Fünftes Capitel.

# Die Maſchinen zur Formgebung durch Verſchiebung von Maſſentheilchen.

**Das Fliessen fester Körper.** Die hier zu beſprechenden Maſchinen §. 208.
wirken in der Art, daß ſie die Maſſentheilchen der Arbeitsſtücke durch einen darauf ausgeübten Druck zu einer gewiſſen gegenſeitigen Verſchiebung zwingen, in deren Folge die beabſichtigte Form des Arbeitsſtückes entſteht. Dieſe Bearbeitung ſetzt daher ein Material von hinreichender Dehnbarkeit voraus, um eine ſolche Verſchiebung ſeiner Theilchen zu ermöglichen, und zwar kommen außer den eigentlich plaſtiſchen oder teigartigen Stoffen, wie feuchtem Thon, hauptſächlich die ſchmiedbaren Metalle in Betracht, d. h. diejenigen, welche im kalten oder erhitzten Zuſtande hinreichend weich und bildſam ſind, um unter einem genügend ſtarken Drucke ihre Form bleibend zu verändern, ohne dabei, wie die ſpröden Metalle, z. B. das Gußeiſen, in einzelne Bruchſtücke zu zerfallen. Hauptſächlich gehören hierher von den Metallen das Eiſen in ſeinen verſchiedenen Arten als Schweißeiſen, Flußeiſen und Stahl, ſodann Kupfer und deſſen verſchiedene Legirungen mit Blei, Zinn, Zink, Nickel, ebenſo wie die Edelmetalle Gold und Silber und deren Legirungen. Dagegen ſind die ſpröden Stoffe, wie Gußeiſen, Glas und alle Geſteinsarten wegen der mangelnden Dehnbarkeit nicht für eine derartige Bearbeitung geeignet, und ebenſo findet bei den Hölzern die Herſtellung beſtimmter Gebrauchsformen durch Materialverſchiebung nur untergeordnete Anwendung, wenn man von dem allerdings häufiger vorkommenden Biegen des durch Dämpfen erweichten Holzes abſieht.

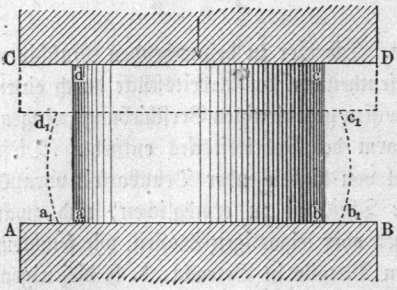
Es iſt von Kick[1]) durch ſehr ſchöne Verſuche nachgewieſen worden, daß auch ganz ſpröde Stoffe, wie z. B. Steinſalzkryſtalle und Marmor, ſich in gewiſſem Grade bildſam zeigen, wenn nur dafür geſorgt wird, daß der auf

[1]) Zeitſchr. d. Vereins deutſch. Ing. 1892, S. 919.

ſie ausgeübte hohe Druck allſeitig auf die geſammte Oberfläche des Verſuchsſtückes zur Wirkung gebracht wird, ſo daß der Zuſammenhang der Maſſentheilchen trotz der vorhandenen Sprödigkeit auch bei der durch den Druck hervorgerufenen Formänderung erhalten bleibt. Wenn danach auch die Vermuthung berechtigt erſcheint, daß alle, oder doch die meiſten der ſogenannten ſpröden Stoffe bei Anwendung eines genügend hohen Druckes und bei Erfüllung der angegebenen Bedingung ſich wie die dehnbaren Stoffe verhalten, ſo kommen doch hier nur die vorſtehend angeführten Materialien in Betracht, da nur für deren Verarbeitung entſprechende Maſchinen angewendet werden.

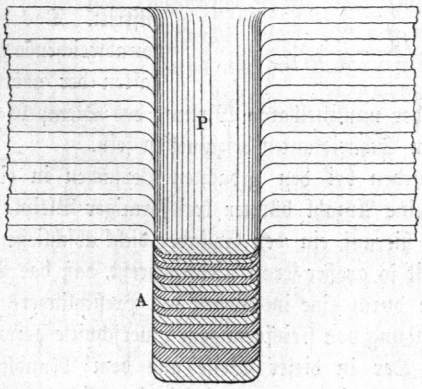
Das eigenthümliche, hierbei zur Geltung kommende Verhalten dehnbarer Stoffe läßt ſich am einfachſten durch einen Verſuch erkennen. Es ſei $abcd$, Fig. 838, ein regelmäßiger, etwa cylindriſcher Körper aus einer dehnbaren Maſſe, wie Blei, der mit der unteren Endfläche auf einer feſten Platte $AB$ ruht, und es werde durch die auf der oberen Fläche laſtende Platte $CD$ mittels einer Preſſe ein ſtarker Druck in der Axenrichtung des Cylinders auf dieſen ausgeübt, dann verändert ſich die urſprüngliche Form $abcd$ des Verſuchsſtückes in diejenige $a_1 b_1 c_1 d_1$, indem die axiale Höhe ſich verkürzt, während ſich die Dicke vergrößert. Da nach allen hierüber angeſtellten Ermittelungen die Dichtigkeit des Materials hierbei nicht oder doch nur ganz unmerklich vergrößert wird, ſo muß der räumliche Inhalt des Verſuchskörpers vor und nach dem Verſuche derſelbe geblieben ſein. Es geht hieraus zunächſt hervor, daß aus dem Inneren des Verſuchskörpers Maſſentheilchen nach außen herausgetreten ſind, und es mußte daher, um dies zu erreichen, der axial ausgeübte Druck im Inneren der Maſſe gewiſſe, dazu ſenkrechte, nach außen gerichtete Kräfte hervorgerufen haben, unter deren Einfluß jene Verſchiebung der Maſſentheilchen erfolgte. Aehnliche Erſcheinungen eines Verdrängens von Maſſentheilchen in Richtungen ſenkrecht zu den ausgeübten Drucken zeigen ſich auch in vielen anderen Fällen, ſo z. B. bei dem Lochen von Metallen, wovon in Cap. 2, §. 72 geſprochen wurde. Hierbei iſt die in dem ausgeſtoßenen Putzen enthaltene Maſſe geringer als die zur Ausfüllung des Loches erforderliche, und der fehlende Betrag iſt während des Lochens ſeitlich in das Arbeitsſtück hinein gedrängt worden. Wenn man den Lochſtempel in eine plaſtiſche Maſſe, etwa einen Bleiblock, einpreßt, der anſtatt auf einer Lochſcheibe auf einer maſſiven Unterlage ruht, ſo entſteht

Fig. 838.



in dem Blocke eine cylindriſche Vertiefung, indem das urſprünglich dieſe Höhlung ausfüllende Material nach der Seite hin, und zum Theil nach oben hin verdrängt wird. Ebenſo wird eine in einem Cylinder befindliche plaſtiſche Maſſe durch den Druck eines in dem Cylinder dichtſchließend niedergehenden Kolbens genöthigt, aus einer in dem Boden oder in der Wandfläche befindlichen Oeffnung in der Geſtalt eines zuſammenhängenden Stranges herauszuquellen, deſſen Querſchnitt mit demjenigen der Oeffnung übereinſtimmt. Dieſe Erſcheinungen zeigen, daß die gedachten bildſamen Materialien ſich in gewiſſem Grade ähnlich den Flüſſigkeiten verhalten, inſofern ſie einen in einer beſtimmten Richtung ausgeübten Druck nach allen Seiten hin fortpflanzen, weshalb Tresca, welcher dieſes Verhalten der Körper ausgedehnten Verſuchen unterworfen hat, die gedachte Erſcheinung als das Fließen feſter Körper bezeichnet. Tresca [1]) hat zuerſt den Grundſatz ausgeſprochen, daß eine auf eine dehnbare Maſſe ausgeübte Preſſung immer ein Abfließen der Maſſentheilchen zu erzeugen beſtrebt iſt, welches nach derjenigen Richtung hin erfolgt, nach welcher der ſich entgegenſetzende Widerſtand den kleinſten Werth hat. Dieſen gedachten Zuſtand des Abfließens herbeizuführen, iſt bei jedem Material ein beſtimmter, von der Beſchaffenheit des Stoffes abhängiger Druck erforderlich, welcher von Tresca als Pression de fluidité bezeichnet wird, was etwa als Fließungsdruck überſetzt werden mag.

Fig. 839.




Um von den Vorgängen im Inneren der einer Preſſung unterworfenen Maſſe ein ungefähres Bild zu erhalten, wurden bei den gedachten Verſuchen mehrere dünne Bleiplatten über einander zu einem Packete vereinigt und durch daſſelbe ein Lochſtempel $P$, Fig. 839, hindurchgedrückt. Das ausgepreßte Stück $A$ zeigte dabei eine ſehr ungleiche Dicke der aus den einzelnen Platten entſtandenen ſcheibchenförmigen Beſtandtheile, von denen nur das unterſte Scheibchen nahezu die Dicke der durchlochten Platte hatte, während nach oben hin die Dicke der Beſtandtheile ſtetig abnahm, wovon nur das oberſte, direct von dem Stempel getroffene Scheibchen eine Ausnahme machte. Dieſe Er-

[1]) Cours de Mécanique appliquée par Tresca, Paris 1876.

ſcheinung iſt vielleicht nach dem angeführten Grundſatze wie folgt zu erklären: Beim Beginne des Lochens iſt der Widerſtand, welcher ſich einer axialen Verſchiebung des cylindriſchen Kernes entgegenſetzt, am größten, während der ſeitliche Widerſtand nur unbedeutend iſt, weshalb die oberen Schichten vornehmlich verdünnt werden. In dem Maße aber, wie der Stempel tiefer in das Material eindringt, verkleinert ſich der axiale Widerſtand, in Folge wovon die ſeitliche Verdrängung des Materiales weniger ſtark auftritt. Das hiervon abweichende Verhalten der oberſten Schicht mag der unmittelbaren Wirkung des Stempels mit ſeinen ſcharfen Schneidkanten beizumeſſen ſein.

Fig. 840.

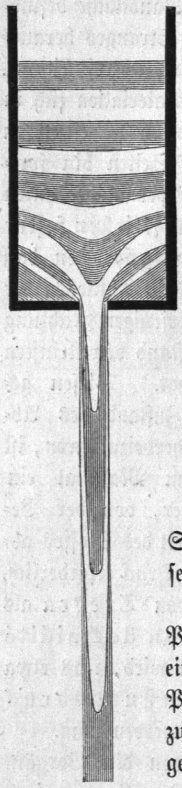
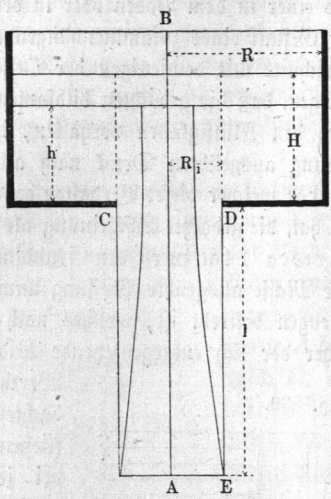


Fig. 841.




