Pf.}} = \frac{3920}{430} = 9 \frac{1}{10} \text{ Pferdekräfte.}$$

Der Nutzeffect dieses Stampfwerkes beträgt nach Gleichung II.:

$$\mathcal{E} = \frac{30 \times 60 \times 70 \times 1.25}{60} = 2625^{\text{F. Pf.}}$$

oder nahe 67 Procent von der Betriebskraft. Die Nebenhindernisse absorbiren  $3920 - 2625 = 1295^{\text{F. Pf.}}$ , was nahe die halbe Nutzwirkung ausmacht. Es würde also die obige Formel 4) nach *Taffe's* Annahme (dafs die Nebenhindernisse nur  $\frac{1}{3}$  des Nutzeffectes absorbiren) die nöthige Betriebskraft im vorliegenden Beispiele zu geringe veranschlagt werden, indem man darnach blofs  $E = 3500^{\text{F. Pf.}}$  oder nahe  $8\frac{1}{10}$  Pferdekraft fände.

Um endlich auch noch die gehörige Anordnung der Hebköpfe auf der Daumenwelle zu treffen, damit die vorausgesetzte gleichförmige Vertheilung der fortwährend im Hube befindlichen Stämpfer wirklich Statt finde, so wollen wir beispielsweise annehmen, dafs die 30 Stämpfer in 5 Löchern oder Sätzen von je 6 Stämpfern arbeiten, die wir der Reihe nach durch I, II, III, IV, V, so wie die in jedem Loche stehenden Stämpfer ebenfalls derselben Reihe nach durch 1, 2, 3, 4, 5, 6 bezeichnen.

Man zieht nun zuerst auf dem Umfange der Welle nach ihrer ganzen Länge 30, mit den beiden Grundflächen parallele Kreise in solchen Entfernungen, dafs jeder (oder vielmehr die durchgelegte Ebene, welche sofort auf der Achse der Welle senkrecht steht) auf die Mitte eines Stämpfers trifft; ferner theilt man den Umfang eines dieser Kreise in  $3 \times 30 = 90$  gleiche Theile und zieht durch die Theilungspuncte auf der Mantelfläche gerade Linien, welche mit der Achse der Welle parallel laufen, wodurch sich mit den 30 Parallelkreisen sofort  $30 \times 90 = 270$  Durchschnittspuncte ergeben.

Bezeichnet man die 90 parallelen geraden Linien der Reihe nach (der Bewegung der Welle entgegengesetzt) mit 1, 2, 3... 90, die 30 Parallelkreise der Reihe nach und in derselben Richtung der Sätze I, II, III, IV, V mit 1', 2', 3', 4', 5', 6' in I, 1', 2'... 6' in II u. s. w. 1', 2'... 6' in V; so markirt man von den erwähnten 270 Durchschnittspuncten die nachstehenden als diejenigen, in welche die Hebköpfe zu stehen kommen, nämlich: 1 mit 1' in I, 2 mit 1' in II, 3 mit 1' in III... 5 mit 1' in V; 6 mit 2' in I, 7 mit 2' in II... 10 mit 2' in V; 11 mit 3' in I, 12 mit 3' in II... 15 mit 3' in V; 16 mit 4' in I, 17 mit 4' in II... 20 mit 4' in V; 21 mit 5' in I... 25 mit 5' in V; 26 mit 6' in I... 30 mit 6' in V. Auf diese Weise sind die Hebköpfe für das erste Drittel des Umfanges der Welle geordnet, so, dafs dadurch jeder Stämpfer 1 Mal, und zwar in derselben angezeigten Ordnung gehoben wird; dieselbe Ordnung wiederholt sich in den beiden folgenden Drittheilen des Umfanges der Welle; es kommt nämlich hierauf 31 mit 1' in I, 32 mit 1' in II... 35 mit 1' in V; 36 mit 2' in I... 40 mit 2' in V u. s. w. 86 mit 6' in I, 87 mit 6' in II, 88 mit 6' in III, 89 mit 6' in IV und 90 mit 6' in V. Da der Winkel  $\alpha$ , um welchen sich die Welle während eines ganzen Hubes eines Stämpfers umdreht,  $\frac{616}{3}$

der ganzen Peripherie ausmacht, so sind dadurch gleichzeitig  $\frac{616}{3} \times 90 = 1848$ , d. i. nahe  $18\frac{1}{2}$  Stämpfer im Anhub, was sofort genau mit der

obigen für  $N$  gefundenen Zahl zusammenstimmt. Übrigens kann die Ordnung der Angriffe mit Beibehaltung dieses Verfahrens beliebig gewählt werden; so ist für das in Fig. 296 dargestellte Stampfwerk die Welle (Fig. 296. *a*), welche für jeden Stämpfer mit 2 Hebköpfen versehen ist, so eingetheilt, daß die 6 Stämpfer in der nummerirten Ordnung angegriffen werden.

**Anmerkung.** Die für das Stampfwerk durchgeführte Berechnung kann zugleich als Muster für die deutschen Walkmühlen und Hammerwerke dienen, indem dabei nur geringe Modificationen, welche namentlich in dem Umstande liegen, daß die Gewichte der Hämmer nicht lothrecht, sondern in Kreisbögen, wofür man einfacher schiefe Ebenen setzen kann, gehoben werden und herabfallen, eintreten; man reducirt nämlich sowohl die sämtlichen zu bewegendenden Gewichte nach statischen Gesetzen, als auch die sämtlichen Massen der Hämmer und Schwingen und Hammerstiele nach dem Momente der Trägheit auf den Angriffspunct des Hebkopfes, um alle die beim Stampfwerke betrachteten Nebenhindernisse auch hier auf eine einfache Weise bestimmen zu können.

## H a m m e r w e r k e.

§. 554. **Erklärung.** Die zum Bearbeiten, Ausschmieden und Ausstrecken der Metalle, und namentlich des Eisens üblichen Hämmer, welche von  $\frac{1}{2}$  bis 10, ja in besondern Fällen selbst bis 100 Centner wiegen, werden, je nachdem sie an dem vordern Theile des um  $c$  (Fig. 168) drehbaren einarmigen Hammerstiels oder Helms an der Stirn oder auch von der Seite gehoben, oder an dem hintern Theile des um  $c$  (Fig. 169) drehbaren doppelarmigen Helms niedergedrückt werden, in Aufwerf- (dabei im erstern Falle in Stirn-) und Schwanzhämmer getheilt. Die erstern, welche per Secunde nur 2 bis 3 Schläge machen (Stabhämmer), erhalten eine Hubhöhe von  $1\frac{1}{2}$  bis 2, dagegen die letztern (Zainhämmer), welche so schnell arbeiten, daß sie per Secunde 4 bis 6 und öfter auch noch mehr Schläge machen, nur eine Hubhöhe von  $\frac{1}{2}$  bis 1 Fuß.

Um die Fallzeit zu vermindern, läßt man die Aufwerfer oben an einen im Hammergerüste befestigten elastischen Balken aus Eichen- oder Buchenholz (den sogenannten Stofsreitel), die Schwanzhämmer dagegen rückwärts an eine unten angebrachte, in einen elastischen Querbalken eingelassene eiserne Platte (den Prellstock) mittelst eines auf das Schwanzende des Hammerstiels aufgeschobenen gußeisernen Ringes (Prellring), welcher unten mit einem Knopfe versehen ist, aufstoßen.

Bei den deutschen Hämmern besteht der Hammerhelm oder Stiel in der Regel aus Buchen-, Eichen- oder Eschenholz, auf welchen eine

grofse, mit zwei diametral gegenüberstehenden conischen Zapfen versehene Hülse (die Hammerhülse) so aufgeschoben und festgekeilt wird, dafs diese Zapfen, welche in die ebenfalls conisch ausgedrehten Lager oder Büchsen der Hammersäulen zu liegen kommen, die horizontal liegende Umdrehungsachse  $c$  des Hammers bilden.

Bei den neuern und zweckmäßiger construirten (wegen Vermeidung der unverhältnifsmäfsig grofsen Reibung in den Büchsen) französischen, belgischen und besonders englischen Hämmern, wie diese jetzt namentlich bei dem Puddlings-Frischprocefs angewendet werden, besteht der Helm mit dem grofsen Gestell aus Gufseisen (manchmal auch aus Schmiedeisen) und wiegt mit dem unter einem angegossenen Querstück, welches die Achse bildet, die auf zwei gewöhnlichen bronzenen oder gufseisernen Lagern frei aufliegt, oft von 50 bis 80 Centner. Der Ambofs ruht auf einem sehr starken gufseisernen Klotz, die Chabotte genannt, welcher selbst wieder auf einer grofsen gufseisernen Platte aufliegt, während diese, so wie das ganze gufseiserne Hammergestell auf einem Gerüste von hölzernen Balken (wodurch das Ganze eine gewisse Elasticität erhält und zu häufige Brüche vermieden werden) ruht, welches mittelst solider Quadersteine gehörig untermauert wird; dabei mufs jedoch die Unterlage des Ambofs, die oft auf Piloten ruht, von dem Mauerwerk gehörig isolirt werden.

Wird der Hammer durch Wasser betrieben, so bringt man, wenn es sonst vereinbar ist, auf der Daumenwelle, d. i. jener Welle, auf welcher für jeden Hammer der starke gufseiserne Ring mit den gufseisernen (öfter mit Holz zum Auswechseln ausgefüllten) Hebköpfen aufgekeilt wird, das Wasserrad an, welches hier zugleich die Stelle eines Schwungrades vertritt. Wird der Hammer dagegen durch eine Dampfmaschine in Bewegung gesetzt, so mufs man auf dieser Welle ein passendes Schwungrad, welches nach Umständen von 10 bis 18 Fufs Durchmesser und ein Gewicht von 50 bis 100 Centner und darüber erhält, anbringen. Im Falle für die nöthige Ausgleichung der stofsweisen Bewegung das Schwungrad nicht schnell genug umläuft, ist man genöthigt, dieses auf einer zweiten viel schneller umlaufenden Welle anzubringen und diese Welle durch Verzahnung mit der Daumenwelle in Verbindung zu setzen.

### §. 555. Berechnung eines Schwanzhammers.

Es sey in Fig. 169 der Abstand des Schwerpunktes des Hammerkopfes von der Drehungsachse  $c = a$ , jener des Schwerpunktes des Hammerhelms von dieser Achse  $= a'$ , so wie jener des Prellringes  $a$  von dieser Achse  $= a''$ , welcher auch für den Angriffspunct der Hebköpfe genommen werden kann; ferner sey das Gewicht des Hammerkopfes  $= p$ , jenes

des Helmes =  $p'$  und des Prellringes =  $p''$ . Setzt man den mittlern Erhebungswinkel  $BCB' = \alpha$  (beim Angriff des Hammers ist der Helm noch horizontal, also dieser Winkel = 0, beim Auslassen ist dieser Winkel =  $2\alpha$ ) und die zum Niederdrücken des Angriffspunctes  $a$  nöthige Kraft =  $P$ ; so ist nach statischen Gesetzen:

$$Pa'' = (pa + p'a' - p''a'') \cos \alpha \dots (b),$$

wobei, wenn der Hammerhelm prismatisch ist, also dessen Schwerpunct in der halben Länge liegt, wegen  $\frac{a+a''}{2} = a' + a''$ , sofort:

$$a' = \frac{1}{2}(a - a'') \dots (c)$$

ist.

Für kleine Hubhöhen weicht  $\cos \alpha$  von der Einheit so wenig ab, daß man in solchen Fällen diesen Factor in der vorigen Gleichung  $b$ ) weglassen kann.

§. 556. Ist  $H$  die Hubhöhe des Schwerpunctes des Hammerkopfes (im Bogen gemessen), so macht der Angriffspunct  $a$  der Kraft  $P$  gleichzeitig den Weg:

$$h = \frac{a''}{a} H \dots (d),$$

und es ist daher die zum Heben des Hammers nöthige Arbeit der Kraft  $P$  sofort:

$$\omega = Ph \dots (1).$$

Da man das Moment der Trägheit des Hammers (§. 169, Anmerk.) =  $pa^2$  setzen kann, und jenes des prismatischen Hammerstiels oder Helms, wenn man dessen Länge durch  $l$  und Höhe, d. i. die auf der Oscillationsachse senkrechte (also verticale) Dimension, mit  $b$  bezeichnet (§. 163, 1 und §. 161, 1), durch:

$$m' = p' \left[ a'^2 + \frac{1}{12}(l^2 + b^2) \right] \dots (e)$$

ausgedrückt wird; so ist die auf den Angriffspunct  $a$  des Hammerschwanzes reducirte Masse (§. 159, Gl. 3):

$$m'' = \frac{pa^2 + m'}{a'^2} \dots (f),$$

und daher (wenn es der Mühe werth seyn sollte die Masse des Prellringes noch besonders zu berücksichtigen) die gesammte Masse in diesem Punct:

$$M = m' + p'' \dots (g).$$

§. 557. Ist  $R$  der mechanische Halbmesser der Daumenwelle, d. i. die Entfernung des Berührungspunctes des Hebkopfes und Hammers von der Achse, ferner, wie beim Stampfwerk,  $m$  die Anzahl der Hebköpfe für ein und denselben Hammer, so wie  $n$  die Anzahl der Umdrehungen dieser Welle per Minute und die Bewegung wieder gleich-

förmig; so hat der Berührung- oder Angriffspunct die Geschwindigkeit

$$c = \frac{2 R \pi}{60} \dots (h)$$

Um aber die auf diesen Punct reducirte Masse  $M$  bei jedem Hube des Hammers von der Ruhe aus auf die Geschwindigkeit  $c$  zu bringen, ist eine Arbeit von (§. 185)

$$\omega' = \frac{M c^2}{2g} \dots (2)$$

nöthig, und da die Mittheilung durch den Stofs (unelastischer Körper) Statt findet, so wird dadurch annähernd (wenn man wie beim Stampfwerk in §. 201, Gl. 5 die Masse  $m' = M$  des Hammers gegen jene  $m$  der Daumenwelle mit dem Wasser- oder Schwungrade, die immer sehr bedeutend ist, ausläßt oder  $\frac{m'}{m} = 0$  setzt) eine eben so große Arbeit oder

$$\omega'' = \frac{M c^2}{2g} \dots (3)$$

erschöpft.