Ebenſo wurden bei den gedachten Verſuchen in einen Preßcylinder eine Anzahl dünner kreisförmiger Bleiplatten eingelegt und hierauf ein den Cylinder dicht abſchließender Preßkolben mit ſo großer Kraft niedergepreßt, daß das Blei zum Austritte durch eine im Boden des Preßcylinders angebrachte Mündung von kreisförmigem Querſchnitte gezwungen wurde. Der in dieſer Weiſe aus dem Mundſtücke austretende Bleiſtrang, Fig. 840 [1]), ließ dann durch ſein innerliches Gefüge erkennen, in welcher Weiſe ſich jede einzelne der gepreßten Bleiſcheiben an der Bildung des austretenden Körpers betheiligt hatte, und auf Grund zahlreicher Verſuche dieſer Art gelang es Tresca, den gedachten Vorgang auch durch eine Rechnung zu verfolgen, von welcher hier die Grundzüge angeführt ſein mögen.

Bezeichnet $R$ den Halbmeſſer des Cylinders, Fig. 841, und $R_1$ denjenigen der im Boden angebrachten kreisförmigen Mündung, durch die das im Cylinder befindliche Material in einer Länge $l$ ausgepreßt wird, ſobald der

[1]) Fig. 840 iſt dem Werke von Kick, Das Geſetz der proportionalen Widerſtände, entnommen.

Preßkolben ſich von der urſprünglichen Höhe $H$ des Bleiblockes bis zu derjenigen $h$ verſchoben hat, und entſpricht einer weiteren Verſchiebung des Preßkolbens um die unendlich kleine Größe $\partial h$ eine Verlängerung des ausgetretenen Körpers um $\partial l$, ſo hat man, da das Material in ſich nicht zuſammendrückbar iſt, die Gleichung:

$$\pi R^2 \partial h = \pi R_1^2 \partial l$$

oder

$$R^2 \partial h = R_1^2 \partial l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

Durch Integration zwiſchen den Grenzen $H$ und $h$ erhält man hieraus die Länge des bis zu dem betrachteten Augenblicke ausgetretenen Stranges aus

$$R^2 (H - h) = R_1^2 l$$

zu

$$l = \left(\frac{R}{R_1}\right)^2 (H - h) = n^2 (H - h) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

wenn $\frac{R}{R_1} = n$ geſetzt wird.

Bezeichnet man der Kürze wegen die über der Mündung in dem Preßgefäße enthaltene cylindriſche Maſſe vom Halbmeſſer $R_1$ als Kern, und die dieſen Kern umgebende Maſſe als den Mantel, ſo muß bei einer Verſchiebung des Kolbens um die Größe $\partial h$ die Maſſe $\pi (R^2 - R_1^2) \partial h$, um welche hierdurch der Mantel verkleinert wird, gleichmäßig nach innen treten und dabei den Kern überall ringsum ſo weit zuſammendrücken, bis dadurch das Volumen des Kernes um genau denſelben Betrag $\pi (R^2 - R_1^2) \partial h$ verkleinert worden iſt, was wiederum nur möglich iſt, wenn eine gleich große Materialmenge durch das Mundſtück zum Ausfluß gelangt. Macht man nun die wegen der ſymmetriſchen Anordnung zuläſſig erſcheinende Annahme, daß der Kern in Folge der ringsum gleichmäßigen Preſſung auch eine gleichmäßige Zuſammendrückung erleide, alſo die cylindriſche Form behalte, ſo ergiebt ſich die Verkleinerung des Halbmeſſers um $\partial R_1$ aus der Beziehung:

$$\pi (R^2 - R_1^2) \partial h = 2 \pi R_1 h . \partial R_1,$$

woraus

$$\frac{\partial h}{h} = \frac{2 R_1}{R^2 - R_1^2} \partial R_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

folgt.

Man wird nun ferner annehmen dürfen, daß der mit dieſer Zuſammendrückung verbundene Abfluß von Maſſe aus der Mündung ebenfalls gleichmäßig in dem ganzen Querſchnitte der letzteren erfolgt, ſo daß alſo irgend ein in der Maſſe befindlicher, zur Axe concentriſcher Cylinder von dem beliebigen Halbmeſſer $r$ ſich in dem Verhältniſſe ſeines Querſchnittes $\pi r^2$ zum Querſchnitte $\pi R_1^2$ der ganzen Ausflußmündung an der Hergabe des

ausfließenden Materiales betheiligt, und daher auch in dieſem Verhältniſſe eine Verringerung ſeines Volumens erfährt. Bedeutet daher $\partial r$ die Verkleinerung des Halbmeſſers $r$ in der Zeit, während der ſich der Halbmeſſer $R_1$ um $\partial R_1$ verringert, ſo hat man

$$\frac{\partial(\pi r^2)}{\pi r^2} = \frac{\partial(\pi R_1^2)}{\pi R_1^2},$$

woraus

$$\frac{\partial r}{r} = \frac{\partial R_1}{R_1} \quad \ldots\ldots\ldots 4)$$

folgt. Aus 3) und 4) ergiebt ſich:

$$\frac{\partial h}{h} = \frac{2R_1^2}{R^2 - R_1^2}\,\frac{\partial r}{r}.$$

Verſteht man nun allgemein unter $r$ denjenigen Halbmeſſer, bis zu welchem der urſprüngliche Halbmeſſer $R_1$ des Kernes ſich in dem Augenblicke verringert hat, in welchem die urſprüngliche Höhe $H$ bis auf den Werth $h$ zuſammengedrückt worden iſt, und integrirt demgemäß zwiſchen den Grenzen $r$ und $R_1$ für $r$, ſowie $H$ und $h$ für $h$, ſo erhält man

$$log\,\frac{h}{H} = \frac{2R_1^2}{R^2 - R_1^2}\,log\,\frac{r}{R_1},$$

alſo

$$\frac{r}{R_1} = \left(\frac{h}{H}\right)^{\frac{R^2 - R_1^2}{2R_1^2}},$$

oder, wenn für $h$ der Werth aus 2) eingeführt wird:

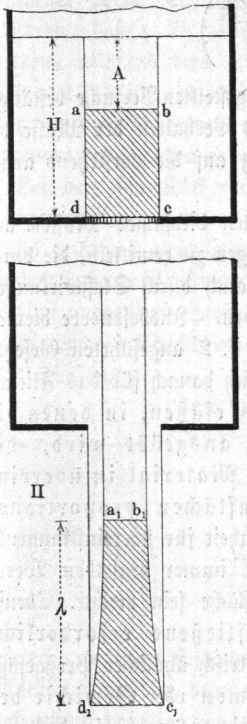
$$\left(\frac{r}{R_1}\right)^{\frac{2R_1^2}{R^2 - R_1^2}} = \frac{R^2 H - R_1^2 l}{R^2 H} \quad \ldots\ldots 5)$$

Wenn in dieſer Gleichung $l$ als die ſenkrechte Ordinate von dem Anfangspunkte $A$ aus und $r$ als die wagerechte Abſciſſe zur Axe $AB$ angeſehen wird, ſo ſtellt der Ausdruck 5) die Gleichung der Meridianlinie desjenigen Umdrehungskörpers vor, in welchen das Material des Kernes ſich bei dem Austritte aus der Mündung $CD$ verwandelt hat.

Der Charakter dieſer Curve hängt weſentlich von der Größe des Exponenten $\frac{2R_1^2}{R^2 - R_1^2}$, alſo von dem Verhältniſſe $\frac{R^2}{R_1^2}$ der Querſchnitte des Cylinders und der Mündung ab. Für $R^2 = 3R_1^2$ wird jener Exponent gleich Eins, und man erhält daher als die gedachte Meridianlinie eine Gerade, welche durch $E$ geht und die Axe $AB$ in einer Höhe über $A$ ſchneidet, die ſich aus $0 = R^2 H - R_1^2 l$ zu $l = \frac{R^2}{R_1^2} H = 3H$ ergiebt, d. h. gleich derjenigen Länge, die der Strang annimmt, wenn die ganze in

dem Preßcylinder enthaltene Maſſe durch das Mundſtück hindurch getreten iſt. Dagegen wird für $R^2 = 2R_1^2$ der Exponent gleich 2, ſo daß die Gleichung 5) eine Parabel zur Axe $AB$ vorſtellt, deren Scheitel um die Höhe $2H$ über dem Punkte $A$ gelegen iſt, d. h. alſo ebenfalls um eine Höhe gleich der Länge des aus der ganzen in dem Cylinder enthaltenen Maſſe gebildeten Stranges. Dieſe Eigenſchaft gilt allgemein für alle durch 5) dargeſtellte Curven, denn es iſt für dieſelben ausnahmslos $r = 0$, wenn $l = \frac{R^2}{R_1^2} H$ iſt. Für Werthe des Exponenten zwiſchen 1 und 0, d. h. wenn $R^2 > 3R_1^2$ iſt, zeigt die durch Gleichung 5) dargeſtellte Curve einen hyperboliſchen Verlauf.

Fig. 842, I u. II.




Die gefundene Gleichung 5) giebt daher Aufſchluß über die Formänderung, welche irgend ein in der Maſſe gedachter, zur Axe des Gefäßes concentriſcher Cylinder erfährt, wenn die Maſſe durch die Mündung hindurchgepreßt wird. Durch zahlreiche Verſuche hat Tresca die Uebereinſtimmung der hier angeſtellten Rechnung gezeigt, woraus die Zuläſſigkeit der dabei gemachten Annahmen gefolgert werden darf.