§. 558. Die zur Überwindung der Reibung der Hammerachse in den Lagern nöthige Kraft  $q$  kann annähernd (übrigens genau genug, da der ganze Betrag, selbst wenn man auf die Stöße Rücksicht nehmen wollte, welche diese Achse bei jedem Angriffe des Hammers zu erleiden hat, hier nur sehr unbedeutend ist) aus der Gleichung:

$$q a'' = f(p + p' + p'' + P) r \dots (i)$$

bestimmt werden, wenn  $r$  den betreffenden Halbmesser des nur an der untern Fläche abgerundeten Querstückes, und  $f$  den entsprechenden Reibungscoefficienten bezeichnet. Damit ist dann die zur Überwindung dieser Reibung während eines Hubes nöthige Arbeit:

$$\omega''' = q h \dots (4)$$

Endlich ist die Arbeit zur Überwindung der Reibung zwischen den Hebköpfen und Hammerstiel während eines Hubes, wenn man den in §. 234, Gl. 1 für den Betrag der Reibung zwischen den Zähnen zweier Räder aufgestellten Ausdruck, welcher sich auch unter der Form  $fP \frac{a}{2} \left( \frac{R + R'}{R R'} \right)$  darstellen läßt, wobei  $R, R'$  die Halbmesser der beiden Theil- oder Grundkreise und  $a$  die Theilung (§. 216) bezeichnet, benützt, wobei nur  $R' = a''$  und  $a = h$  zu setzen ist, sofort:

$$\omega^{iv} = \frac{1}{2} f' P h \left( \frac{R + a''}{a'' R} \right) \cdot h = \frac{1}{2} f' P h^2 \left( \frac{R + a''}{R a''} \right) \dots (5)$$

wenn man  $R$  für den mechanischen Halbmesser der Daumenwelle gelten läßt.

Die gesammte während eines Hubes erschöpfte Arbeit ist demnach:

$$W = \omega + \omega' + \omega'' + \omega''' + \omega^{iv} \dots I,$$

wobei jene zur Überwindung der Reibung der Daumenwellzapfen, welche in jedem besondern Falle leicht hinzugefügt werden kann, nicht mitbegriffen ist.

Sind nun wieder  $N'$  Hämmer gleichzeitig im Anhub, so ist die per Secunde nöthige Arbeit, wenn wieder  $t'$  die Hubzeit bezeichnet:

$$E = \frac{N' W}{t'} \dots II.$$

Ist dagegen die Zwischenzeit von einem Angriff desselben Hammers bis zum nächst folgenden  $= t$ , so muß, im Falle nur ein einziger Hammer, dagegen zur gehörigen Ausgleichung und Erlangung einer gleichförmigen Bewegung eine hinreichende Schwungmasse vorhanden ist:

$$E = \frac{W}{t} \dots III$$

gesetzt werden, weil schon bei 2 Hämmern, wovon bei gehöriger Anordnung nur immer einer im Angriffe ist, in der vorigen Formel II  $N' = 1$  ist.

Was endlich die Werthe von  $t$  und  $t'$  anbelangt, so ist, wenn bei einem bereits bestehenden Hammerwerke die Daumenwelle gleichförmig per Minute  $n$  Umdrehungen macht und für jeden Hammer  $m$  Hebköpfe vorhanden sind, sofort:

$$6) \dots t = \frac{60}{n m} \text{ Sekunden,}$$

und bei Voraussetzung einer gleichförmigen Bewegung  $t' = \frac{h}{c}$ , oder wenn man für die Geschwindigkeit des Angriffspunctes den Werth aus der obigen Gleichung  $h$ ) setzt:

$$7) \dots t' = \frac{60}{2 n R \pi} h \text{ Sekunden.}$$

**Anmerkung.** Bei einer erst zu treffenden Anordnung muß man wieder wie beim Stampfwerk dafür Sorge tragen, daß wenn  $t''$  die Fallzeit bezeichnet,  $t > t' + t''$  ausfalle. Durch den Einfluß des elastischen Prellstockes oder Stofsreitels ist immer  $t'' < t'$ , folglich wird man in keinem Falle fehlen und das Auffallen des Hammers auf den nächsten Hebkopf zu befürchten haben, wenn man  $t > 2t'$  oder  $t' = \frac{1}{2}t$  nimmt.

§. 559. Um noch zu untersuchen, wie groß die mit der Daumenwelle in Verbindung zu bringende Schwungmasse seyn muß, um eine gewisse Gleichförmigkeit in der Bewegung zu erlangen, so sey die auf den Angriffspunct des Hebkopfes reducirte Masse der Daumenwelle mit

allen übrigen damit verbundenen Massen (des Wasserrades, Schwungrades u. s. w.) =  $M'$ , so wie die auf denselben Punkt reducirte Masse des Hammers (wie bereits angenommen) =  $M$ , ferner sey  $V$  die Geschwindigkeit von  $M'$  vor und  $v$  jene nach dem Stofse, so wie  $u = \frac{V + v}{2}$  die mittlere Geschwindigkeit. Nach §. 200, Gleich. 3 ist  $v = \frac{M' V}{M + M'}$ , folglich der Verlust an Geschwindigkeit durch den Stofs:

$$V - v = \frac{M V}{M + M'} \dots (\infty);$$

soll nun dieser durch den Einfluß der Schwungmasse eine gewisse Grenze nicht übersteigen und z. B. nur den  $k^{\text{ten}}$  Theil der mittlern Geschwindigkeit betragen, also  $V - v = \frac{u}{k}$  seyn, so ist wegen  $V + v = 2u$  sofort  $V = u + \frac{u}{2k} = \frac{u}{k} (k + \frac{1}{2})$ . Damit wird die vorige Gleichung  $\infty$ ) auch  $\frac{u}{k} = \frac{M}{M + M'} \cdot \frac{u}{k} (k + \frac{1}{2})$  oder  $M + M' = M(k + \frac{1}{2})$  oder die zur Erfüllung dieser Bedingung auf den Angriffspunct der Hebköpfe reducirte nöthige Masse der Daumenwelle u. s. w.:

$$M' = M(k - \frac{1}{2}) \dots (q).$$

Ist  $\mathfrak{M}$  das Moment der Trägheit der Daumenwelle sammt allen damit verbundenen Massen, so ist  $M' = \frac{\mathfrak{M}}{R^2}$ , wenn  $R$  der Halbmesser des Grundkreises für die Hebköpfe (Entfernung des Angriffspunctes von der Daumenwellenachse) ist, folglich ist:

$$\mathfrak{M} = M R^2 (k - \frac{1}{2}) \dots (q').$$

Würde z. B.  $k = 10$  angenommen, so wäre  $M' = 9.5 M$ ; für  $k = 20$  oder einen Geschwindigkeitsverlust der Daumenwelle, welcher nur den 20sten Theil der mittlern Geschwindigkeit beträgt, müßte  $M' = 19.5 M$  seyn.

Ist auf der Daumenwelle ein Wasserrad angebracht, dessen auf den Angriffspunct der Hebköpfe (nach dem Momente der Trägheit) reducirte Masse sammt jener der Welle u. s. w.  $M' > M(k - \frac{1}{2})$  ist, so wird die Abweichung von der mittlern Geschwindigkeit sogar noch weniger als  $\frac{1}{k}$  betragen; wäre dagegen  $M' < M(k - \frac{1}{2})$ , so müßte man mit der Daumenwelle noch einen Schwungkranz von solcher Größe in Verbindung bringen, daß dessen auf den erwähnten Angriffspunct reducirte Masse  $M''$  der Gleichung:

$$M'' = M(k - \frac{1}{2}) - M' \dots (r)$$

entspricht, oder, wenn  $\mathfrak{M}$  das Moment der Trägheit dieses hinzuzufügenden Schwungrades ist, wegen (§. 159, Gl. 3)  $M'' = \frac{\mathfrak{M}}{R^2}$  sofort:

$$\mathfrak{M} = M R^2 (k - \frac{1}{2}) - M' R^2 \dots (r')$$

Statt findet.

§. 560. Bringt man, wenn bei dem gewöhnlich langsamen Gange des Wasserrades, das etwa noch nöthige Schwungrad (besonders für die großen Aufwerfhämmer) zu schwer ausfallen würde, dieses nicht auf der Daumen- oder Wasserradwelle selbst, sondern auf einer zweiten, viel schneller umlaufenden Welle an, welche mit der erstern durch Verzahnung so verbunden ist, daß ein größeres Stirnrad der Daumenwelle vom mechanischen Halbmesser  $R'$  (Halbmesser des Grund- oder Theilkreises) in ein kleineres Getrieb der Schwungradwelle, vom mechanischen Halbmesser  $R''$  eingreift (das Schwungrad also  $\frac{R'}{R''}$  Mal schneller als die Daumenwelle umläuft) und ist  $M''$  die auf den Berührungspunkt dieser beiden Grundkreise reducirte Masse des Schwungrades, so wie  $\mathfrak{M}$  das Moment der Trägheit desselben, folglich:

$$M'' = \frac{\mathfrak{M}}{R''^2} \dots (n);$$

so ist die jener  $M''$  gleichgeltende auf den Angriffspunct der Hebköpfe reducirte Masse (§. 159, Gl. 3)  $= M'' \frac{R'^2}{R^2}$ , und daher obige Gleich.  $q$ :

$$M'' \frac{R'^2}{R^2} + M = M(k - \frac{1}{2}) \text{ und daraus } M'' = \frac{MR^2(k - \frac{1}{2}) - M'R}{R'^2}$$

oder für das nöthige Moment der Trägheit dieses Schwungrades (vorige Gleichung  $n$ ):

$$\mathfrak{M} = [MR^2(k - \frac{1}{2}) - M'R^2] \frac{R''^2}{R'^2} \dots (s),$$

welches daher (vergleiche obige Gleichung  $r'$ )  $n^2$  Mal kleiner als für ein auf der Daumenwelle angebrachtes Schwungrad seyn darf, wenn bei der letztern Anordnung das Schwungrad  $n$  Mal schneller als die Daumenwelle umläuft. (Vergleiche Gl. 4 in §. 159.)

Ist aus der Gleichung ( $r'$  oder jener  $s$  das nöthige Trägheitsmoment gefunden, so läßt sich aus der Formel 6) in §. 169, in welcher also  $\mathfrak{M}$  gegeben ist, wenn man die darin vorkommenden Größen für die eben vorliegenden Verhältnisse bis auf eine passend annimmt, die noch zu bestimmende Größe für das betreffende Schwungrad (oder wenn deren, wie es manchmal geschieht, 2 angewendet werden, für diese) finden. Sind nicht, wie dort angenommen ist, 6, sondern allgemein  $n$  Radarme vorhanden, so muß man das letzte Glied dieser Formel  $2m \cdot r^2$  mit  $\frac{1}{2}nm \cdot r^2$  vertauschen.

Ist die radiale Breite  $a$  des Radkranzes gegen den mittlern Raddurchmesser  $D = R + r$  genommen nur gering, so kann man sich, um einen ganz einfachen Näherungswerth für das Trägheitsmoment eines vorhandenen Schwungrades zu erhalten, erstlich die Masse  $M$  des Radkranzes in der halben Breite, d. i. in der Peripherie des Kreises vom Halbmesser  $\frac{1}{2}D$  vereinigt denken, wodurch das Moment der Trägheit des Kranzes  $= \frac{1}{4}MD^2$ ,

oder, wenn  $b$  die Dicke des Kranzes (parallel mit der Umdrehungsachse) und  $q$  das Gewicht der cubischen Einheit desselben ist, auch, wegen  $M = D \pi a b q$ , sofort  $= \frac{1}{4} D^2 \cdot D \pi a b q$  wird; ferner kann man das Volumen oder den cubischen Inhalt der vorhandenen Radarme, diese wieder bis zur Achse gerechnet, durch  $K$  bezeichnen, wodurch deren Masse  $n \cdot m = K q$ , folglich ihr Trägheitsmoment  $\frac{1}{3} n m r^2 = \frac{1}{3} K q \left( \frac{D-a}{2} \right)^2$ , oder wenn man hier etwa als Mittelwerth, um  $a$  nicht ganz auszulassen,  $a = \frac{1}{5} D$  oder um zu compensiren, da der erste Ausdruck für den Kranz etwas zu klein wird, diesen für die Arme etwas zu groß, und daher  $a = \frac{1}{80} D$  nimmt,  $= \frac{1}{3} K q \frac{D^2}{4} \times 9 = \frac{1}{4} D^2 \times 325 K q$  wird; dieses mit dem vorigen des Kranzes vereinigt gibt für das Moment der Trägheit des ganzen Schwungrades die Näherungsformel:

$$\mathfrak{M} = \frac{1}{4} D^2 q (D \pi a b + 325 K) \dots (r,$$

und wenn, wie gewöhnlich, das Material Gufseisen ist, wofür man, wenn  $D$ ,  $a$ ,  $b$  in Fufs und  $K$  in Kubikfufs ausgedrückt werden,  $q = 406$  Pfund setzen kann (Gewicht von 1 Kubikfufs Gufseisen), auch:

$$\mathfrak{M} = 406 (D \pi a b + 325 K) \frac{D^2}{4} \dots (s,$$

wobei  $\mathfrak{M}$ , wie bekannt, die in der Kreisperipherie vom Halbmesser 1 Fufs concentrirte Masse in Pfunden bezeichnet. (Diese Formel stimmt mit der von *Poncelet* angegebenen überein.)

**Beispiel.** Bei einem derartigen Hammer fanden sich folgende Werthe:  $p = 300$ ,  $p' = 268$  und  $p'' = 45$  Pfund,  $a = 6$ ,  $a' = 1\frac{1}{2}$ ,  $a'' = 3$ ,  $b = \cdot 82$ ,  $R = 1\cdot 8$ ,  $r = \cdot 09$  und  $H = 1\cdot 2$ , folglich  $h = \cdot 6$  Fufs,  $\alpha = 5^\circ 45'$ , also  $\text{Cos } \alpha = \cdot 995$ ,  $m = 6$  und  $n = 16$ , endlich wog die  $\cdot 8$  Fufs lange und nahe 1 Fufs Durchmesser haltende cylindrische Hammerhülse mit den beiden Zapfen 186 Pfund.

Nach den letzten Gleichungen 6) und 7) erhält man für die Zeit von einem bis zum nächst folgenden Angriffe  $t = \frac{5}{8}$  und für die Hubzeit sehr nahe  $t' = \cdot 2$  Sekunden.

Aus der Gl. b) findet man als mittlere Kraft  $P = \frac{2056}{3} = 685\frac{1}{3}$ , wo-

für wir die ganze Zahl 186 nehmen wollen; damit folgt aus der Gleichung 1):

$$\omega = 686 \times \cdot 6 = 411\cdot 6^{\text{F. Pf.}}$$

Aus der Gleichung e) folgt für das Moment der Trägheit des Hammerhelms, wenn man (was hier ohne Fehler geschehen kann)  $l = a + a'' = 9$  setzt:  $m' = 2427$ , welches noch um jenes der Hammerhülse (eines hohlen Cylinders, welcher um eine Achse schwingt, die auf der geometrischen senkrecht steht und durch den Schwerpunkt geht), das jedoch jedenfalls nicht bedeutend ist, vermehrt werden muß; da man dafür nahe die Ziffer 27 findet, so ist das vereinte Moment  $m' = 2454$  und damit aus Gleichung

f) die auf den Angriffspunct des Hammers reducirte Masse:

$$m'' = \frac{36 \times 300 + 2454}{9} = 1472.7,$$

und daher mit Hinzurechnung der Masse des Prellringes die gesammte Masse auf diesen Punct bezogen (Gl. g)  $M = 1517.7$  Pfund; damit folgt aus Gl. 2,

$$\text{wegen } c = \frac{2 \times 16 \times 1.8 \times 3.1416}{60} = 3.016 \text{ Fufs (Gl. h):}$$

$$\omega' = \frac{1517.7 \times 9.1}{62} = 222.76^{\text{F. Pf.}}$$

Eben so grofs ist auch der approximative Werth von  $\omega''$  (Gl. 3):

Aus der Gleichung i) findet man für  $f = .2$  (Eisen auf Bronze und nur wenig fettig) und mit Hinzurechnung des Gewichtes der Hammerhülse,  $q = 4.794$  und damit aus Gleichung 4):

$$\omega''' = 4.794 \times .6 = 2.88^{\text{F. Pf.}}$$

Endlich findet man aus Gleichung 5), wenn man auch  $f' = .2$  (Gufs- auf Gufseisen) setzt:  $\omega^{iv} = 21.95^{\text{F. Pf.}}$

Mit diesen Werthen folgt nun aus der Gleichung I:

$$W = 411.6 + 222.76 + 222.76 + 2.88 + 21.95 = 881.95^{\text{F. Pf.}},$$

und da diese Arbeit, bei dem Vorhandenseyn eines gehörigen Schwungrades (wofür häufig auch das Wasserrad dienen kann), immer von einem Angriff des Hammers bis zum nächst folgenden, d. i. immer während  $\frac{5}{8}$  Secunden erschöpft wird, so erhält man nach Gleichung III für den per Secunde nöthigen dynamischen Kraftaufwand:

$$E = \frac{881.95}{\frac{5}{8}} = 1411.12^{\text{F. Pf.}} \text{ oder sehr nahe } 3\frac{1}{3} \text{ Pferdekraft.}$$

Was die Nutzleistung dieses Hammers betrifft, so ist das auf den Schwerpunct des Hammerkopfes reducirte Gewicht  $P' = \frac{3}{5} P = 343$  Pfund, so wie die gesammte Masse des Hammers  $M' = \frac{1}{4} M = 379.4$  Pfund. Läßt man den Bogen  $H = 1.2$  Fufs für die verticale Fallhöhe gelten, so ist die Wirkung des von dieser Höhe herabfallenden Gewichtes  $P'$  sofort (§. 184) =  $P' H = 343 \times 1.2 = 411.6^{\text{F. Pf.}}$ . Da jedoch die Masse  $M'$  während des Hubes die Geschwindigkeit  $c' = 2c$  oder von nahe 6 Fufs erlangt hat,

wozu eine Arbeit von  $\frac{M' c'^2}{2g} = 220^{\text{F. Pf.}}$  nothwendig war, und da in dem

Augenblicke als der Hub vollendet ist, diese Arbeit von dem elastischen Prellklotz (oder beim Aufwerfer dem Stofsreitell) aufgenommen und dem herabfallenden Hammer bei vollkommener Elasticität gänzlich, sonst nur zum Theile zurückgegeben (bei vollkommener Unelasticität gänzlich vernichtet) wird; so hat man im erstern Falle (von der geringen Reibung der Hammerachse dabei abstrahirt) die gesammte Nutzleistung bei jedem Schlag =  $411.6 + 220 = 631.6^{\text{F. Pf.}}$  oder per Secunde  $\mathfrak{E} = 631.6 \times \frac{8}{5} = 1010.56^{\text{F. Pf.}}$ ; dagegen wenn man die letztere Wirkung, wegen der unvollkommenen Elasticität des Prellklotzes, nur mit der Hälfte in Rechnung bringt,  $\mathfrak{E} = (411.6 + 110) \frac{8}{5} = 834.56^{\text{F. Pf.}}$ , so, daß diese Leistung

im erstern Falle 71 und im letztern 59 Procent der Arbeit des Motors beträgt. Die von den Stößen und der Reibung absorbirte Arbeit des Motors beträgt also selbst bei Voraussetzung einer vollkommenen Elasticität des Prellklotzes 29 Procent.

Da dieser Hammer durch ein  $11\frac{1}{2}$  Fufs hohes Wasserrad betrieben wird, welches mit Inbegriff der Daumenwelle nahe 34 Centner im Gewichte hat, so kann man (in Ermangelung der nähern Angaben), dessen Moment der Trägheit in runder Zahl auf etwa 80000, folglich die auf den Angriffspunct der Hebköpfe reducirte Masse  $M'$  zu  $\frac{80000}{(1.8)^2} = 24690$  Pfund annehmen. Da nun die auf denselben Punct reducirte Masse des Hammers, wie oben gefunden wurde,  $M = 1517.7$  Pfund beträgt; so folgt aus der Gleichung  $q$  (§. 559)  $k = \frac{24690}{1517.7} + \frac{1}{2} = 16.7$ , d. h. es würde bei dieser Annahme des Trägheitsmomentes die nach jedem Anstofs eines Hebkopfes entstehende Abnahme der Geschwindigkeit  $\frac{1}{16.7}$  der mittlern Geschwindigkeit, folglich, da diese Geschwindigkeit im Angriffspuncte nahe 3 Fufs ist, sofort  $\frac{3}{16.7} = .18$  Fufs betragen.

Wäre dagegen, wenn der Hammer durch eine Dampfmaschine betrieben würde, auf der Daumenwelle ein gußeisernes Schwungrad angebracht, dessen mittlerer Durchmesser  $D = 10$  Fufs, so wie die Breite und Dicke des Radkranzes  $a = b = \frac{1}{2}$  Fufs ist; so hätte man nach der Näherungsformel  $s$ ) für das Moment der Trägheit dieses Rades:

$$\mathfrak{M} = 406 (10 \times 3.1416 \times \frac{1}{2} \times \frac{1}{2} + 323 \times 7.32)^{100/4},$$

wenn nämlich die 6 vorhandenen Radarme (6 Zoll breit und eben so dick)  $7.32$  Kubikfufs im Volumen haben; die ausgeführte Rechnung gibt in runder Zahl  $\mathfrak{M} = 103800$  Pfund. (Nach der genauern Formel 6) in §. 169 findet man  $\mathfrak{M} = 103300$ , folglich wäre die auf den Angriffspunct der Hebköpfe reducirte Masse  $M'$  nahe 32000 Pfund und  $k = 21.6$ , ohne noch die Daumenwelle selbst berücksichtigt zu haben.

Ganz auf dieselbe Weise werden auch die großen Stirn- und überhaupt Aufwerfhämmer berechnet, dabei kann noch bemerkt werden, daß der Angriffspunct des Hebkopfes mit dem Mittelpunct des Stosfes (§. 206) des Hammers zusammenfallen muß, wenn man die Stöße in der Hammerachse (beim Aufheben des Hammers) vermeiden will; daß dieses bei den Schwanzhämmern niemals möglich ist, folgt daraus, weil die Achse zwischen dem Stosspuncte und der widerstehenden Masse liegt, und sowohl diese als auch die Stosskraft nach einerlei Richtung auf die Achse wirken, während diese Wirkungen bei den Aufwerfern nach entgegengesetzter Richtung (in beiden Fällen in einer verticalen Ebene) Statt finden und bei gehöriger Stellung gegen diese Achse Null werden können.

## D a m p f h a m m e r.

§. 561. Der in der neuesten Zeit von dem englischen Ingenieur *J. Nasmyth* erfundene Dampfhammer zum Schmieden und Bearbeiten großer Metall- und besonders Eisenstücke ist mit dessen neuesten Verbesserung in Fig. 286 in der vordern Ansicht und zum Theile auch im Durchschnitte dargestellt. Wie hieraus zu ersehen ist, so besteht dieser sogenannte Hammer eigentlich in einem gusseisernen Fallblocke *H* (an dessen untern Fläche die Bahn des Hammers befestigt ist), welcher zwischen den aufrechten Ständern eines starken gusseisernen Gestelles in einer Führung auf und ab bewegt werden kann. Die aus dem über den Hammer angebrachten, vertical stehenden Dampfeylinder *Z*, in welchem der Kolben *F* spielt (durch eine in der Bodenplatte befindliche Stopfbüchse), abwärts gehende Kolbenstange *J* ist auf eine angemessene Weise (und zwar, um für den Kolben und dessen Stange die Stöße unschädlich zu machen, durch Zwischenlagen von elastischen Körpern, am einfachsten durch mehrere Holzscheiben) mit dem erwähnten Klotze oder Hammer so verbunden, daß bei jedem Kolbenhub der Hammer mit gehoben wird, und beim Niederfallen des Hammers der Kolben mit herabfällt. Der in dem Dampfgehäuse *B* befindliche Distributions- oder Dampfschieber *D*, dessen Stiel *G* sowohl bei *r* (in dem Schlitze) mit dem um *c* drehbaren doppelarmigen Hebel  $\omega z$ , als auch oberhalb mit dem (aus der Durchschnittezeichnung zu ersehenden) kleinen Kolben *E* verbunden ist, wird durch das Niederziehen der in den Hebel  $\omega$  eingehängten Stange *v* gehoben, dagegen durch den auf den kleinen Steuerkolben *E* ausgeübten Dampfdruck wieder herabgeschoben; durch die erstere Bewegung wird die Communication zwischen dem Dampfgehäuse *B* (oder dem Kessel) und dem untern Raume des Dampfeylinders abgesperrt, dagegen die Verbindung dieses Raumes mit der Ausströmungsöffnung *R* durch den Canal *a*, den hohlen Raum *f* des Schiebers und dem gekrümmten Canal *b* bewirkt; durch die letztere Bewegung dagegen wird die Communication zwischen dem Dampfgehäuse und dem untern Cylinderraume wieder hergestellt. Die Dampfeinströmung findet vom Kessel her durch das Rohr *A* Statt, in welchem sich zur Regulirung oder gänzlichen Absperrung ein mit der Hand zu steuerndes Admissionsventil (eine Art Drosselventil) befindet; eben so ist auch das Ausströmungsrohr mit einem Hahn versehen, um die Ausströmung des Dampfes zum Theil oder auch gänzlich hemmen zu können (wenn man die Fallgeschwindigkeit des Hammers mälsigen

oder ganz aufheben wollte); durch das gebogene Rohr  $a'$  gelangt der Dampf in den kleinen Dampfzylinder  $C$  über den Steuerungskolben.