Man kann die gefundene Gleichung auch dazu benutzen, zu unterſuchen, welche Formänderungen die wagerechten Schichten bei dem Auspreſſen der Maſſe erfahren. Denkt man ſich zu dem Ende, die horizontale Schicht $ab$ des Kernes, Fig. 842 I, ſei in dem ausgetretenen Strange bis zu der Ebene $a_1 b_1$, Fig. 842 II, vorgedrungen, ſo hat man den räumlichen Inhalt des Cylinders $abcd$ gleich demjenigen des inneren Strangtheiles $a_1 b_1 c_1 d_1$ zu ſetzen, welcher aus dem ausgefloſſenen Kernſtücke gebildet worden iſt. Man hat daher mit Rückſicht auf 5):

$$\pi R_1^2 (H - A) = \int_0^\lambda \pi r^2 \, \partial l = \int_0^\lambda \pi R_1^2 \left( \frac{R^2 H - R_1^2 l}{R^2 H} \right)^{\frac{R^2 - R_1^2}{R_1^2}} \partial l,$$

woraus

$$H - A = \int_0^\lambda \left( 1 - \frac{R_1^2 l}{R^2 H} \right)^{\frac{R^2}{R_1^2} - 1} \partial l = -H \left[ \left( 1 - \frac{R_1^2 \lambda}{R^2 H} \right)^{\frac{R^2}{R_1^2}} - 1 \right]$$

folgt, ſo daß man

$$A = H\left(1 - \frac{R_1^2 \lambda}{R^2 H}\right)^{\frac{R^2}{R_1^2}},$$

und daraus

$$\lambda = \frac{R^2}{R_1^2} H\left(1 - \left(\frac{A}{H}\right)^{\frac{R_1^2}{R^2}}\right)$$

erhält. Auch dieſe Gleichung wurde durch die angeſtellten Verſuche beſtätigt, in Betreff deren, ſowie auch in Bezug auf das Verhalten der Maſſe bei dem Auspreſſen durch eine ſeitliche Ausmündung auf die vorſtehend angezeigte Quelle verwieſen werden muß.

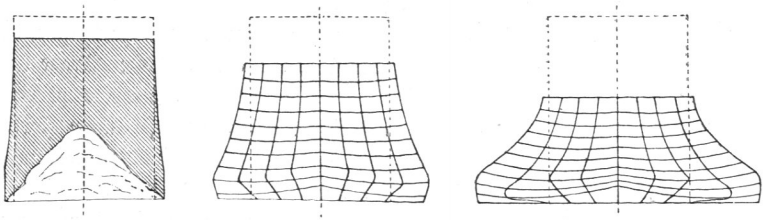
Die zahlreichen, von Kick über das Verhalten bildſamer Maſſen angeſtellten Verſuche dienten dazu, die Formänderungen zu ermitteln, die durch ruhenden Druck vermittelſt Preſſen ſowohl, wie auch durch Stoßwirkungen vermittelſt fallender Gewichte hervorgebracht werden. Insbeſondere dienten dieſe Verſuche zur Begründung des in Cap. 1, §. 2 angeführten Geſetzes der proportionalen Widerſtände, und es ergab ſich danach für das Fließen feſter Körper, daß bei geometriſch ähnlichen Gefäßen, in denen die Preſſung in übereinſtimmender Weiſe ausgeübt wird, die Preſſungen auf den Kolben bei demſelben Material in übereinſtimmenden Stellungen mit den Kolbenflächen proportional waren, ſo daß alſo die Preſſung auf die Flächeneinheit für übereinſtimmende Kolbenſtellungen bei einem beſtimmten Material immer denſelben Werth hatte, unabhängig davon, wie groß die Kolbenfläche ſein mochte. Ebenſo ergab ſich, daß die zur Erzielung eines Ausfließens erforderliche mechaniſche Arbeit unter Vorausſetzung geometriſch ähnlicher Preßgefäße und übereinſtimmender Wirkung mit dem Volumen oder Gewichte der zum Ausfluſſe gebrachten Maſſe proportional war, ſo daß ſich hierbei ein Verhalten zeigte, welches mit dem bei der Zerkleinerung feſter Körper und bei dem Abſcheren von Metallen auftretenden und in den früheren Capiteln beſprochenen übereinſtimmt. Man kann daher, ebenſo wie dort, auch hier von dem angeführten Geſetze der proportionalen Widerſtände Gebrauch machen, um aus Verſuchen an kleineren Probekörpern auf die Größe der erforderlichen Preſſungen und mechaniſchen Arbeiten für beſtimmte vorliegende Aufgaben zu ſchließen.

Nach den angeſtellten Verſuchen erfolgen die Formänderungen bei allen aus bildſamen Maſſen beſtehenden Körpern in überraſchend gleichartiger Weiſe, wenn auch natürlich die Größe der erforderlichen Preſſungen und mechaniſchen Arbeiten für verſchiedene Stoffe ſehr verſchieden iſt. Dagegen ſtehen die Widerſtände bei verſchiedenen Materialien, auch wenn die Verſuchskörper congruent ſind, nicht in einem beſtimmten Verhältniſſe zu ein-

ander, wie dasselbe für Formänderungen innerhalb der Elasticitätsgrenze durch die Elasticitätsmoduln gegeben ist. Den Grund dieser abweichenden Erscheinung hat man darin zu erkennen, daß die gleichen Formänderungen bei verschiedenen Materialien die Beschaffenheit der letzteren in sehr verschiedener Weise beeinflussen, in welcher Beziehung es genügt, daran zu erinnern, daß z. B. Kupfer und Eisen durch Hämmern hart geschlagen werden, während dies für Blei nicht zutrifft. Aus diesen Gründen wird man aus den für ein bestimmtes Material gefundenen Zahlenwerthen nicht auch auf die für ein anderes gültigen schließen dürfen, ohne die besondere Eigenart des letzteren gehörig zu berücksichtigen.

Bei den von Kick angestellten Schlagproben zeigten die untersuchten Körper im allgemeinen Formänderungen, die mit den durch ruhenden Druck erzeugten gleichartig waren. So nahm beispielsweise ein auf einem Amboß ruhender Cylinder in Folge des durch einen niederfallenden Hammer auf ihn ausgeübten Stoßes dieselbe tonnenförmige Gestalt an, wie sie auch durch ruhenden Druck hervorgebracht wird, Fig. 838. Dagegen stellt sich immer

Fig. 843. Fig. 844. Fig. 845.

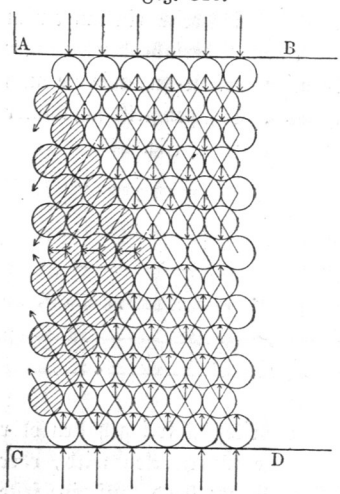


nur eine einseitige Stauchung ein, wenn das Arbeitsstück frei gehalten oder aufgehängt nur an dem einen Ende einem Stoße unterworfen wird, oder auch, wenn dasselbe, von einer bestimmten Höhe herabfallend, auf eine feste Platte aufschlägt. In Fig. 843 bis 845 sind die Formen angegeben, welche kleine Cylinder aus Porcellanmasse bei dem Niederfallen von verschiedenen Höhen annahmen. Aus Fig. 843, welche einem Cylinder von etwas spröder Masse und einer Fallhöhe von 8 m entspricht, erkennt man die Bildung einer Kegelfläche, deren Basis die aufschlagende Grundfläche ist, und über welche hin sich die umgebende Masse verschiebt. Die Entstehung solcher Rutschungskegel ist auch aus Fig. 844 und 845 zu erkennen, welche Cylindern aus viel weicherer Masse zugehören, in denen durch Färbung eine Schichtenbildung nach zwei zu einander senkrechten Richtungen kenntlich gemacht war, um über die Verschiebungen im Inneren der Masse Aufschluß zu geben. Zur Verdeutlichung des Vorganges mag die von Kick[1]) darüber gegebene

[1]) Dingl. polyt. Journ., Bd. 224.

Erklärung angeführt werden. Denkt man ſich die einzelnen Molecüle der Maſſe durch die kleinen Kreiſe in Fig. 846 dargeſtellt, und nimmt man eine gleichmäßige Vertheilung des von der Preßplatte $AB$ ausgeübten Druckes auf die Maſſentheilchen der oberſten Schicht an, ſo daß auf jedes dieſer Theilchen ein ſenkrecht abwärts gerichteter Druck entfallen möge, ſo erkennt man, wie dieſer Druck ſich auf die darunter befindlichen Theilchen central überträgt, und wie je zwei ſolcher Seitenkräfte ſich bei den in dem mittleren Raume befindlichen Theilchen immer wieder zu einer ſenkrechten Mittelkraft vereinigen, während die am äußeren Umfange gelegenen Theile nur einer einſeitigen, ſchräg nach außen wirkenden Kraft unterworfen ſind. In derſelben Art hat man auch die Einwirkung der feſten Bodenplatte $CD$ aufzufaſſen, weil dieſelbe mit einer dem auf $AB$ ausgeübten Drucke gleichen und entgegengeſetzten Kraft zurückwirkt. Aus dieſer Betrachtung ergiebt ſich die Entſtehung der Rutſchkegel, über deren Flächen die Maſſentheilchen hinwegfließen.

Fig. 846.




Durch Verſuche hat man auch die für die Technik wichtige Frage zu beantworten verſucht, in welchem Verhältniſſe die zu einer beſtimmten Formänderung eines beſtimmten Körpers erforderlichen mechaniſchen Arbeiten in den beiden Fällen zu einander ſtehen, in welchen man dieſe Formänderung durch einen ruhenden Druck oder durch einen plötzlichen Stoß bewirkt. So hat z. B. Haswell[1]) Beſſemerſtahlaxen zuerſt durch Druck gebogen und darauf durch Stöße unter einem Fallwerke wieder gerade gerichtet, wobei ſich herausſtellte, daß die aufzuwendende Stoßarbeit zwiſchen fünf- und achtmal ſo groß war, wie die vorher zur Biegung nöthig geweſene Druckarbeit. Die in dieſer Hinſicht von Kick mit kleinen kupfernen Probecylindern angeſtellten Verſuche ergaben zwar ein günſtigeres Verhältniß, indem die Stoßarbeit nur etwa doppelt ſo groß war, wie die zu demſelben Erfolge aufzuwendende Druckarbeit, doch geht auch aus dieſen Verſuchen unzweideutig hervor, daß die für eine beſtimmte Formänderung in Folge von Stößen aufzuwendende Arbeit immer erheblich größer iſt, als die zu demſelben Erfolge nöthige Druckarbeit. Es iſt hierbei auch ins-

[1]) Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 216, S. 377.

beſondere zu berückſichtigen, daß bei der Ausübung von Stößen immer ein erheblicher Theil der aufgewendeten mechaniſchen Arbeit in Form von Bewegung dem Amboſſe oder der Unterlage mitgetheilt wird, und daher für den Zweck der Formänderung verloren iſt. Dem gegenüber ſind die ſchädlichen Widerſtände, welche in den Preſſen und den ſonſtigen zur Erzielung des erforderlichen Druckes dienenden Maſchinen auftreten, im allgemeinen weniger erheblich, als die Arbeitsverluſte bei Stoßwirkungen. Da ſich übrigens verſchiedene Materialien ſehr ungleich gegen Druck und Stoß verhalten, ſo iſt es nicht möglich, eine allgemein gültige Beziehung zwiſchen den in beiden Fällen erforderlichen Arbeitsbeträgen anzugeben, um ſo weniger, als die zu einer beſtimmten Stoßwirkung aufzuwendende mechaniſche Arbeit weſentlich auch von der Heftigkeit der einzelnen Stöße abhängt. Die Verſuche ergeben nämlich, daß die zu einer beſtimmten Formänderung erforderliche mechaniſche Arbeit bei der Anwendung ſehr vieler leichter Schläge viel größer iſt, als wenn man denſelben Erfolg durch einige wenige ſchwere Schläge erzielt. Man kann ſich dieſe Erſcheinung ſo erklären, daß bei jedem Stoße zunächſt ein gewiſſer Theil der verfügbaren Arbeit zur Ueberwindung von Widerſtänden innerhalb der Elaſticitätsgrenze verbraucht wird, womit eine bleibende Formänderung noch nicht verbunden iſt, ſo daß alſo der hiermit verbundene Arbeitsverluſt bei vielen Schlägen wiederholt auftritt.

Aus den vorſtehenden Bemerkungen ergiebt ſich nunmehr, daß die hier zu beſprechenden Maſchinen ihren Zweck einer Formgebung durch Verſchiebung von Maſſentheilchen dadurch erzielen laſſen, daß in ihnen eine beſtimmte Menge des bildſamen Stoffes durch Druck oder Stoß einer gewiſſen Preſſung ausgeſetzt wird, wobei die Einrichtung ſo zu treffen iſt, daß die hierdurch veranlaßte Verſchiebung der Maſſentheilchen nur in einer ſolchen Art vor ſich gehen kann, wie ſie zur Erzeugung der beabſichtigten Form nöthig iſt. Man wird daher dieſe Maſchinen zunächſt danach unterſcheiden können, ob der beſagte Zweck durch Stoßwirkungen oder durch einen ruhenden Druck erzielt wird. Zu der erſteren Claſſe gehören alle Hämmer, ſowie die durch Stoß wirkenden Prägwerke und Stanzen, während den drückend wirkenden Maſchinen die verſchiedenen Arten von Preſſen, ebenſo wie die Walzwerke und Drahtzüge zugerechnet werden müſſen. Auch die Maſchinen zum Biegen gewiſſer Gegenſtände, wie Röhren, Bleche u. ſ. w., gehören hierher, desgleichen auch die Drehbank, ſofern ſie zum Metalldrücken gebraucht wird.

In Bezug auf die zweite Forderung, welche ſich auf die Einrichtung zur Erzielung einer ganz beſtimmten Form bezieht, arbeiten die hier in Betracht kommenden Maſchinen mit Hülfe von formgebenden Werkzeugen, welche, wie Stempel, Geſenke, Matrizen u. dgl. m., die Umhüllungsform der zu

erzeugenden Körper an ſich tragen, ſo daß die letzteren entſtehen müſſen, wenn die Maſſe gezwungen wird, ſich überall an jene Formen anzulegen. In einzelnen Fällen ſind dieſe Formen in ſich geſchloſſene, z. B. bei dem Prägen der Münzen und bei dem Schmieden in Geſenken; hierbei kommt die Maſſe nach dem Einpreſſen zur Ruhe. In anderen Maſchinen dagegen iſt die Maſſe einer ſtetigen Bewegung durch die formgebenden Werkzeuge hindurch ausgeſetzt, wie dies z. B. bei den Walzwerken und Drahtzügen, ſowie bei den Preſſen zur Herſtellung von Röhren der Fall iſt. Es handelt ſich hierbei meiſt um die Erzeugung von cylindriſchen oder prismatiſchen Gegenſtänden, die dadurch entſtehen, daß man die Maſſe durch einen Durchgangscanal von dem geeigneten Querſchnitte hindurchpreßt, ſei es nun, daß dieſer Canal in einem feſten Mundſtücke enthalten iſt, wie bei den Drahtzügen und Röhrenpreſſen, oder daß er bei den Walzwerken durch die Umfänge der geeignet geformten Walzen gebildet wird. Bei der Herſtellung der Schmiedeſtücke bildet die Bahn des Hammers das formgebende Werkzeug, welches das Arbeitsſtück immer nur in einer verhältnißmäßig kleinen Fläche berührt, ſo daß der zu fertigende Gegenſtand nur durch ſtetes Wenden und Verſetzen des Arbeitsſtückes unter den wiederholten Schlägen des Hammers entſtehen kann. Bei dem Metalldrücken muß der Drückſtahl als das formgebende Werkzeug angeſehen werden, welches an dem ſich unabläſſig drehenden Arbeitsſtücke in einer ähnlichen Art entlang geführt werden muß, wie es bei einem Drehmeißel nöthig wäre, der dieſelbe Form durch Abdrehen des Arbeitsſtückes erzeugen ſollte.

§. 209. **Hämmer.** Die Hämmer dienen zum Schmieden und Ausrecken der Metalle, insbeſondere des Eiſens in derſelben Art, wie die gewöhnlichen kleinen Handhämmer bei dem freihändigen Schmieden; indem eine Maſſe von dem Gewichte $G$ auf eine beſtimmte Höhe $h$ ſenkrecht erhoben wird, von welcher ſie auf das durch den feſten Amboß unterſtützte Arbeitsſtück herabfällt, um vermöge der in dem Hammer enthaltenen lebendigen Kraft einen Stoß auszuüben, der die Maſſentheilchen des Arbeitsſtückes in der beabſichtigten Art verſchiebt. Alle Hämmer, ſo verſchieden ſie auch in ihrer Einrichtung und Betriebsart ſein mögen, ſtimmen hiernach darin überein, daß das Hammergewicht durch die treibende Kraft auf eine beſtimmte Höhe gehoben wird, um von dieſer wieder herabzufallen; der Unterſchied der verſchiedenen Hämmer beſteht insbeſondere in der Art und Weiſe, wie jene Erhebung vorgenommen wird. Bei den älteſten Hämmern wurde in Nachahmung des gewöhnlichen Handwerkzeuges der Hammer an einem Hebel angebracht, der von einer Waſſerradwelle mittels Daumen um eine wagerechte Axe in Schwingungen verſetzt wurde, ſo daß der Hammer ſich in ſenkrechter Ebene in einer bogenförmigen Bahn auf und nieder bewegte.

Dieſe Einrichtung leidet an erheblichen Mängeln, denn abgeſehen davon, daß hierbei wegen jener kreisförmigen Bewegung die untere Fläche oder Bahn des Hammers nur in einer einzigen Stellung genau parallel mit der Oberfläche oder Bahn des Amboſſes iſt, ſind bei dieſen Hämmern alle einzelnen Schläge von derſelben Heftigkeit oder Stärke, weil ſowohl das Fallgewicht wie auch die Fallhöhe unveränderlich iſt. Wenn dieſer Nachtheil auch weniger Bedeutung in den Fällen haben mochte, in denen man urſprünglich dieſe Hämmer vorzugsweiſe anwendete, nämlich zum Ausrecken von prismatiſchen Stücken, die wegen des überall gleichen Querſchnittes auch Schläge von unveränderlicher Stärke bedürfen, ſo ſind dieſe Hämmer doch wenig brauchbar für die Bearbeitung von unregelmäßigeren Schmiedeſtücken, die je nach der Größe der vom Hammer getroffenen Fläche bald ſtärkere, bald ſchwächere Schläge erhalten müſſen. Aus dieſem Grunde führt man Hämmer aus, deren Hubhöhe man innerhalb gewiſſer Grenzen leicht verändern kann. Da dieſe Hämmer immer in einer geraden Linie ſenkrecht erhoben werden, ſo bleibt ihre Bahn ſtets parallel mit derjenigen des Amboſſes, weshalb man ſie auch als *Parallelhämmer* bezeichnen kann.

Die genannten *Hebelhämmer* werden, wie bemerkt, immer von einer ſtetig umlaufenden Axe, in der Regel unmittelbar von der Welle eines Waſſerrades mit Hülfe von Daumen in ähnlicher Art wie die in Cap. 1, §. 5 beſprochenen Stampfer bewegt. Dieſe Betriebsart war in der Zeit vor dem Bekanntwerden der Dampfmaſchinen die einzig mögliche, ſo daß man derartige Hämmer auch heute in der Regel nur noch unter ähnlichen Verhältniſſen anwendet, d. h. da, wo man auf die Waſſerkraft zum Betriebe angewieſen iſt; nur ſelten führt man jetzt noch Hebelhämmer aus, die durch eine von einer Dampfmaſchine umgedrehte Transmiſſionswelle betrieben werden. Auch diejenigen Parallelhämmer, welche nach Art der Stampfer durch eine Daumenwelle gehoben werden, finden nur ſelten Verwendung, weil der Daumenbetrieb die Möglichkeit ausſchließt, den Hub des Hammers und damit die Stärke des Schlages zu verändern. Um dies zu erreichen, hat man vielmehr die Hämmer vielfach als *Frictionshämmer* ausgeführt, derart, daß die treibende Axe den Hammer mittels Frictionsſcheiben an einer langen Schiene erfaßt und ſo lange ſenkrecht emporzieht, als man die Frictionsſcheiben gegen dieſe Schiene gepreßt hält. Indem man es hierbei in der Hand hat, die Frictionsſcheiben in jeder beliebigen Höhe des Hammers zurückzuziehen, kann man nach Belieben ſchwere und leichte Schläge geben; es iſt hierzu natürlich, wie überhaupt bei allem *Formſchmieden*, eine Steuerung aus freier Hand für den Hammer erforderlich, deſſen Gang nur dann ſelbſtthätig gemacht werden kann, wenn alle Schläge gleich ſtark ſein ſollen.

Man hat zum Bewegen des Hammers auch vielfach das Kurbelgetriebe angewendet, wobei aber aus den ſchon in Cap. 1, §. 11 angegebenen Gründen

die Kurbel mit dem Hammer immer durch ein hinreichend nachgiebiges Glied verbunden ſein muß, wozu man entweder eine ſtählerne Feder oder die in einem Cylinder eingeſchloſſene Luft in ähnlicher Art wie bei den in Cap. 1, §. 11 beſprochenen Luftſtampfern verwendet. Eine Ausnahme hiervon machen nur die ſogenannten Schmiedemaſchinen, bei denen der den Hammer vertretende Stempel von einer excentriſchen Scheibe mittels einer ſtarren Stange auf und nieder bewegt wird; hierbei iſt die Hubhöhe immer nur ſehr gering und bei der Arbeit iſt beſondere Aufmerkſamkeit auf die richtige Höhenlage der als Amboß dienenden Unterlage zu verwenden, damit Brüche vermieden werden. Beſondere Bedeutung haben die ſogenannten Dampfhämmer, bei denen der Hammer durch einen unmittelbar mit ihm verbundenen Dampfkolben gehoben wird, der in einem über dem Amboß aufgeſtellten Dampfcylinder ſpielt. Dieſe Hämmer gewähren neben dem Vortheil der Parallelbewegung die Möglichkeit, die Hubhöhe jeder Zeit nach Bedarf zu ändern, indem man dazu nur nöthig hat, den unter den Dampfkolben geführten Dampf aus dem Cylinder zu entlaſſen, um das Fallen herbeizuführen, welches man nach Erfordern auch noch durch Droſſeln des austretenden Dampfes reguliren kann. Anſtatt des Dampfes kann man auch gepreßte Luft zur Bewegung des Hammers verwenden, man hat auch von der Exploſion von Gasgemengen zur Hebung des Hammers in ähnlicher Art wie bei den atmoſphäriſchen Gaskraftmaſchinen Gebrauch gemacht.