Der oben geschlossene Dampfzylinder  $Z$  ist an seinem obern Theile mit einem Mantel  $Y$  so umgeben, daß dadurch ein ringförmiger hohler Raum  $NN$  gebildet wird, welcher durch die ringsherum gebohrten Löcher  $cc$  mit dem Innern  $M$  des Dampfzylinders communicirt. Auf gleiche Weise steht auch der kleine Cylinder  $C$  durch eine solche Öffnung  $c$ , so wie selbst der innere Raum des kleinen (schalenförmigen) Steuerungskolbens  $E$  durch eine Öffnung  $d$  mit diesem ringförmigen Raume  $N$ , der selbst wieder durch den Abzugscanal  $S$  mit der Ausströmungsöffnung  $R$  communicirt, in Verbindung.

Von den beiden cylinderischen Stangen  $K$  und  $L$ , wovon die eine mit einem rechten, die andere mit einem linken Schraubengewinde versehen ist, läßt sich die erstere, welche mit der Zugstange  $v$  in Verbindung steht, nicht bloß sammt den Rädern  $g$  und  $k$  um ihre Achse drehen, sondern auch (mit ihren Clavetten, die sich in den Nuthen der Räder auf und ab schieben) der Länge nach verschieben, die letztere dagegen bloß um ihre Achse drehen. Von den beiden zugehörigen prismatischen Muttern  $m$  und  $n$  trägt die erstere den Biegel  $q$ , welcher in den Endpunct des doppelarmigen Hebels  $p$  eingehängt ist, während die letztere den Bolzen  $o$  als Drehungspunct dieses Hebels aufnimmt. Stößt nun beim Aufwärtsgehen des Hammers  $H$  die daran befestigte Nase  $t$  an den Endpunct  $x$  des Hebels  $p$  an, so wird die Mutter  $m$  sammt der Spindel  $K$  und Zugstange  $v$  herabgezogen, folglich die Stange  $G$  des kleinen Kolbens  $E$  sammt dem Dampfschieber  $D$  gehoben.

Was die Hauptmomente der Wirkungsart dieser sehr sinnreichen Maschine anbelangt, so muß der Dampfschieber während des ganzen Hubes des Hammers in jener Stellung, in welcher er den Dampf unter den Kolben zuläßt, erhalten werden; oben angelangt, muß der Schieber seine Stellung so verändern, daß der Zufluß des Dampfes abgesperrt, dagegen der Abfluß des im untern Theile des Cylinders befindlichen Dampfes möglich ist. (Diese Stellung oder Steuerung geschieht durch das Anstoßen des Ansatzes  $t$  an den Hebel  $p$ , wodurch die Stange  $v$  herabgezogen und der Schieber  $D$  gehoben wird; je höher also durch das Umdrehen der Kurbel  $b'$ , wodurch sich die beiden Spindeln  $K$  und  $L$  mittelst der beiden Kegeiräder  $l$  und  $k$ , so wie der Stirnräder  $g$  und  $h$  nach entgegengesetzter Richtung umdrehen, die beiden Prismen  $m$  und  $n$  ohne ihre gegenseitige Stellung zu verändern, hinaufgeschoben werden, desto länger bleibt auch die Communication mit dem Dampfkessel offen, und desto größer ist die Hubhöhe des Hammers.) Diese Stellung des Schiebers muß wieder während des Herabfallens des Hammers unverändert bleiben und im Augenblicke des

Schlagens (wo also der Hammer das Eisen berührt), muß der Schieber mit der größten Schnelligkeit wieder die ursprüngliche Lage annehmen, in welcher der Dampf in den Cylinder unter den Kolben treten und den Hammer heben kann. Der mit dem Dampfschieber gehobene kleine Steuerkolben *E*, über welchen in diesem Augenblicke durch das Öffnen eines kleinen Ventils Dampf eintritt, bleibt durch eine einfache Stütze sammt dem Schieber so lange in dieser geprefsten Lage, bis der Hammer beim Herabfallen das Eisen berührt, worauf sich mit Blitzesschnelle diese durch eine Feder gehaltene Stütze auslöst, und der dadurch frei gewordene Steuerkolben den Dampfschieber so weit herabschiebt, daß der Dampf wieder unter den Kolben treten kann.

Da man, kurz bevor der Kolben seinen höchsten Stand erreicht hat, durch das Öffnen eines Ventils Dampf über den Kolben treten läßt, so wirkt dieser als eine Art elastischer Feder und treibt den Hammer mit einer grössern Beschleunigung zurück; durch die oben erwähnten Öffnungen *c c* kann der über dem Kolben befindliche Dampf während des Hubes so lange entweichen, bis diese durch das Vorbeigehen des Kolbens abgesperrt sind, worauf der noch übrige zwischen dem Kolben und Cylinderdeckel eingeschlossene Dampf die erwähnte elastische Feder bildet.

So wie sich durch Verschiebung der beiden Prismen *m* und *n* die Hubhöhe des Hammers von 10 Zoll bis (bei grossen Hämmern) 4 Fufs reguliren läßt, so kann man auch durch theilweises oder gänzlichliches Absperrn der Dampfausflußöffnung den Schlag des Hammers so mässigen, daß das Eisen kaum berührt wird, oder den Hammer in seinem Fallen noch vor der Berührung gänzlich aufhalten.

Die weitem Details findet man u. A. in *Armengaud's Publication industrielle des machines* etc. T. IV, p. 370 f. f.

Es kann noch bemerkt werden, daß sich der Dampfschieber auch mit der Hand steuern läßt, und daß es mehrere Etablissements (besonders bei dem Puddlings - Frischprocesse) vorgezogen haben, bei diesem Hammer die Handsteuerung für die Selbststeuerung zu substituiren.

Bei Voraussetzung eines Hochdruckdampfes von 4 Atmosphären im Kessel berechnen sich die Cylinderdurchmesser für die Hammergewichte von 180, 360, 540, 720, 900, 1780, 2680, 3570 und 7140 Wiener Pfund beziehungsweise nahe auf 3·9, 4·6, 6, 7, 7·7, 10·4, 12·8, 14 und 18·5 Wiener Zoll.

Nach den von den Gebrüdern *Schneider* gemachten Beobachtungen fordern Dampfhämmer von 900 Pf. Gewicht und 2·5 Fufs Hub, von 1780 Pf. Gewicht und 3 Fufs Hub, von 2680 Pf. Gewicht und 4 $\frac{3}{4}$  Fufs Hub, von 5360 Pf. Gewicht und 6 $\frac{1}{3}$  Fufs Hub, endlich von 8000 Pf. Gewicht und 8 Fufs Hub beziehungsweise einen Dampfkessel von 120, 150, 200, 300 und 400 Quadratfufs Heizfläche oder 15 Quadratfufs auf die Pferdekraft gerechnet, von 8, 10, 13, 20 und 27 Pferdekraften, wenn der Dampf im Kessel eine Spannung von 4 Atmosphären besitzt.

Macht der Hammer von 900 Pfund im Gewichte und 2 $\frac{1}{2}$  Fufs Hub per

Minute 80 Schläge, so ist die theoretische Arbeitsgröße dafür:

$$\omega = \frac{900 \times 2.5 \times 80}{60} = 3000^{\text{F. Pf.}}$$

per Secunde oder 7 Pferdekräfte; das vorige Schema fordert dafür 8 Pferdekräfte.

Bei einem solchen von *Nasmyth* selbst gelieferten, in der Wien-Gloggnitzer Eisenbahn-Werkstätte zum eigenen Gebrauche eben in der Aufstellung befindlichen Dampfhammer hat der Hammer ein Gewicht von nahe 5 Centner, eine Hubhöhe von 2 Fufs und eine Einrichtung, dafs die Anzahl der ganz kurzen Schläge bis 250 per Minute soll gesteigert werden können. Der Durchmesser des Dampfcylinders beträgt  $7\frac{3}{4}$  und jener für den Steuerungskolben  $3\frac{1}{2}$  Zoll. Ventile sind keine vorhanden.

Mit einer geringen Modification verwendet *Nasmyth* diese Maschine mit auferordentlichem Erfolge auch als Dampf-Ramme zum Einrammen der Pfähle. Bei einem kürzlich in England ausgeführten Versuche wurden 14 Zoll im Gevierte starke, 18 Fufs lange Pfähle mit 20 Schlägen 15 Fufs tief in den Boden (grobes Erdreich auf einem festen Tonlager) eingerammt. Der 50 Centner schwere Rammklotz macht bei 3 Fufs Hubhöhe 70 Schläge per Minute, und indem die Maschine auf einer kleinen Eisenbahn verschiebbar ist, werden 66 Fufs (englisch) lange Pfähle sammt allen Nebenarbeiten jeder in  $4\frac{1}{2}$  Minute eingerammt; ein Pfahl drang beim ersten Schlag 6 Fufs tief in den Boden ein, welche Tiefe allmählig (nämlich in einem Schiefergestein) bis 9 Zoll abnahm.

## S ä g m ü h l e n .

§. 562. **Erklärung.** Unter Sägmühlen versteht man jene Maschinen, mittelst welchen aus den Baumstämmen unter den verschiedensten Dimensionen Breter, Balken, Latten, Blöcke u. s. w. geschnitten werden. Bei der am meisten verbreiteten Einrichtung ist das Sägeblatt, oder wenn, wie es jetzt gewöhnlich der Fall, gleichzeitig mehrere Schnitte gemacht werden, sind die Sägeblätter in einem auf und ab gehenden Rahmen, dem Sägegatter, in verticaler Richtung befestigt und die Zähne so eingefeilt oder geformt, dafs die Säge nur beim Niedergehen schneidet, dagegen während des Hubes leer geht.

Das zwischen Coulissen oder einer sonstigen Führung genau auf und ab gehende Sägegatter erhält seine Bewegung durch einen an der Triebwelle befestigten Krummzapfen, in welchen eine Bläuel- oder Kurbelstange eingehängt ist, deren zweites Ende mit dem Gatter gelenkartig verbunden wird, so dafs auf jede Umdrehung der Kurbelwelle ein Auf- und Abgang des Gatters kommt.

Der zu zersägende Baum oder Klotz wird auf einem horizontalen Wagen der Säge ruckweise in der Art entgegen geführt, dafs das Vor-

schieben des Wagens immer nur während des Niederganges der Säge Statt findet. Zu diesem Ende ist der Wagen mit einer oder besser mit zwei Zahnstangen versehen, in welche im erstern Falle ein, im letztern zwei Getriebe eingreifen, auf deren (horizontal liegender) Achse zugleich ein größeres Stofs- oder Schubrad, dessen Zähne die Form eines Sperrades haben (§. 301), befestigt ist, und in welches ein Stofshaken eingreift, welcher beim Niedergehen des Gatters dieses Rad, folglich auch den Klotzwagen um ein oder mehrere Zähne vorschreibt, dagegen beim Hinaufgehen des Gatters um eben so viele Zähne leer zurückgeht, wobei jedes Zurückweichen des Stofsrades durch die angebrachten Sperrkegel verhindert wird.

Damit die Zähne der Säge beim Hinaufgehen nicht gegen den Grund des Schnittes geprefst werden, dagegen beim Niedergehen ziemlich gleichmäfsig angreifen, läfst man die obern Zähne gegen die untern nach Verhältnifs der Gröfse des Vorschreibens des Wagens überhängen (wodurch die, die Zahnspitzen enthaltende gerade Linie nicht vollkommen vertical steht, sondern nach vorne zu etwas geneigt ist); dies mufs noch mehr bei jener Einrichtung beobachtet werden, bei welcher, wie es oft in Frankreich der Fall ist, das Vorschreiben des Wagens in der Periode des Hinaufgehens der Säge Statt findet.