Wenn ein Hammer von einem beſtimmten Gewichte $G$ durch irgend eins der vorgedachten Mittel auf eine gewiſſe Höhe $h$ erhoben worden iſt, ſo wird, wenn er von dieſer Höhe frei herabfällt, eine mechaniſche Arbeit ausgeübt, $A = Gh$, wenn von allen Nebenhinderniſſen abgeſehen wird, und wenn auf den Hammer keine andere als die Schwerkraft bei dem Fallen treibend wirkt. Die Zeit, welche der Hammer hierbei zum Fallen gebraucht, beſtimmt ſich nach den Fallgeſetzen, und es iſt danach erſichtlich, daß bei einer beſtimmten Hubhöhe $h$ die Anzahl der in einer Minute möglichen Schläge innerhalb gewiſſer Grenzen beſchränkt iſt. Man kann in dieſer Beziehung eine ähnliche Rechnung anſtellen, wie ſie in Cap. 1, §. 6 gelegentlich der Stampfer angeführt wurde. Wenn es daher darauf ankommt, den Hammer ſchneller ſchlagen zu laſſen, als hiernach möglich iſt, ſo erreicht man dieſen Zweck dadurch, daß man auf den Hammer während des Niederfallens außer der Schwere noch eine andere Kraft beſchleunigend wirken läßt, um dadurch die Fallzeit entſprechend abzukürzen. Demgemäß arbeiten die namentlich für das Ausſchmieden kleinerer Gegenſtände dienenden Schnellhämmer mit Oberdampf, d. h. man läßt auf die obere Kolbenſeite bei dem Niederfallen des Hammers ebenfalls den Dampf drücken, um nicht nur die Fallzeit abzukürzen, ſondern auch die Geſchwindigkeit und damit die mit jedem Schlage zur Wirkung kommende mechaniſche Arbeit zu

vergrößern. Bei den schwereren Hämmern dagegen, die in jeder Minute nur eine geringere Anzahl von Schlägen auszuüben haben, ist eine solche Beschleunigung durch Oberdampfwirkung nicht erforderlich, und wenn man davon dennoch Gebrauch macht, so geschieht es entweder, um die Wirksamkeit der Schläge zu vergrößern, oder um eine bessere Ausnutzung des Dampfes durch dessen stattfindende Expansion zu erreichen.

Bei den Daumenhämmern erzielt man eine größere Beschleunigung des niederfallenden Hammers durch die Wirkung einer abwärts auf den Hammer drückenden Feder (Reitel), die bei der Erhebung des Hammers zusammengepreßt wird, und die dabei aufgenommene mechanische Arbeit nachher wieder an den fallenden Hammer zurückgiebt. Auch hierdurch wird nicht nur die Möglichkeit eines schnelleren Schlagens geboten, sondern auch die Wirkung jedes Schlages vergrößert, wozu natürlich eine größere, von der Daumenwelle auszuübende mechanische Arbeit aufzuwenden ist, um außer der Erhebung des Hammers auch die Feder entsprechend zusammenzudrücken. Eine derartige Einrichtung wird in der Regel nur bei den leichteren als Schwanz- und Aufwerfhämmer gebildeten Hebelhämmern angebracht, während die schweren Stirnhämmer ohne Feder arbeiten.

Daß man bei den durch eine Kurbel bewegten Hämmern jede beliebige, nur etwa durch die Widerstandsfähigkeit der einzelnen Maschinentheile begrenzte Geschwindigkeit wählen kann, ergiebt sich daraus, daß hierbei der Hammer stetig, auch während des Niederfallens mit der treibenden Kurbel zwangläufig verbunden ist. Die bei diesen Hämmern zwischen Kurbel und Hammerbär eingeschaltete Feder, welche für diese Maschinen die Bezeichnung Federhämmer veranlaßt hat, ist, wie schon bemerkt worden, nur zur Sicherheit gegen Brüche eingeschaltet und in ihrer Wirkung nicht mit derjenigen des Reitels der Hebelhämmer zu verwechseln. Bei den angeführten Frictionshämmern wird eine Feder zur Beschleunigung des Niederfallens ebenfalls nicht angewendet, weil diese Hämmer in der Regel nicht mit schnell hinter einander folgenden Schlägen zu arbeiten haben und die genügende Stärke der einzelnen Schläge durch passend gewählte Fallhöhe und entsprechendes Hammergewicht erzielt werden kann.

Wie durch die beschleunigende Wirkung einer Prallfeder (Reitel) bei den Daumenhämmern und durch den Oberdampf bei den Dampfhämmern die Zeit eines Hammerspiels abgekürzt wird, zeigt die folgende Rechnung. Bei einer Fallhöhe $h$ des Hammers bestimmt sich die zum Fallen erforderliche Zeit, wenn lediglich die Beschleunigung $g$ der Schwere zur Wirkung kommt, zu $t = \sqrt{\frac{2h}{g}}$, und man erhält, wenn alle schädlichen Hindernisse unberücksichtigt gelassen werden, die Endgeschwindigkeit des Hammers bei dem Aufschlagen zu $c = \sqrt{2gh}$, so daß die durch einen Schlag des Hammers

vom Gewichte $G$ zur Wirkung kommende mechaniſche Arbeit ſich zu

$$A = Gh = G\frac{c^2}{2g}$$

beſtimmt. Wenn dagegen durch den Reitel oder den Oberdampf eine Beſchleunigung auf den Hammer wirkſam gemacht wird, deren durchſchnittlicher Werth $p$ ſein mag, ſo ermäßigt ſich die Fallzeit auf den Betrag $t_1 = \sqrt{\frac{2h}{g+p}}$, während die Geſchwindigkeit des aufſchlagenden Hammers auf den Werth $c_1 = \sqrt{2(g+p)h}$ erhöht wird, entſprechend einer mechaniſchen Arbeit:

$$A_1 = G\frac{c_1^2}{2g} = Gh\frac{g+p}{g} = A\left(1+\frac{p}{g}\right).$$

Es iſt außerdem auch noch bei den Daumenhämmern mit Prallfeder zu berückſichtigen, daß der von dem Daumen frei gegebene Hammer vermöge der ihm mitgetheilten Geſchwindigkeit $c$ ſich ohne die Prallfeder auf eine Höhe $\frac{c^2}{2g}$ frei erheben würde, wozu eine Zeit $\frac{c}{g}$ erforderlich wäre, während durch die Beſchleunigung $p$, welche der Federwirkung entſpricht, dieſe Steighöhe auf $\frac{c^2}{2(g+p)}$ und die dazu erforderliche Zeit auf $\frac{c}{g+p}$ ermäßigt wird.

Die in einem Hammer von dem Gewichte $G$ vermöge der beim Aufſchlagen vorhandenen Geſchwindigkeit $c$ enthaltene mechaniſche Arbeit $A = G\frac{c^2}{2g}$ wird nur theilweiſe zu der beabſichtigten Nutzarbeit einer Verſchiebung von Maſſentheilchen in dem Arbeitsſtücke verbraucht, indem ein gewiſſer Theil in Form von lebendiger Kraft in den ſtoßenden und geſtoßenen Maſſen verbleibt und zu Compreſſionen, Erſchütterungen und Schwingungen der Unterlage und des Erdbodens verwendet wird. Bezeichnet $m$ die ſtoßende und $m_1$ die geſtoßene, hier in Ruhe befindliche Maſſe, ſo erhält man die Geſchwindigkeit $v$, welche die Bahn des Hammers und Amboſſes zu Ende der erſten Periode des Stoßes angenommen haben, d. h. wenn dieſe Geſchwindigkeiten gleich groß geworden ſind, zu $v = \frac{mc}{m+m_1}$, ſo daß in den Maſſen zuſammen die lebendige Kraft:

$$A_1 = \frac{m^2}{m+m_1}\frac{c^2}{2} = \frac{m}{m+m_1}A$$

enthalten iſt, während der Betrag:

$$A_2 = A - A_1 = \frac{mm_1}{m+m_1}\frac{c^2}{2} = \frac{m_1}{m+m_1}A$$

zur Formänderung des Schmiedeſtückes verwendet worden iſt. Hieraus erkennt man, daß von der urſprünglich vorhandenen und in dem Hammer aufgeſpeicherten mechaniſchen Arbeit ein um ſo größerer Theil zum Schmieden nützlich verwendet wird, je größer die geſtoßene Maſſe $m_1$ iſt, und daß daher die durch den Erdboden aufzunehmenden Wirkungen in demſelben Maße kleiner werden. Man kann den Werth $\frac{A_2}{A} = \frac{m_1}{m + m_1}$ als den Wirkungsgrad des Hammers bezeichnen, und es ergiebt ſich hieraus, daß es für die gute Wirkung aller Hämmer vortheilhaft iſt, die geſtoßene Maſſe $m_1$ möglichſt groß zu machen.