§. 563. Die nach *Le Blanc* (2. Theil, 2. Lieferung) in den Figuren 297 bis 303 im Längens-, Quer- und horizontalen Durchschnitt, so wie in einigen Details dargestellten, vom Civil-Ingenieur *Hallatte* zu Arras gebaute Sägmühle besitzt mehrere Sägblätter und wird von einer 8 pferdekräftigen Dampfmaschine betrieben. Aus den Figuren 297, 298 und 299 ersieht man die beiden aufrechten, gusseisernen Ständer *A, A* des Gestelles, zwischen welchen das aus Schmiedeisen construirte Sägegatter *VV* mit seinen 4 Frictionsrollen *cc* in den entsprechenden Coulissen auf und ab geht. Die unterhalb liegende Kurbelwelle *B*, welche dem Sägegatter die auf und ab gehende Bewegung durch die Kurbelstange *C* mittheilt, erhält ihre Bewegung durch einen über die Scheibe oder Trommel *E* (Fig. 297 und Fig. 299) und die feste Rolle *D* gehenden Riemen von dieser Trommel aus; wird dieser Riemen *x* mittelst der verticalen, die Gabel *y* tragenden Spindel *P* auf die Leerrolle (lose Rolle) *D'* geschoben, so wird die Kurbelachse *B*, folglich auch das Sägegatter zum Stillstande gebracht. (M. s. auch auf der zweit vorhergehenden Tafel Fig. 290. *x*.)

Die beiden Längenschweller *M, M* sind oben nach ihrer ganzen Länge mit gusseisernen Schienen in Form von dreiseitigen Prismen versehen, in welche ähnliche hohle Prismen passen, die an der untern Flä-

che der beiden Schweller  $N$ ,  $N$  des Wagens eingelassen sind, und dadurch die Coulissen zur parallelen Führung des Wagens bilden. Ausserdem ist an jeder dieser beiden Flächen noch, ebenfalls der ganzen Länge nach eine gezahnte (gusseiserne) Stange  $s$  (Fig. 301 und Fig. 302) befestigt, in welche die beiden auf der schmiedeisernen Achse  $q$  befestigten Getriebe  $r$ ,  $r$  eingreifen und durch die Umdrehung des auf derselben Achse angebrachten Schiebrades  $l$  in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung den Wagen sammt dem darauf durch die Querhölzer  $a$ ,  $a'$  und den Flügelmutterschrauben befestigten Baum oder Klotz  $H$  der Säge entgegengeschoben wird.

Um dieses Schubrad  $l$  (dessen Zähne die Form eines Sperrrades haben) ruckweise umzudrehen, greift in den um  $o$  drehbaren Hebel  $k$  (Fig. 300), dessen längerer Arm durchbrochen ist und eine gekrümmte Coullisse bildet ein Bolzen oder besser eine kleine Walze  $p$ , welche sich um die Achse der einen der beiden obern Frictionsrollen  $c$  des Gatters dreht, in diese Coullisse so ein, dafs durch das Auf- und Abgehen der Säge dieser Hebel um seinen festen Drehungspunct  $o$  oscillirt; in der gezeichneten Stellung des Hebels ist das Sägegatter am niedrigsten, in der durch die punctirten Linien angedeuteten Stellung dagegen am höchsten Punct seines Laufes. Da nun der untere oder kürzere Arm dieses Hebels mit einem Ziehhaken  $m$  versehen ist, welcher in die Zähne des Rades  $l$  eingreift, so gleitet dieser beim Hinaufgehen des Gatters um einen oder mehrere Zähne leer hinab und dreht beim Niedergehen desselben dieses Rad um eben so viele Zähne um. (Nach *Le Blanc's* Erklärung fände das Vorschieben des Wagens während des Aufganges der Säge Statt, was wohl auf einem Irrthume beruht.) Um das Zurückweichen dieses Rades zu verhindern, ist der Sperrhaken  $n$  vorhanden. Die zweiten Haken  $m'$  und  $n'$ , wovon der eine auf den halben Zahn trifft, wenn der andere mit einem Zahn im Eingriffe steht, dienen zur Vermeidung des todten Ganges oder auch, wenn die Zähne nicht eng genug stehen, um das Vorschieben um  $1\frac{1}{2}$ ,  $2\frac{1}{2}$  u. s. w. Zähne bewirken zu können.

Von den beiden Riemenscheiben  $F$ ,  $F'$  (Fig. 299), welche auf der Achse der Trommel oder Scheibe  $E$  noch befestigt sind, dient die erstere zur Bewegung des Aufzuges oder der Seilwelle  $G$  (Figuren 297 und 298) und die andere zur rückgängigen Bewegung des Wagens  $N$ , wenn der Schnitt vollendet ist. Soll nämlich der Aufzug zum Aufziehen oder Herbeischaffen der zu sägenden Bäume oder Klötze in Thätigkeit gesetzt werden, so wird die drehende Bewegung der Achse, worauf die Riemrolle  $R$  befestigt ist, durch das Einrücken der Kuppelung mittelst des

Hebels  $a'$  dem Getrieb  $z$  mitgetheilt, welches in das auf der Seilwelle  $G$  befestigte Stirnrad eingreift, und dadurch diese Welle mit in Bewegung setzt. Soll dagegen der Wagen zurückgeführt werden, so werden durch einen einzigen Zug die in das (Schieb- und Sperrad bildende) Rad  $l$  eingreifende Haken  $m, n$  ausgelöst und der Riemen  $x'$  von der Leerrolle  $Q'$  auf die feste Rolle  $Q$  geschoben.

Die oben genannten Couliissen lassen sich in etwas verschieben, so daß das Sägegatter nicht nur genau vertical, sondern auch unter einem kleinen Neigungswinkel nach vorwärts auf und ab bewegt werden kann. Außerdem lassen sich auch die vier an den beiden cylinderischen Längstangen  $J, J$  des Sägegatters angeschraubten Reibungsrollen  $c, c$  so verstellen oder verschieben, daß die über die Zahnsitzen eines Sägeblattes gezogene gerade Linie mit jener, welche die Achsen der Rollen  $c, c$  beschreiben, je nach der Größe des Vorrückens des Wagens, einen grössern oder kleinern Neigungswinkel, und zwar in der Art bildet, daß wenn z. B. 8 Zähne des Sägeblattes durch den zu schneidenden Block durchgehen und der Wagen gerade um 8 Linien vorrückt, sofort der erste Zahn, welcher zum Angriff kommt, nur 1 Linie tief eingreift und ein verticales Rechteck von der Höhe des Blockes und der Breite einer Linie, der zweite nächst höhere Zahn wieder ein eben solches Rechteck (eine Linie weiter vorwärts) u. s. w. der achte nach oben gelegene Zahn endlich das letzte oder achte derartige 1 Linie breite Rechteck, folglich alle acht Zähne zusammen das ganze Rechteck von 8 Linien Breite (was in der Wirklichkeit allerdings um das 6 oder 8fache zu viel wäre und hier nur beispielsweise angenommen ist) durchsägt.

Bei dieser hier in Rede stehenden Sägmühle macht das Gatter, in welchem die Sägeblätter bis auf 12 vermehrt werden können, je nach der Anzahl derselben, von 60 bis 80 Auf- und Abgänge oder 120 bis 160 Oscillationen. Die Sägeblätter sind hier  $6\frac{1}{2}$  Zoll breit, von  $\cdot 9$  bis  $1\cdot 1$  Linien dick und  $6\frac{1}{3}$  Fufs lang; sie werden, wie aus Fig. 303 zu ersehen ist, mit ihren an beiden Enden angenieteten Haken in die Kloben  $b, b'$  eingehängt, welche in das obere und untere Querstück  $J, J'$  des Gatters eingeschoben und mittelst Keilen befestigt werden. Zum Spannen der Sägeblätter wird nach dem Vorgange von *Brunell* eine Art Schnellwage in die Welle  $K$  (Fig. 298), welche sich mittelst der beiden Stützen  $f, f$  auf den obern Querarm  $J'$  des Gatters stützt, benützt, deren kurzer Arm mittelst einer Zugstange  $e$  in die obere Öffnung des Klobens  $b$  des betreffenden Blattes eingehängt, durch ein am langen Hebelarm  $\omega$  aufgehängtes Gewicht  $z'$  gespannt, und durch den in die weiter unten liegende

rechteckige Öffnung eingeschobenen eisernen Keil in dieser Spannung erhalten wird; dieser Hebel oder diese Schnellwage wird sammt den Stützen wieder weggenommen, sobald die sämmtlichen Sägeblätter auf dieselbe Weise gespannt worden. (M. s. auch Fig. 290. y.)

Bei *ii* und *i'i'* endlich sieht man die zwischen die Sägeblätter eingelegten und durch Druckschrauben in ihrer Lage erhaltenen Holzklötzchen, welche nach der Dicke der zu schneidenden Breiter eine verschiedene Länge erhalten und darnach gewechselt werden.

Die Hubhöhe des Sägegatters (welches 3·8 Fufs lichte Breite hat) beträgt  $22\frac{3}{4}$  Zoll; sowohl die Zähne der Sägeblätter als jene der gezahnten Stange des Wagens haben  $1\frac{1}{2}$  Zoll Abstand; das Schiebrad *l* hat 38 Zoll im Durchmesser und 144 Zähne; die beiden in die Zahnstangen eingreifenden Getriebe (jedes mit 9 Zähnen) haben 5 Zoll, das auf der Kurbelachse *B* befestigte gufseiserne Schwungrad hat  $6\frac{1}{3}$  Fufs Durchmesser; die Kurbelstange *C* ist nahe  $5\frac{1}{2}$  Fufs lang; endlich hat der Wagen eine Länge von 29 Fufs und eine äußere Breite von 3·4 Fufs.

Anmerkung. Bei der nach englischer Art eingerichteten und vortreffliche Dienste leistenden Sägmühle des Hof-Zimmermeisters *Fellner* in Wien mit zwei Bahnen und Sägegatter, wovon das eine für gewöhnlich 2 (öfter auch 4) und das andere 4 Sägeblätter enthält, geht das Vorschieben des Wagens in der Periode des Niederganges der Säge zweckmäßiger als bei der vorigen Säge von einem ganz kurzen Krummzapfen (bei andern englischen Constructionen oft von einer excentrischen Scheibe) aus, welcher sich ebenfalls auf der Kurbelwelle befindet (das eine Ende trägt die Kurbel für das Sägegatter, das andere jene für die Bewegung des Zughakens). Der Zughaken wirkt auch hier nicht stofsend, sondern ziehend auf das 4 Fufs große und 208 Zähne haltende Schiebrad, dessen kleines Getrieb nicht unmittelbar mit der Zahnstange, sondern einem größern Getrieb im Eingriffe steht, welches mit einem zweiten gleich großen auf derselben Achse befestigt, in eine der beiden Zahnstangen eingreift und die Bewegung des Wagens im Verhältniß von 3:2 langsamer macht. Eine große Verbesserung wurde in der Führung des gegen 60 Fufs langen Wagens dadurch herbeigeführt, daß die dreiseitigen prismatischen Leitschienen, welche eine bedeutende Reibung gaben, durch beiläufig 4 Zoll im Durchmesser haltende eiserne Rollen, die auf den beiden untern festen Längenschwellern von 3 zu 3 Fufs der ganzen Länge angebracht und an der Peripherie so breit und tief ausgedreht sind, daß die an der untern Fläche der Längenhölzer des Wagens befestigten Zahnstangen mit einem sehr geringen Zwischenraum durchgehen können, ersetzt wurden.

Die runden Bäume werden auf dem Wagen nur an ihrem hintern (von der Säge am weitesten abstehenden) Ende, und zwar mit einer eigends construirten Zange festgehalten, während das vordere freie Ende, welches

auf zwei am Säggestell angebrachten horizontalen eisernen Walzen ruht, durch eine aufliegende dritte Walze, die sich am gußeisernen Säggestell mittelst eines kleinen Flaschenzuges leicht heben und noch aufer dem eigenen Gewichte durch eine gezahnte Stange (welche vertical steht und mit der die Zapfenlager dieser Walze enthaltenden Schere ein Stück ausmacht), auf welche ein mit einem großen Gewichte versehener gußeiserner Druckhebel mittelst eines Sperr- oder Schiebhakens drückt, auf den zu zersägenden Baum oder Klotz, also gegen die beiden zuerst genannten Walzen geprefst wird.

Auf der Achse des Schubrades ist ein zweites Rad befestigt, welches an seiner Peripherie eine Kehle besitzt, in welcher eine Kette ohne Ende liegt, die zugleich um ein zweites ähnliches Rad geht, auf dessen Achse eine Riemenscheibe befestigt und fortwährend in einer solchen Richtung in Bewegung ist, dafs sobald die sonst nur lose hängende Kette mittelst einer von oben leicht zu dirigirenden Spannrolle gespannt und der Sperrkegel und Ziehhaken aus dem Schiebrad ausgelöst wird, der Wagen sogleich, und zwar ziemlich schnell eine rückgängige Bewegung annimmt; läfst man die Spannrolle wieder los, so wird die Kette so locker, dafs die Bewegung aufhört.

Da man den Ziehhaken verstellen oder in mehrere Löcher des betreffenden Hebelarms, welcher diesem die Bewegung mittheilt, befestigen kann, so kann er nach Umständen und der Festigkeit des zu schneidenden Holzes auch mehr oder weniger Zähne des Schiebrades vorschieben. Bei andern englischen Constructionen ist öfter aufer einer verstellbaren Excentric auch noch eine Sellschraube hiezu vorhanden.

Beide diese auf- und abgehenden Sägen, so wie auferdem noch eine Circularsäge werden blofs mittelst Riemen (was in jeder Beziehung einer Communication durch verzahnte Räder vorzuziehen ist) durch eine Dampfmaschine von nominell 12 Pferdekräften in Bewegung gesetzt.

Die englischen, über 5 Fufs (im gezahnten Theil) langen Sägeblätter haben nur eine Dicke von  $\frac{3}{4}$  bis 1 Linie und die Zähne einen Abstand von 1 Zoll.

Bei der einen Säge hat das Gatter per Minute 90, bei der zweiten 112 bis 118 Auf- und Niedergänge (oder 180 und 224 bis 236 Oscillationen), wobei die Hubhöhe 18 Zoll beträgt; bei der erstern rückt der Wagen (bei 2 Sägeblättern) in jeder Minute um 12, bei der zweiten (bei 4 Sägeblättern und wenn überall wenigstens 18zölliges Holz geschnitten wird), um  $10\frac{2}{3}$  Zoll fort, was auf jeden Niedergang oder Schnitt der Säge beziehungsweise

$\frac{1}{7.5}$  (nahe  $\frac{1}{8}$ ) und  $\frac{1}{10.5}$  bis  $\frac{1}{11}$  Zoll beträgt.

§. 564. **Nöthige Betriebskraft.** Nach Navier beträgt die 12stündige Arbeit oder Leistung eines geübten Arbeiters beim Zersägen des Holzes:

187200<sup>k. m.</sup> oder  $(187200 \times 5.649 =) 1057493^{\text{F. Pf.}}$ ;

theilt man diese Zahl durch die Anzahl der Quadratfusse der Schnittfläche, welche ein solcher Arbeiter den Erfahrungen zufolge binnen 12 Stunden von verschiedenen Holzgattungen (bei einer mäfsigen Dicke oder Höhe des Klotzes und bei einem Sägschnitt von  $\frac{1}{10}$  bis  $\frac{2}{10}$  Zoll Breite) liefern oder erzeugen kann, so erhält man folgende Tabelle, in welcher die angegebenen Zahlen natürlich nur als beiläufige Mittelwerthe anzusehen sind:

| Holzgattung.                | Zustand des Holzes. | Erzeugte Schnittfläche binnen 12 Stunden. | Arbeitsgröfse für 1 Quadratfuss Schnittfläche. |
|-----------------------------|---------------------|---|--|
|                             |                     | □ Fufs.                                   | F. Pf.   |
| Weiches Holz . . . . .      | grün . . . . .      | 77  | 13700  |
|                             | trocken . . . . .   | 50  | 21150  |
| Eichen- . . . . .           | grün . . . . .      | 66  | 16020  |
|                             | trocken . . . . .   | 44  | 24034  |
| Ulmen- (Rüstern-) . . . . . | grün . . . . .      | 60  | 17625  |
|                             | trocken . . . . .   | 40  | 26437  |
| Nufsbaum- . . . . .         | grün . . . . .      | 70  | 15107  |
|                             | trocken . . . . .   | 50  | 21150  |

In einer mittelst eines ziemlich complicirten Göpels betriebenen Sägemühle fand man, die tägliche Leistung eines Pferdes (Seite 145) zu  $6451200^{\text{F. Pf.}}$  (oder nach den französischen Tabellen zu  $6589000^{\text{F. Pf.}}$ ) angenommen, bei Kirschbaum-, Zwetschkenbaum- und Ulmenholz (Wurzeln) beziehungsweise für die tägliche Schnittfläche: 80, 90 und 50 Quadratfuss, folglich die Arbeitsgröfse per Quadratfuss (in runden Zahlen)  $82360$ ,  $73210$  und  $131780^{\text{F. Pf.}}$ .

Bei einer durch ein Wasserrad betriebenen Sägmühle dagegen, bei Eichenholz, und zwar grün und wenig ästig  $17650$ , trocken und ästig  $34740$ , endlich trocken und ohne Äste  $64400^{\text{F. Pf.}}$  als Arbeitsgröfse per Quadratfuss Schnittfläche, dabei hatten die Blöcke beziehungsweise  $1.1$ ,  $1$  und  $1.7$  Fufs in der Höhe.

Anmerkung. Die wenige Übereinstimmung aller dieser Zahlen fällt von selbst auf und liegt wohl auch in der Natur der Sache und in dem Umstande, dafs unter gleichen Bedingungen trockenes Holz schwerer als grünes zu schneiden ist, und dafs bei einer guten Qualität und Schärfung der Sägeblätter die Leistung in derselben Zeit wohl bis auf das 4fache von jener steigen kann, welche mit schlechten und stumpfen Sägen erzielt wird. Man nimmt fern an, dafs das Trennen oder Zersägen des Holzes nach der Länge der Fi-

bern (oder Jahre) beinahe doppelt so viel Kraftaufwand als beim Zersägen nach der Quere (über Hirn) erfordert. Endlich nimmt auch der Kraftaufwand, wegen der größern Reibung, in einem etwas größeren Verhältnisse als die Höhe des Blockes zu.

§. 565. Bei der oben erwähnten *Fellner'schen* Sägmühle können, wenn in jedem der beiden Gatter 4 Blätter eingespannt und 18zöllige (60 Fufs lange) runde Bäume von weichem Holz geschnitten werden, per Stunde von 500 bis 600 Quadratfufs Schnittfläche erzeugt werden, wobei aufer diesen beiden oscillirenden Sägen auch noch eine 3 bis 4 Pferde zu ihrem Betriebe erfordernde Cirkularsäge von der erwähnten Dampfmaschine mit betrieben wird. Obschon nun die nominelle Kraft dieser Maschine nur 12 Pferdekräfte ausmacht, so sind wir doch überzeugt, dafs sie eine reelle Kraft von 16 bis 17 Pferden besitzt (da der Cylinder dieser nach dem *Watt'schen* Niederdrucksysteme construirten Maschine 21 Zoll, und die Kolbengeschwindigkeit 210 Fufs englisch per Minute beträgt, so geben die obigen Regeln in §. 508 dafür 15 bis 18 Pferdekräfte), so dafs man immerhin volle 12 Pferdekräfte für den Betrieb der beiden oscillirenden Sägemühlen allein rechnen kann. Diefs gibt bei einer continuirlichen Arbeit per Stunde und per Pferdekraft eine Schnittfläche im weichen, ziemlich trockenen Holze von 42 bis 50 Quadratfufs, so, dafs man (bei einer Sägschnittweite von beiläufig  $\frac{1}{10}$  Zoll) als Durchschnittszahl 45 setzen kann. Nach *Taffe* würde diese Zahl für weiches Holz 30 und für Eichenholz 19, nach *Belidor* für Eichenholz 30, nach *Morin* 26 und für Buchenholz 18 seyn. Diefs gäbe, wenn man alle diese Zahlen zusammenwerfen wollte, als grofsen Durchschnitt (wozu freilich noch viele andere verläfsliche Versuche wünschenswerth und nothwendig wären) 28 Quadratfufs Schnittfläche per Stunde und Pferdekraft oder es würde, wenn man dafür die runde Zahl 30 nimmt, eine Arbeitsgröfse von  $\frac{430}{30} = 14.3$  oder nahe von  $14^{\text{F. Pf.}}$  per Secunde erfordert, um stündlich 1 Quadratfufs Schnittfläche zu erzeugen. Nach der vorigen Tabelle (§. 564) wäre die Durchschnittszahl für den unmittelbar an der Säge nöthigen dynamischen Kraftaufwand zur Erzeugung von 1 Quadratfufs Schnittfläche  $19400^{\text{F. Pf.}}$ , folglich der Nutzeffect einer Sägmühle im grofsen Durchschnitt wegen  $14 \times 3600 = 50400$  und  $50400 : 19400 = 100 : 38.5$  nahe 39 oder 40 Procent; an diesem allerdings nicht sehr günstigen Resultate sind wahrscheinlich jene Constructionen mit Ursache, bei welchen die Communicationen nicht wie es

zweckmäßiger ist, durch Riemen, sondern durch schlecht verzahnte Räder hergestellt sind.

Vergleicht man die Zahl 45 der *Fellner'schen* Mühle allein, welche per Stunde eine Arbeitsgröße von  $\frac{430}{45} \times 3600 = 34400$  <sup>F. Pf.</sup> zur Erzeugung von 1 Quadratfuß Schnittfläche an der Dampfmaschine erfordert, mit der entsprechenden Zahl 21150 der genannten Tabelle, so erhält man hierbei einen Nutzeffect von  $(34400 : 21150 = 100 : 61.5)$  61½ Procent. Nimmt man dagegen aus den beiden obigen Zahlen 13700 und 21150, um sicher zu gehen, das Mittel, d. i. 17425; so erhält man für den Nutzeffect 50.6 Procent.

Nach *Navier* beträgt bei einer gewöhnlichen Sägmühle die Nutzleistung 50 Procent von der durch den Motor ausgeübten dynamischen Kraft, was man auch im Allgemeinen gelten lassen und bei einer nur halbweges guten Ausführung immerhin annehmen kann. (Bei der alten Sägmühle im Arsenal zu Metz absorbiren die Nebenhindernisse 412 der ganzen Arbeit.)

Anmerkung. Da hier überall eine continuirliche Arbeit vorausgesetzt wird, so muß man bei der Schätzung der täglichen Leistung einer zu erbauenden Sägmühle such auf den Zeitverlust Rücksicht nehmen, welcher durch das Wegschaffen des geschnittenen Holzes, Zurückschieben des leeren Wagens und Befestigen eines neuen Baumes oder Blockes herbeigeführt wird. Dieser Zeitverlust ist natürlich bei kurzen Hölzern (wobei sich diese Operationen öfter wiederholen) größer als bei langen und kann von  $\frac{1}{10}$  bis  $\frac{1}{3}$  der wirklichen Schnittzeit betragen.

§. 566. Bezeichnet man die vom Motor ausgeübte und auf den aufnehmenden Bestandtheil (Receptor, §. 278) der Sägmühle übertragene Kraft mit  $P$  (in Pfunden), die Geschwindigkeit dieses aufnehmenden Theils (z. B. eine Riemenscheibe) per Secunde mit  $v$  (in Fussen), die in einer Stunde (ununterbrochener Arbeit) erzeugte Schnittfläche mit  $a$  (in Quadratfuß), die Anzahl der Hübe des Sägegatters per Minute durch  $n$  (also die Zahl der Oscillationen in dieser Zeit durch  $2n$ ), die Länge des Krummzapfens durch  $r$ , folglich die Hubhöhe des Gatters mit  $2r$ , die Geschwindigkeit der Säge per Secunde durch  $c$ , die Anzahl der Sägeblätter durch  $m$ , die Höhe der Schnittfläche oder des Blockes durch  $h$ , das Vorrücken des Wagens bei jedem Niedergange der Säge durch  $s$ , die mittlere Geschwindigkeit der Kurbelwarze durch  $V$ , und die am Receptor oder die Kraft aufnehmenden Bestandtheil nöthige Arbeit per Secunde,

um binnen 1 Stunde (ununterbrochener Arbeit) 1 Quadratfuß Schnittfläche zu erzeugen, durch  $p$ ; so folgt zuerst, da, wenn der erwähnte Zeitverlust wegen des Zurückschiebens des Wagens u. s. w., den  $q$ ten Theil der wirklichen Schnittzeit beträgt, in einer Stunde Schnittzeit

[die nicht mehr 60, sondern nur  $60 - \frac{60}{q} = 60 \left( \frac{q-1}{q} \right)$  Minuten beträgt]  $\frac{q}{q-1} a$  Quadratfuß Schnittfläche erzeugt werden müssen, so-

fort: 
$$Pv = \frac{q}{q-1} ap \dots (1)$$

Ferner ist, wie leicht zu sehen, wenn  $t$  die Hubzeit in Secunden, und bei einer gleichförmigen Bewegung die Hubzeit gleich jener für den Niedergang des Gatters ist,  $t = \frac{2r}{c}$ , und da die Säge per Secunde  $\frac{n}{60}$  Schnitte macht, folglich die Zeit für einen Auf- und Niedergang  $2t = \frac{60}{n}$ , also auch  $t = \frac{30}{n}$  ist, sofort  $\frac{30}{n} = \frac{2r}{c}$ , woraus für die Länge des Krummzapfens:

$$r = \frac{15c}{n} \dots (2)$$

und für die Hubhöhe der Säge:

$$2r = \frac{30c}{n} \dots (3)$$

folgt.