Unter der geſtoßenen Maſſe $m_1$ hat man allgemein die auf die Stoßſtelle reducirte Maſſe, d. h. diejenige Maſſe zu verſtehen, welche, an der Stoßſtelle gedacht, vermöge der dieſer Stelle eigenen Geſchwindigkeit dieſelbe lebendige Kraft haben würde, wie ſie in allen Maſſentheilchen der geſtoßenen Körper zuſammen thatſächlich enthalten iſt. Man darf alſo nicht einfach die geſammte in den geſtoßenen Körpern enthaltene Maſſe für $m_1$ in jene Formeln einſetzen, weil dies vorausſetzen würde, daß auch alle dieſe Theile nach dem Stoße übereinſtimmend dieſelbe Geſchwindigkeit $v$ annehmen müßten; eine Vorausſetzung, die bei der geringen Dauer des Stoßes nicht zuläſſig erſcheint. Welche Geſchwindigkeiten die einzelnen Punkte der geſtoßenen Körper wirklich annehmen, und wie weit ſich die Wirkung des Stoßes insbeſondere auch in die Widerlager hinein erſtreckt, als welche man ſtreng genommen den ganzen Erdkörper anzunehmen hätte, das entzieht ſich jeder genaueren Beſtimmung. Man kann daher eine Beſtimmung der geſtoßenen Maſſe $m_1$ nur auf Grund einer gewiſſen Annahme vornehmen, und es möge in dieſer Beziehung die von Grashof[1]) gemachte Annahme zu Grunde gelegt werden, wonach ſich die Geſchwindigkeitsmittheilung in dem geſtoßenen Körper nur bis zu den Unterſtützungsſtellen erſtrecken ſoll, und wonach die Geſchwindigkeiten der einzelnen Punkte proportional mit denjenigen Verrückungen ſein ſollen, welche dieſe Punkte bei einer ruhigen Belaſtung durch eine äußere Kraft annehmen würden, die in Beziehung auf die Richtung und den Angriffspunkt mit dem durch den Stoß entwickelten Drucke gleichartig iſt. Es wird hierbei alſo die Nachgiebigkeit des Widerlagers gar nicht berückſichtigt, weswegen man annehmen muß, daß die Anſtrengung des geſtoßenen Körpers ſowie ſein Maximaldruck auf die Widerlager in Wirklichkeit kleiner ſein werden, als die Rechnung unter Zugrundelegung der beſagten Annahme ergiebt.

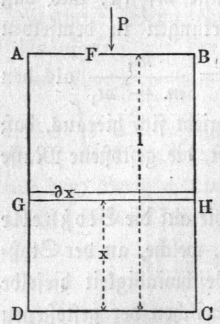
Um nun unter der gemachten Vorausſetzung die auf die Stoßſtelle

---

[1]) Die Preſſung des Erdbodens unter dem Amboß eines arbeitenden Dampfhammers von F. Grashof, Ztſchr. d. Ver. deutſch. Ing. 1866, S. 45.

reducirte Maſſe $m_1$ zu beſtimmen, ſei als geſtoßener Körper zunächſt ein ſolcher von prismatiſcher oder ſtabförmiger Geſtalt von dem Querſchnitte $F$ und der Höhe $l$ vorausgeſetzt. Bezeichnet $P$ die bei dem Stoße auf die obere Fläche $AB$, Fig. 847, ausgeübte Kraft, ſo beſtimmt ſich die Zuſammendrückung jedes Elementes von der Höhe $\partial x$, wie dasjenige $GH$ im Abſtande $x$ von der Grundfläche $CD$, zu $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}\,\partial x$, wenn unter $\sigma = \frac{P}{F}$ die in allen Querſchnitten gleiche ſpecifiſche Preſſung und unter $E$ der Elaſticitätsmodul des Materials verſtanden wird. Denkt man ſich daher die Grundfläche $CD$ der Annahme gemäß unverrückbar feſtgehalten, ſo erhält man die Verſchiebung des Querſchnittes $GH$ zu

Fig. 847.

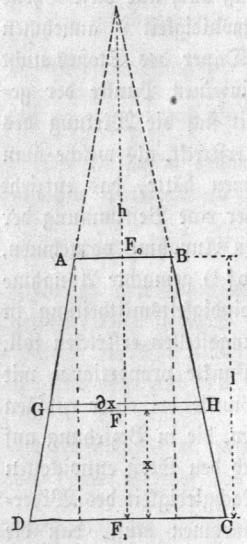



$$s = \int_0^x \frac{\sigma}{E}\,\partial x = \frac{\sigma}{E}\,x$$

und diejenige der Stoßfläche $AB$ zu

$$s_0 = \int_0^l \frac{\sigma}{E}\,\partial x = \frac{\sigma}{E}\,l.$$

Fig. 848.




Da die Geſchwindigkeiten der einzelnen Punkte dieſen Verſchiebungen proportional angenommen werden, ſo hat man zur Reduction des in dem Querſchnitte $GH$ enthaltenen Maſſenelementes $\frac{\gamma}{g}F\partial x$ auf die Stoßfläche, die Maſſe mit $\left(\frac{s}{s_0}\right)^2 = \left(\frac{x}{l}\right)^2$ zu multipliciren, worin $\gamma$ das ſpecifiſche Gewicht und $g$ die Beſchleunigung der Schwere bedeutet. Man erhält demgemäß die reducirte Maſſe zu

$$m_1 = \frac{\gamma}{g}\int_0^l F\partial x \cdot \frac{x^2}{l^2} = \frac{1}{3}\,\frac{\gamma}{g}\,Fl,$$

d. h. alſo gleich $\frac{1}{3}$ der ganzen in dem geſtoßenen Körper wirklich vorhandenen Maſſe.

Es möge die gleiche Rechnung noch einmal unter der Vorausſetzung durchgeführt werden, daß der geſtoßene Körper ſich nach der Grundfläche

hin kegel- oder pyramidenförmig verbreitere, Fig. 848, ſo daß die obere Fläche $F_0$, die untere $F_1$ iſt und diejenige in der beliebigen Höhe $x$ über $F_1$ ſich zu

$$F = F_0 \left(\frac{h-x}{h-l}\right)^2$$

berechnet. Bezeichnet man mit $\sigma_0 = \frac{P}{F_0}$ die ſpecifiſche Preſſung der Stoßfläche $AB$, ſo iſt daher diejenige von $F$ gleich

$$\sigma = \sigma_0 \left(\frac{h-l}{h-x}\right)^2,$$

daher die Zuſammendrückung eines Elementes von der Höhe $\partial x$ und dem Querſchnitte $F$ durch

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}\,\partial x = \frac{\sigma_0}{E}\left(\frac{h-l}{h-x}\right)^2 \partial x$$

gegeben. Man erhält demnach die Verſchiebung des Querſchnittes $GH$ zu

$$s = \frac{\sigma_0 (h-l)^2}{E} \int_0^x (h-x)^{-2}\,\partial x = \frac{\sigma_0 (h-l)^2}{E}\left(\frac{1}{h-x} - \frac{1}{h}\right)$$

$$= \frac{\sigma_0 (h-l)^2}{E}\,\frac{x}{h(h-x)},$$

und diejenige der Stoßfläche $AB$ zu

$$s_0 = \frac{\sigma_0 (h-l)^2}{E}\,\frac{l}{h(h-l)}.$$

Zur Reduction der in $GH$ enthaltenen Maſſe

$$\frac{\gamma}{g} F \partial x = \frac{\gamma}{g} F_0 \left(\frac{h-x}{h-l}\right)^2 \partial x$$

hat man dieſelbe daher wie vorher mit

$$\left(\frac{s}{s_0}\right)^2 = \frac{x^2}{l^2}\left(\frac{h-l}{h-x}\right)^2$$

zu multipliciren, ſo daß man die auf die Stoßfläche reducirte Maſſe des ganzen Körpers zu

$$m_1 = \frac{\gamma}{g} \int_0^l F \partial x\, \frac{x^2}{l^2}\left(\frac{h-l}{h-x}\right)^2 = \frac{\gamma}{g} F_0 \int_0^l \frac{x^2}{l^2}\,\partial x = \frac{1}{3}\,\frac{\gamma}{g} F_0 l$$

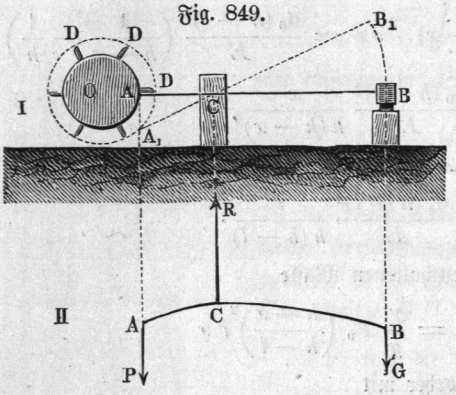
erhält. Dieſer Ausdruck ſtimmt mit dem für einen prismatiſchen Körper von dem Querſchnitte $F_0$ und der Höhe $l$ gefundenen überein, ſo daß alſo unter den hier gemachten Vorausſetzungen die Verbreiterung des Amboſſes nach unten hin eine Veränderung der reducirten Maſſe nicht zur Folge hat, und ſomit auf die beiden Werthe von $A_1$ und $A_2$

einen Einfluß nicht ausübt, der Vortheil vielmehr wesentlich nur in einer Vergrößerung der Stützfläche zu ſuchen iſt, womit eine Verkleinerung des auf dieſe Fläche entfallenden ſpecifiſchen Druckes verbunden iſt.

Hat man die reducirte Maſſe der geſtoßenen Körper wie vorſtehend ermittelt, ſo erhält man damit die Größe der lebendigen Kraft $A_1$, welche nach dem Stoße in den Maſſen zurückbleibt, und welche dazu verwendet wird, in dem Hammerbär, dem Amboß mit der Chabotte, ſowie in dem Ambußſtocke gewiſſe Compreſſionen hervorzurufen, deren Größe man dadurch beſtimmt, daß man die zu ihrer Erzeugung aufzuwendende mechaniſche Arbeit gleich der nach dem Stoße verbleibenden lebendigen Kraft $A_1$ ſetzt. In Betreff der weiteren Ausführung dieſer Rechnung mag auf die Arbeit von Grashof verwieſen werden.

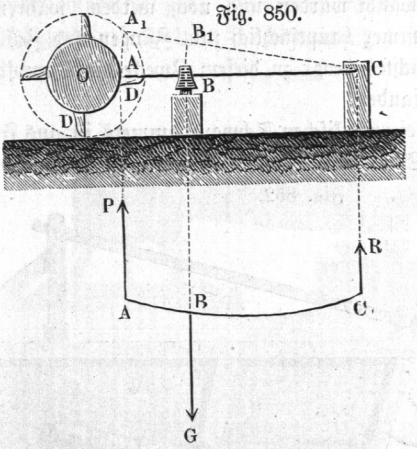
§. 210. **Hebelhämmer.** Wenn der eigentliche Hammer, d. h. das den Schlag ausübende Gewicht an dem längeren Arme eines doppelarmigen Hebels $ACB$ bei $B$, Fig. 849, angebracht iſt, deſſen kürzerer Arm bei $A$ niedergedrückt wird, um den Hammer auf eine beſtimmte Höhe zu erheben, ſo nennt man den Hammer einen Schwanzhammer, während man unter einem Stirnhammer einen ſolchen verſteht, bei dem nach Fig. 850 der einarmige Hebel $AC$ das Hammergewicht bei $B$ trägt und an dem freien Stirnende $A$ von der antreibenden Kraft erhoben wird. Einrichtungen nach Fig. 851, wobei der Hammer an dem Ende eines einarmigen Hebels befindlich iſt, welcher an einer zwiſchen dem Ende $B$ und der Drehaxe $C$ gelegenen Stelle $A$ angehoben wird, heißen Bruſt- oder Patſchhämmer, wenn die treibende Welle wie in der Figur parallel zu der Drehaxe des Hebels angebracht iſt, während man bei einer dazu ſenkrechten Lage der Welle parallel mit dem Hebel den Hammer einen Aufwerfhammer nennt. Die Bewegung des Hebels oder Helms erzielt man gemeiniglich durch Daumen an der Antriebwelle, durch die das Hammergewicht erhoben wird, um darauf, ſich ſelbſt überlaſſen, in ähnlicher Art wie die Stampfer, wieder herabzufallen. Es iſt aus den Figuren erſichtlich, daß dieſe Daumen den Hebel in Fig. 849 niederdrücken, dagegen in Fig. 850 und 851 emporheben

Fig. 849.



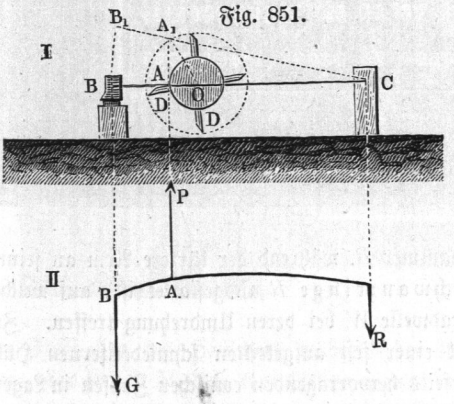
müſſen, und daß daher die Axe des Hebels bei den Schwanzhämmern Fig. 849 mit einem Drucke $R = P + G$ abwärts gedrückt wird, wenn $G$ das Hammergewicht und $P$ die Triebkraft in $A$ bezeichnet, wogegen die Axe des Stirnhammers Fig. 850 nur mit dem Drucke $R_1 = G - P$ abwärts und die des Hammers Fig. 851 mit $R = P - G$ aufwärts gedrückt wird. Dieſen Kräften entſprechend, wie ſie in den Figuren angedeutet ſind, hat man daher auch die Abmeſſungen des Hammerhelms zu beſtimmen. Es ergiebt ſich auch aus den Figuren, daß das Verhältniß des Hammerhubes zu dem durch die Daumen bewirkten Schube durch die betreffenden Hebelarme gegeben iſt, und daher der Hub des Hammers bei den Stirnhämmern kleiner, bei den Bruſt- und Aufwerfhämmern dagegen größer ausfällt, als der Ausſchub der Daumen.

Fig. 850.




Von den gedachten Hämmern ſind die Schwanzhämmer die leichteſten, indem ihr Fallgewicht etwa zwiſchen 50 und 300 kg ſchwankt, während man die Aufwerfhämmer zwiſchen 300 und 500 kg ſchwer macht und bei den Stirn- und Bruſthämmern ein Fallgewicht von 2500 bis 7500 kg anwendet. Dem entſprechend ſchwankt auch die Schlagzahl derart, daß die Schwanzhämmer bei einer Hubhöhe zwiſchen 0,2 und 0,6 m in der Minute zwiſchen 80 und 360 Schläge machen, während die Schlagzahl bei den Aufwerfhämmern bei einem Hube zwiſchen 0,4 und 0,6 m zu 80 bis 130 in der Minute angenommen wird, und die Stirn- und Bruſthämmer in derſelben Zeit zwiſchen 40 und 90 Schläge bei 0,3 bis 0,6 m Hubhöhe zu machen pflegen. Aus dieſen Schlagzahlen ergiebt ſich auch, warum die

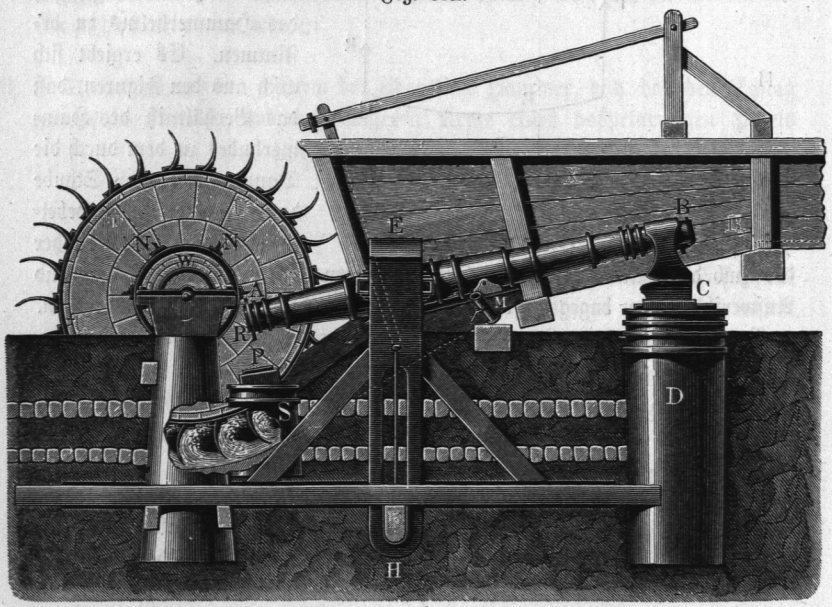
Fig. 851.



langſam gehenden Stirn- und Bruſthämmer einer künſtlichen Beſchleunigung nicht bedürfen, während den Schwanz- und Aufwerfhämmern eine ſolche durch den vorhandenen Reitel immer mitgetheilt werden muß. Auch iſt es hinaus erklärlich, warum die Schwanzhämmer vorzugsweiſe zum Ausſchmieden leichterer Eiſenſorten angewandt wurden und noch werden, während man die Stirn- und Aufwerfhämmer hauptſächlich zum Zängen und Zuſammenſchlagen der Luppen gebrauchte, bevor zu dieſem Zwecke die Dampfhämmer allgemeinere Verwendung fanden.

Die Einrichtung eines ſteiermärkiſchen Schwanzhammers iſt aus Fig. 852 erſichtlich. Der hölzerne Stiel oder Helm $AB$ trägt an ſeinem vorderen

Fig. 852.




Ende den feſt aufgekeilten Hammer $B$, während der kürzere Arm an ſeinem Ende mit einem eiſernen Schwanzringe $R$ ausgeſtattet iſt, auf welchen die Daumen $N$ der Waſſerradwelle $W$ bei deren Umdrehung treffen. Zur Lagerung iſt der Helm mit einer feſt aufgekeilten ſchmiedeeiſernen Hülſe verſehen, die mit zwei beiderſeits hervorragenden coniſchen Zapfen in Lagern oder Büchſen der beiden Büchſenſäulen $EH$ ruhen und die Drehaxe des Hammers bilden. Dieſe beiden Säulen ſind bei dem vorliegenden Hammer aus Eiſen hergeſtellt, während bei älteren Ausführungen vielfach Holz hierzu verwendet wurde. Der Amboß $C$ wird von dem hölzernen Amboßſtocke $D$, d. h. einem ſtarken Klotze von etwa 1 m Durchmeſſer und 2 bis 3 m Länge

getragen. Der Schwanzring *R* ſchlägt, wenn er von den Daumen niedergedrückt wird, gegen die darunter angebrachte Prallplatte *P* des Reitels oder Prallſtockes *S*, wodurch der Hammer, nachdem der Daumen ihn freigelaſſen hat, nicht nur verhindert wird, vermöge der erlangten Geſchwindigkeit noch weiter emporzuſteigen, ſondern wodurch er gleichzeitig die für die große Schlagzahl erforderliche Beſchleunigung bei dem Niederfallen erlangt.

Fig. 853 I.

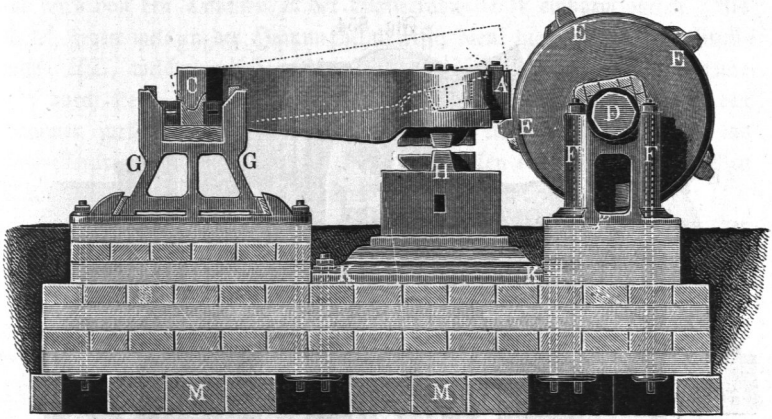
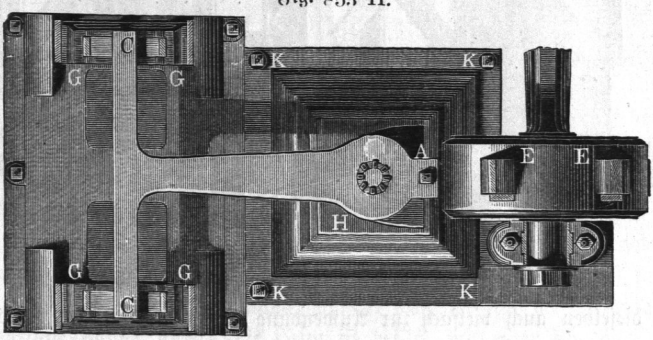



Fig. 853 II.

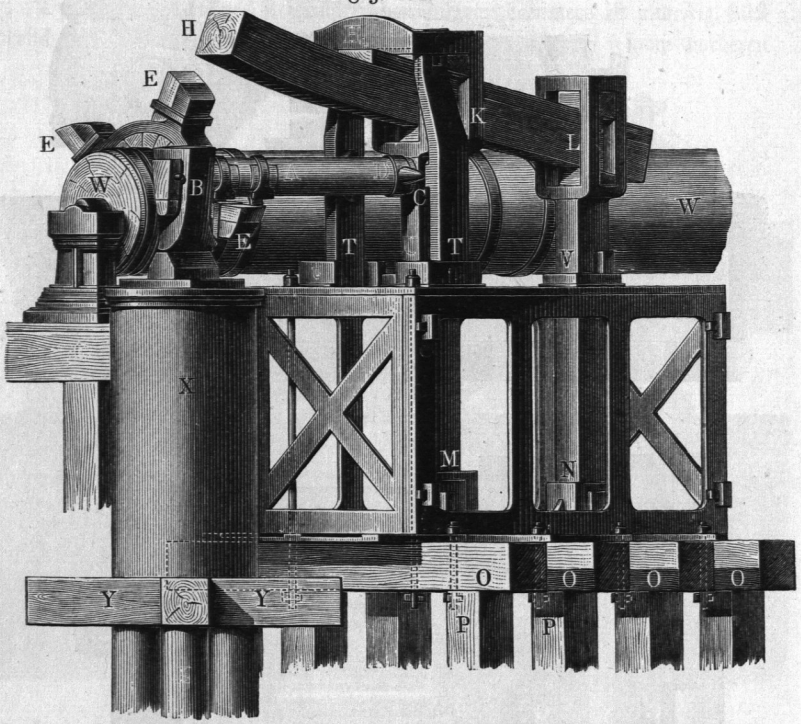



Zum Stillſtellen des Hammers während der Arbeit dient der ſogenannte Bauer oder Knecht *M*, d. h. eine Stütze, welche in erhobener Lage des Helms unter dieſen gebracht, den Hammer in dieſer Stellung außer dem Wirkungsbereiche der Daumen erhält.