Der Weg der Kurbelwarze ist bei jeder Umdrehung  $= 2r\pi = \frac{30c\pi}{n}$ , und da dieser in 1 Secunde  $\frac{n}{60}$  Mal zurückgelegt wird, so ist die mittlere Geschwindigkeit der Kurbelwarze:

$$V = \frac{30c\pi}{n} \cdot \frac{n}{60} = \frac{1}{2}\pi c \dots (4)$$

welche durch die Schwungmasse  $M$  (§. 192, 2.) herbeigeführt oder regulirt werden muß; auch ist die Transmission so anzuordnen, daß wenn der Receptor die Geschwindigkeit  $v$  hat, die Kurbelwarze sofort diese mittlere Geschwindigkeit  $V$  erhält.

Da die Größe der Schnittfläche in jeder Stunde (der wirklichen Schnittzeit)  $\frac{q}{q-1} a$ , also per Secunde  $\frac{q}{q-1} \cdot \frac{a}{3600}$  Quadratfuß betragen soll, so muß, wenn das Gatter  $m$  Sägblätter enthält, für einen Auf- und Abgang des Gatters, d. i. für  $2t = \frac{60}{n}$  Secunden eine Schnittflä-

che von  $\frac{q}{q-1} \cdot \frac{a}{3600} \cdot \frac{60}{n}$ , folglich von jedem einzelnen Sägblatt eine Fläche von  $\frac{1}{m} \cdot \frac{q}{q-1} \cdot \frac{a}{3600} \cdot \frac{60}{n} = \frac{q a}{60 m n (q-1)}$  Quadratfuß erzeugt werden; setzt man für diesen Ausdruck den gleichgeltenden Werth  $h s$  und bestimmt daraus  $s$ , so erhält man für die Gröfse des Vorrückens des Wagens bei jedem Niedergange des Gatters:

$$s = \frac{q a}{60 m n (q-1) h} \dots (5).$$

Da jedoch diese Gröfse  $s$  (welche von der Härte und Beschaffenheit der Holzgattung abhängt und gewöhnlich von  $\frac{1}{12}$  bis  $\frac{1}{8}$  Zoll beträgt) als gegeben angesehen werden kann, so wird man lieber aus der vorigen Gleichung die Anzahl der Sägblätter bestimmen, wofür man erhält:

$$m = \frac{q a}{60 s n (q-1) h} \dots (6).$$

Gibt man dem Stofs- oder Schiebrad eine solche Gröfse und so viele Zähne, deren Anzahl =  $N'$  seyn mag, dafs dieses für den kleinsten Werth von  $s$  nur um einen Zahn vorgeschoben wird (besser ist es, so viele Zähne zu nehmen, dafs zum wenigstens 2 vorgeschoben werden); erhält ferner das auf der Achse dieses Rades befindliche und in die Zahnstange des Wagens eingreifende Getrieb  $n'$  Zähne und eine Gröfse, wofür  $r'$  der mechanische Halbmesser ist; ist ferner  $d$  die Dicke der Zähne des Getriebes,  $d'$  jene der Zahnstange und  $e$  der nöthige Spielraum, so ist:

$$2 r' \pi = n' (d + d' + e) \dots (7),$$

woraus sich  $r'$ , ferner:

$$\frac{n' (d + d' + e)}{N'} = s \dots (8),$$

woraus sich  $n'$  bestimmen läfst.

Ist  $G$  das Gewicht des Sägegatters und  $Q$  der beim Niedergang zu überwindende Widerstand (mit Inbegriff des Vorschubens des Wagens), so soll für einen möglichst gleichförmigen Gang und um dem Schwungrad nicht zu viel aufzubürden  $G = Q - G$ , folglich  $G = \frac{1}{2} Q$  seyn, wobei man die nöthige Ausgleichung allenfalls durch ein Gegengewicht bewirken kann.

Betrachtet man die Kurbelachse ohne irgend eine damit verbundene Masse, so kann man die Gröfse des zur Ausgleichung auf dieser Achse anzubringenden

Schwungrades aus der Formel (§. 192, G. 3 und 4):

$$G = \frac{42090}{u^2} k \frac{N}{m'} \dots (9)$$

(*Poncelet* gibt in Folge eines Rechnungsfehlers die Zahl dafür nahe doppelt so groß an) finden, in welcher  $G$  das Gewicht des Radkranzes (in Pfunden),  $u$  die mittlere Geschwindigkeit des durch die halbe Kranzbreite gezogenen Kreises (in Fulsen) per Secunde,  $k$  die Verhältniszahl zwischen der mittlern Geschwindigkeit  $u$  und der Differenz zwischen dieser und der größten oder kleinsten  $u'$  und  $u''$

$$\left( k = \frac{u}{u' - u} \text{ oder } u' = u + \frac{u}{k} \text{ und } u'' = u' - \frac{u}{k} \right),$$

$m'$  die Anzahl der Umdrehungen der Kurbelachse per Minute und  $N$  die Anzahl der Pferdekräfte der nöthigen Betriebskraft (wobei der Widerstand des Sägegatters wie bei der einfachen, jedoch doppelt wirkenden Kurbel beim Auf- und Niedergang als ziemlich gleich angenommen wird) bezeichnet.

Der mittlere Halbmesser  $R$  oder die mittlere Geschwindigkeit  $u$  des betreffenden Kreises kann aus der Relation:

$$2 m' R \pi = 60 u \dots (10),$$

die radiale Breite  $a'$  oder Dicke (in der Richtung der Radachse)  $b$  des Radkranzes (in Fulsen), wenn er aus Gußeisen besteht, aus der Relation (§. 193):

$$a' b = \frac{G}{2556 R} \dots (11)$$

gefunden werden. [Allgemein ist, wenn  $R'$  und  $R''$  der äußere und innere Halbmesser und  $q$  das Gewicht der cubischen Einheit des Materiales bezeichnet, woraus der Kranz besteht:  $G = b q (R'^2 - R''^2) \pi$ , so wie  $R = \frac{1}{2} (R' + R'')$  und  $a' = R' - R''$ .]

Besitzt die auf der Kurbelachse befindliche oder auf diese in die Entfernung  $R$  reducirte Masse (z. B. jene des Wasserrades, wenn ein solches den Motor bildet) an und für sich schon das Gewicht  $G$ , so ist ein Schwungrad überflüssig, ja wegen der vermehrten Reibung in den Zapfenlagern eher schädlich als nützlich.

**Beispiel.** Es soll eine Sägmühle gebaut werden, auf welcher in 12 Arbeitsstunden 3600 Quadratfuß Schnittfläche bei weichen trockenem Hölzern, wobei man für den Zeitverlust durch die Nebenarbeiten (Zurückschieben des Wagens etc.)  $\frac{1}{4}$  der Schnittzeit rechnet, erzeugt werden können.

Nimmt man, selbst bei einer guten und zweckmäßigen Anordnung und Ausführung der Maschine, um sicher zu gehen, nur 50 Procent Nutzeffect an, und legt hier die Zahl 21150 der obigen Tabelle (§. 564) als Nutzeffect zum Grunde; so erhält man für die an den Receptor per Secunde zu übertragende Arbeitsgröße, um stündlich 1 Quadratfuß Schnittfläche zu erzeugen,

$$p = \frac{2 \times 21150}{3600} = 11.75 \text{ F. Pf.} \quad \text{Ferner ist } a = \frac{3600}{12} = 300$$

und  $q = 4$ , folglich nach der Gleichung 1) die nöthige Betriebskraft:

$$P v = \frac{1}{3} \times 300 \times 11.75 = 4700^{\text{F. Pf.}}$$

oder nahe 11 Pferdekräfte (bei 60 Procent Nutzleistung wären nur 9 Pferdekräfte nothwendig).

Nimmt man für die mittlere Geschwindigkeit der Säge (welche sich bei zu großer Geschwindigkeit erhitzt und die Sägspäne nicht gehörig auswirft, bei zu geringer dagegen einen rauhen Schnitt erzeugt) zu 6, so wie die Hübhöhe zu 2 Fufs an; so ist  $r = 1$  und  $c = 6$ , folglich die Anzahl der Schnitte oder Hübe des Gatters per Minute (aus der Gleichung 2)

$$n = \frac{15c}{r} = 90, \text{ d. h. die Säge macht in dieser Zeit 180 Oscillationen.}$$

Die Zeit eines Hubes oder Niederganges ist  $t = \frac{2r}{c} = \frac{2}{6} = \frac{1}{3}$  Secun-

de; die mittlere Geschwindigkeit der Kurbelwarze (Gleichung 4)  $V = \frac{1}{2} \times 3.1416 \times 6 = 9.42$  Fufs. Nimmt man an, daß der Wagen bei jedem Niedergang der Säge, wenn 2 Fufs hohe Stämme geschnitten werden,

um  $\frac{1}{10}$  Zoll vorrücken kann, so ist wegen  $s = \frac{1}{10 \times 12} = \frac{1}{120}$  und

$$h = 2 \text{ aus der Gl. 6) } m = \frac{4 \times 300 \times 120}{60 \times 1 \times 90 \times 3 \times 2} = 4\frac{2}{3}, \text{ d. h. man}$$

könnte gleichzeitig mit 4 bis 5 Sägblättern schneiden. (Für 18zöllige Bäume wäre  $m = 6\frac{2}{3}$ .)

Mit 5 Sägblättern wäre die stündliche Erzeugung an Schnittfläche =  $5 \times 2 \times \frac{1}{120} \times 90 \times 60 = 450$ , dagegen mit 4 Blättern nur 360 Quadratfufs, während die verlangte Quantität 400 beträgt; nimmt man daher  $m = 4$  und bestimmt dafür  $s$  aus der Gleichung 5), so findet man  $s = \frac{1}{9}$  Zoll.

Gibt man den Zähnen des Getriebes und der Zahnstange eine Dicke von beziehungsweise  $\frac{3}{4}$  und 1 Zoll, und nimmt für den Spielraum  $\frac{1}{10}$  Zoll, setzt also  $d = \frac{3}{4}$ ,  $d' = 1$  und  $e = \frac{1}{10}$ ; setzt man ferner fest, daß für diesen Werth von  $s$  das Stofsrad immer um 2 Zähne vorgeschoben werden soll (wodurch 1 Zahn ein Vorschieben von  $\frac{1}{2}s = \frac{1}{18}$  Zoll gibt), so erhält man aus der Gleichung 8) für die Anzahl der Zähne der Getriebe, welche

in die Zahnstangen eingreifen,  $n' = \frac{N'}{18 \times 2.35} = \frac{N'}{42.3}$ ; setzt man da-

her  $n' = 7$ , so wird die Anzahl der Zähne im Stofs- oder Schiebrad  $N' = 296$ ; gibt man den Zähnen auf der äußern Peripherie einen Abstand von  $\frac{1}{2}$  Zoll, so muß dieses Rad einen äußern Durchmesser von 47.1 Zoll erhalten; der mechanische Halbmesser der Getriebe ist (Gl. 7)  $r' = 2.62$  Zoll.

Gibt man dem auf der Kurbelachse anzubringenden Schwungrade einen mittlern Halbmesser von  $R = 2$  Fufs und dem Radkranze eine radiale Breite von  $a' = R' - R'' = 3$  Zoll, wodurch wegen  $R' + R'' = 2R = 48$  Zoll sofort  $R' = 24 + 1\frac{1}{2} = 25\frac{1}{2}$  und  $R'' = 24 - 1\frac{1}{2} = 22\frac{1}{2}$  Zoll, so wie

die mittlere Geschwindigkeit (da dieses Rad per Secunde  $\frac{90}{60} = 1\frac{1}{2}$  Mal umläuft oder nach der Relation 10)  $u = 4 \times 3\cdot1416 \times 1\frac{1}{2} = 18\cdot85$  Fufs wird; so hat man aus der Gleichung 9), wegen  $N = 11$ ,  $m' = 90$ , und wenn man (§. 193, Anm.)  $k = 20$  setzt, für das Gewicht des Radkranzes  $G = 290$  Pfund, wofür man in runder Zahl 300 Pfund oder 3 Centner nehmen kann. Besteht der Radkranz, wie gewöhnlich, aus Gufseisen, so hat man aus der Relation 11):  $a'b = \frac{300}{2556 \times 2} = \cdot0587$  Quadratfufs, folglich, da  $a' = \frac{1}{4}$  Fufs, sofort  $b = 4 \times \cdot0587 = \cdot2348$  Fufs = 2\cdot82 Zoll.

**§. 567. Fortpflanzung der Bewegung durch Riemen.** Da wir die Übertragung der Bewegung vom Motor aus mittelst Riemen als zweckmäßiger als jene mittelst verzahnter Räder angegeben haben, so wollen wir zum Schlusse des Ganzen noch die nöthigen Bemerkungen hierüber mittheilen.

Ist  $AB$  (Fig. 304) die mit dem Motor in Verbindung stehende Riemenscheibe, von welcher aus die drehende Bewegung auf die Riemenscheibe  $ab$  durch einen über beide Scheiben gespannten Riemen  $aADBbd$  übertragen oder fortgepflanzt werden soll; so sind natürlich im Stande der Ruhe die Spannungen  $t$  und  $t'$  der beiden Riementheile  $aA$  und  $Bb$  einander gleich (und ihre Resultirende geht durch die Centriline  $cC$ ). Tritt jedoch die Bewegung der Scheibe  $AB$  in der durch den Pfeil ange deuteten Richtung ein, wobei von den genannten Riementheilen jener  $aA$  der führende und  $Bb$  der geführte genannt wird, so muß (weil sonst die Bewegung des Riemens und der Scheibe  $ab$  nicht möglich wäre) die Spannung des erstern gröfser als die des letztern, d. i.  $t > t'$  seyn. Da man nicht annehmen kann, dafs sich beim Beginne der Bewegung die Länge des Riemens ändert, so ist, wenn  $T$  die gemeinschaftliche Spannung der beiden Riementheile  $Aa$  und  $Bb$  im Stande der Ruhe bezeichnet (wobei  $T = t = t'$ ), sofort während der Bewegung, da die Spannung  $t'$  um eben so viel abnehmen muß als jene  $t$  zunimmt:

$$T - t' = t - T, \text{ also } T = \frac{t + t'}{2}.$$

Ist nun während der Bewegung  $t - t' = 2d$ , so ist, wegen  $t + t' = 2T$ , sofort  $t = T + d$  und  $t' = T - d$ ; wächst  $T$ , so nimmt (wie man sich leicht überzeugt)  $t'$  in einem gröfsern Verhältnifs zu als  $t$ , so dafs wenn dadurch  $t$  in  $\delta$  und  $t'$  in  $\delta'$  übergeht, sofort:

$$\frac{\delta}{\delta'} < \frac{t}{t'} \dots (a)$$

wird.

Umfasst der Riemen von der Seiltrommel  $AB$  einen Bogen  $ADB$ , dessen Winkel  $i$  ist, wodurch also, wenn der Halbmesser  $CA = r$ , der vom Riemen umfasste Bogen  $ADB = ri$ , oder wenn  $n$  die Anzahl der Grade dieses Bogens ausdrückt,  $i = \frac{2\pi}{360} n = \frac{n\pi}{180}$  wird; so ist nach der Formel 1) in §. 240, wegen  $P = t$  und  $Q = t'$ , sofort  $t = t' e^{fi}$ , wobei  $e = 2.7183$  und  $f$  der Reibungscoefficient zwischen dem Riemen und der Trommel ist. Soll also kein Gleiten Statt finden, so muss, wenn man Kürze halber  $e^{fi} = A$  setzt, die Spannung  $t$  noch etwas kleiner oder (als Grenze) höchstens gleich  $A t'$  seyn, indem für  $t > A t'$  ein Gleiten des Riemens auf der Trommel oder Scheibe  $AB$  eintritt; diesem kann durch Vergrößerung von  $f$  oder  $i$  (weil in beiden Fällen  $A$  zunimmt), keinesweges aber durch die der Riemenbreite abgeholfen werden; eben so könnte man der obigen Bemerkung zufolge (Relation  $\alpha$ ) dem Gleiten durch eine stärkere Spannung des Riemens vorbeugen (weil dadurch ebenfalls  $A t'$  gegen  $t$  zunimmt), allein diefs ist, sobald einmal die Spannung  $t = A t'$ , also  $T = \frac{t + t'}{2} = \frac{1}{2} t' (A + 1)$  erreicht ist, deshalb unzweckmäfsig, weil dadurch die Achsen einen übermäfsigen Druck erleiden und eine gröfsere Reibung entsteht.

Die Werthe des Reibungscoefficienten  $f$  sind nach der Tabelle auf S. 194 je nach der verschiedenen Beschaffenheit der Scheiben oder Trommeln .47, .54, .28, .38 und von Hanfseilen .50; es ist jedoch rathsam, um sicher zu seyn, dafs nicht gleich bei der geringsten Vermehrung des Widerstandes (wodurch  $t$  zu  $t'$  abnimmt) ein Gleiten eintritt, diese Zahlen um  $\frac{1}{10}$  zu vermindern. Die Erfahrung lehrt, dafs glatte polirte Riemenscheiben (wodurch mehr Berührungspuncte entstehen) besser als rauhe sind.

§. 568. Ist die vom Motor ausgehende, auf die Peripherie der Scheibe  $AD$  reducirte bewegende Kraft  $= P$ , so muss, da die Spannung  $t'$  der Kraft zu Hilfe kommt, und daher blofs der Widerstand  $t$  zu überwinden ist,  $P + t' = t$  seyn, und da nach Obigem auch  $t = A t'$  ist, so folgt  $t = P \frac{A}{A-1}$ ,  $t' = P \frac{1}{A-1}$  und  $T = P \frac{A+1}{2(A-1)}$ , oder auch  $t = T + \frac{1}{2} P$  und  $t' = T - \frac{1}{2} P$ .

Da man das Tragvermögen der ledernen Riemen zu 300 (bis 320) Pfund per Quadratzoll annehmen kann, so darf man die Spannung  $t$  nur durch diese Zahl dividiren, um den nöthigen Querschnitt und bei gegebener Dicke die Breite des Riemens zu finden.

**Anmerkung.** Nach den Erfahrungen des Pariser Maschinenbauers *Laborde* soll ein Riemen bei einer Geschwindigkeit von beiläufig 500 Fufs per Minute und einem Berührungsbogen von einer halben Kreisperipherie 3 Zoll breit seyn, wenn er eine Pferdekraft zu übertragen hat. Will man diese Bestimmung gelten lassen, so würde sich die Riemenbreite  $B$  in Zollen aus der Formel:

$$B = \frac{3 \times 500 N}{v}$$

berechnen lassen, wenn  $N$  die Anzahl der zu übertragenden Pferdekräfte und  $v$  die Geschwindigkeit des Riemens in Fussen per Minute ausgedrückt bezeichnen, und angenommen wird, daß der Riemen nur die halbe Scheibe umfaßt; dabei ist wahrscheinlich nur eine Dicke des Riemens von  $1\frac{1}{2}$  bis 2 Linien vorausgesetzt.

Man verwendet überhaupt zu solchen Treibriemen am besten lohgares Kuhlleder, welches von  $1\frac{1}{2}$  bis 3 Linien dick ist. In der Praxis gibt man den Riemen nicht leicht weniger als 2 und mehr als 9 Zoll zur Breite.

Außer dem Umstande, daß man zur Übertragung von bedeutenden Geschwindigkeiten, wozu die verzahnten Räder (deren Theilkreise keine Geschwindigkeit über 1200 Fufs per Minute erhalten sollten) nicht mehr zweckmäfsig erscheinen, gewährt die Anwendung der Riemen auch noch den Vortheil, daß diese beim Eintreten unvorhergesehener Widerstände nachgeben oder gleiten und so die einzelnen Maschinenbestandtheile vor dem Zerbrechen bewahren.

**Beispiel.** Es sey von der Scheibe  $AB$ , welche auf der Schwungradachse einer Dampfmaschine befestigt ist, eine Arbeit von 10 Pferdekäften auf eine kleinere Scheibe  $ab$  zu übertragen, dabei der Halbmesser  $r = 3$  Fufs, die Anzahl der Umdrehungen per Minute  $= 30$  und der vom Riemen umfaßte Bogen  $ADB = 200$  Grad; so ist die Umfangsgeschwindigkeit dieser Scheibe

$$\text{per Secunde } v = \frac{6 \times 3 \cdot 1416 \times 30}{60} = 9 \cdot 425 \text{ Fufs, folglich wegen } P v$$

$$= 10 \times 430 = 4300, \text{ die am Umfange der Scheibe nöthige bewegende}$$

$$\text{Kraft } P = \frac{4300}{v} = \frac{4300}{9 \cdot 425} = 456 \cdot 2, \text{ wofür wir die ganze Zahl oder } P$$

$$= 456 \text{ Pfund nehmen wollen.}$$

Setzt man den Reibungscoefficienten, wenn die Scheibe aus Gußeisen besteht, polirt und fettig ist, anstatt, wie ihn die Tabelle gibt (28), nach

$$\text{der obigen Bemerkung } = \cdot 2 (= f), \text{ so ist, wegen } i = \frac{200}{180} 3 \cdot 1416 = 3 \cdot 49$$

oder nahe genug 3 5, sofort  $f i = \cdot 7$ , und daher  $A = (2 \cdot 7183)^7 = 2 \cdot 0138$ , folglich nach den obigen Relationen in ganzen Zahlen  $T = 678$ ,  $t = 906$  und  $t' = 450$  Pfund.

Der Riemen muß daher einen Querschnitt von  $\frac{906}{300} = 3$  Quadratzoll, und wenn derselbe  $\frac{1}{4}$  Zoll dick ist, eine Breite von 12 Zoll erhalten.

Wäre die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  der Scheibe  $AB$  doppelt so groß, so würde, wie man sieht,  $P$  nur halb, und daher würden auch die Spannungen  $T$ ,  $t$  und  $t'$  nur halb so groß, mithin auch endlich der Riemen nur halb so breit ausfallen.

§. 569. **Die Kreis- oder Circularsäge.** Man wendet in der neuern Zeit mit vielem Vortheile die Circularsagen an, die aus einer 12 bis 30 Zoll im Durchmesser haltenden kreisrunden, an der Peripherie sägartig gezähnten,  $\frac{3}{4}$  bis 1 Linie starken stählernen Scheibe (Stahlplatte) bestehen, welche (zwischen zwei kreisrunde Backen geklemmt) auf einer horizontalen Achse, die zugleich eine kleine Riemenscheibe trägt, befestigt und durch ein mechanisches Triebwerk in eine schnell rotirende Bewegung gesetzt wird, so daß diese per Minute 700 bis 800 (manchmal auch über 1000) Mal umläuft. Die Achse erhält ihre Lager in einem festen (am besten gußeisernen) Tische, auf welchem das zu sägende Holz entweder ganz frei, oder an einer verstellbaren Führung anliegend, von dem Arbeiter bloß nach seinem Gefühle der Säge schneller oder langsamer entgegen geführt wird.

Da 30 Zoll schon so ziemlich die Grenze für die guten und brauchbaren Sägeblätter bilden, so kann man auch in der Regel keine stärkern Hölzer als von 12 bis 14 Zoll auf diesen Sägen schneiden.

Obschon es hier noch schwieriger als bei den oscillirenden Sägen ist, einen Mittelwerth für die Leistung anzugeben, so können wir dennoch anführen, daß nach unsern eigenen Beobachtungen der gewöhnliche Betrieb einer 12 bis 15 Zoll im Durchmesser haltenden, per Minute 750 bis 800 Mal umlaufenden Kreissäge im Durchschnitt 3 Pferdekräfte fordert, wenn 6 Zoll dicke nicht sehr trockene eichene Bohlen geschnitten werden, und daß (bei einer Länge der Bohlen von 9 Fufs) binnen 12 Arbeitsstunden dabei gegen 3000 Current- oder 1500 Quadratfufs Schnittfläche erzeugt werden, was per Stunde und Pferdekräft 42 Quadratfufs geben würde; allein, da durch das Auflegen und Wegnehmen des Holzes zum wenigsten  $\frac{1}{3}$  der Zeit verloren geht, so kann man die 1500 Fufs auf 8 Stunden ununterbrochene Arbeit rechnen, was dann per Stunde und Pferdekräft von 60 bis 65 Quadratfufs gibt. Für kurze Zeit läßt sich die Leistung allerdings noch bedeutend erhöhen, dann wird aber auch wenigstens momentan eine größere Betriebskräft in Anspruch genommen, und man kann bei einer 24-zölligen Kreissäge und einem 6 bis 10zölligen harten Pfosten durch zu starkes Andrücken sogar eine Dampfmaschine von 12 Pferdekräften aufhalten oder zum Stillstande bringen.

Die Umfangsgeschwindigkeiten der Kreissägen wechseln nach ihrer Größe und Umlaufzahl von 40 bis 100 Fufs per Secunde; 6zöllige eichene und

eschene Bohlen (Pfosten) werden je nach der Beschaffenheit der Säge mit  $1\frac{1}{2}$  bis 3 Zoll Geschwindigkeit per Secunde vorgeschoben.

Nach Scholl's (Führer des Maschinisten) Angabe lieferte eine Kreissäge von 26 Zoll Durchmesser bei 266 Umläufen per Minute (also bei einer Umfangsgeschwindigkeit von nur etwas über 30 Fuß) von  $8\frac{1}{2}$  Zoll hohem Eichenholz eine Schnittfläche von 128 Quadratfuß per Stunde, bei einem Aufwande von 3.55 Pferdekräften.