Die Einrichtung des zum Betriebe hier vorausgeſetzten unterſchlächtigen Waſſerrades iſt aus der Figur erſichtlich, und es mag nur bemerkt werden, daß man zur Erzielung einer möglichſt großen Umdrehungszahl dieſen

Hammerrädern nur einen kleinen Durchmeſſer zu geben, auch das Gefälle vornehmlich als Stoßgefälle zu verwenden pflegt. Dies gilt auch für die kleinen oberſchlächtigen Räder, deren man ſich früher vielfach für dieſe Hämmer bediente, und es erklärt ſich hieraus und aus der großen Umdrehungsgeſchwindigkeit dieſer Räder deren geringer Wirkungsgrad, der in der Regel nicht größer als 30 bis 35 Proc. ſein wird. Man hat daher zum Betriebe ſolcher Hämmer zweckmäßig Turbinen vorgeſchlagen und man

Fig. 854.




würde dieſelben auch vielfach zur Anwendung bringen, wenn nicht die Verbreitung derartiger Hämmer überhaupt weſentlich abgenommen hätte.

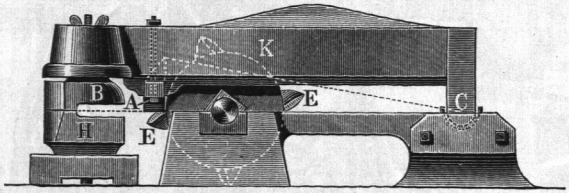
Einen gewöhnlichen Stirnhammer zum Zängen der Luppen zeigt Fig. 853 (a. v. S.). Der die Hammerbahn tragende eiſerne Helm dieſes Hammers iſt, wie aus der Oberaufſicht Fig. 853 II zu erkennen iſt, mit dem Querarme *CC* aus einem Stücke gegoſſen, das an den Enden zu halbcylindriſchen Tragzapfen ausgebildet iſt, um welche der Hammer ſchwingt. Die antreibende Welle *D* trägt auf einer beſonderen Daumenſcheibe die fünf Hebedaumen *E*, welche von unten gegen die an den Hammerhelm geſchraubte

Streichplatte $A$ wirken. Zur Unterſtützung der Lagerſtänder $F$ und $G$, ſowie des Amboßſtockes $HK$ ſind hier mehrere kreuzweiſe über einander angeordnete Schwellenlagen angewendet, die auf dem gemauerten Fundamente $M$ ruhen.

Ein Aufwerfhammer[1]) mit gußeiſernem Hammergerüſte nach ſchleſiſcher Bauart iſt in Fig. 854 abgebildet. Der den Hammer $B$ tragende Helm iſt bei $C$ durch die beiderſeitigen Zapfen in den Büchſenſäulen $T$ unterſtützt und wird von den Daumen $E$ der Waſſerradwelle $W$ emporgeworfen. Als Reitel, gegen welchen der Hammerhelm trifft, dient hier der federnde Prallbalken $HL$, welcher mit der Reitelſäule $KM$ und der Drahmſäule $VN$ durch Keile feſt verbunden iſt und vermöge ſeiner Elaſticität auf den Hammer zurückwirkt. Die Unterſtützung des Amboßſtockes $X$ durch das Schwellenkreuz $Y$, ſowie diejenige der Gerüſtſäulen durch die Querſchwellen $O$ und die eingerammten Pfähle $P$ iſt aus der Figur deutlich.

Die Bruſthämmer haben vor den Stirn- und Aufwerfhämmern den Vorzug der leichteren Zugänglichkeit, indem ſie den Raum um den Amboß

Fig. 855.

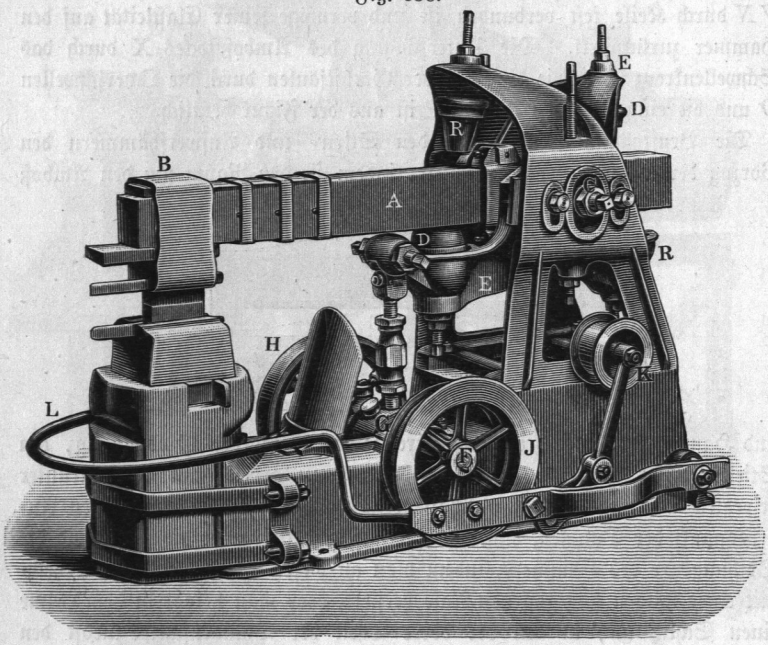



und Hammerkopf auf drei Seiten frei laſſen. Dagegen iſt es nöthig, den Stielen dieſer Hämmer beſondere Formen zu geben, um den darunter bewegten Daumen Raum zu ſchaffen. Hierzu legt man entweder den Angriffspunkt der Daumen, d. h. die Streichplatte, tief unter die Bahn und die Drehungsaxe des Hammers, indem man an dieſer Stelle den Hammerhelm mit einer langen angegoſſenen Naſe verſieht, oder man bringt in dem Helme einen Schlitz an, in den der obere Theil der Daumenſcheibe nebſt den Daumen frei eintreten kann. Einen Hammer dieſer letzten Art[2]) ſtellt die Fig. 855 dar. Der die Hammerbahn $B$ tragende und bei $C$ durch halbcylindriſche Zapfen unterſtützte Helm iſt bei $K$ mit einer für die Daumen $E$ Raum laſſenden Ausſparung verſehen, wodurch die Möglichkeit gegeben wird, den Angriffspunkt $A$ für die Daumen mit der Drehaxe $C$ und der Hammerbahn $H$ in eine und dieſelbe gerade Linie zu legen. Durch Einſetzen von verſchieden dicken Streichſtücken $A$ kann man den Hub dieſes Hammers innerhalb gewiſſer Grenzen veränderlich machen.

[1]) Karſten's Handbuch d. Eiſenhüttenkunde, Bd. V.
[2]) Tunner, Ueber die Stabeiſen- und Stahlbereitung in Friſchherden.

Zur Erzielung der erforderlichen, insbeſondere bei den Schwanzhämmern großen Zahl von Schlägen in der Minute muß nicht nur das Waſſerrad mit großer Geſchwindigkeit umlaufen, ſondern auch der Daumenkranz mit einer größeren Anzahl von Daumen verſehen werden. So findet man bei kleineren Schwanzhämmern, die in der Minute 300 Schläge machen, daß die Welle ringsum 12 Daumen trägt und mit der für Waſſerräder übermäßig großen Geſchwindigkeit von 25 Umdrehungen in der Minute umläuft. Um dieſen Uebelſtand zu umgehen, hat man wohl bei der Anwendung verticaler Waſſerräder eine Vorgelegswelle eingeſchaltet, welche von dem langſam

Fig. 856.

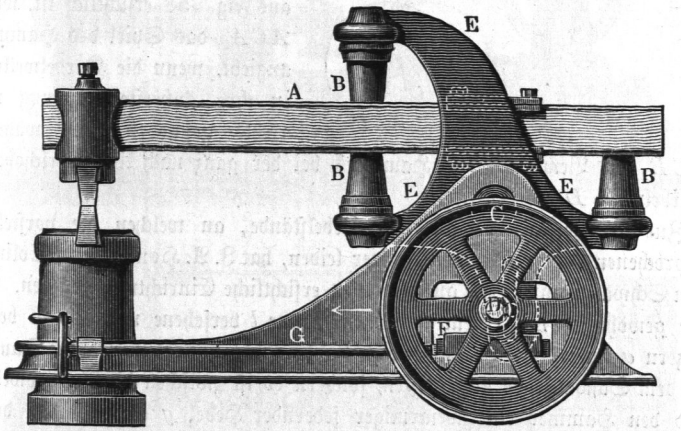



umlaufenden Waſſerrade ſchneller gedreht wird. Daß man eine ſolche Vorgelegswelle bei Dampfbetrieb auch durch einen Riemen von der Hauptbetriebswelle aus in Bewegung ſetzen kann, iſt einleuchtend; die ſonſtige Einrichtung des Hammers wird dadurch nicht weſentlich geändert; nur daß man bei derartigen durch Riemen betriebenen Hämmern vielfach den Daumenantrieb durch ein Kurbelgetriebe erſetzt hat.

Einen ſolchen Hammer mit Riemenantrieb (Syſtem Bradley) von der Firma L. Löwe u. Co. in Berlin zeigt Fig. 856. Der den Hammer *B* tragende hölzerne Stiel *A* iſt um zwei Spitzen *C* drehbar gelagert und wird vermittelſt zweier Gummikiſſen *D* auf dem gußeiſernen Schwingrahmen *E*

bewegt, welcher von der Axe $F$ aus durch eine excentrische Scheibe $G$ in Schwingungen versetzt wird. Desgleichen dienen die beiden Gummikissen $R$ als Puffer für den Hammerstiel. Das Excenter ist zum Verstellen für verschiedene Hubhöhen und dem entsprechend auch die Excenterstange zum Verkürzen und Verlängern eingerichtet. Die mit dem Schwungrade $H$ versehene Triebwelle wird durch einen auf die Scheibe $J$ laufenden Riemen angetrieben, welcher für gewöhnlich schlaff ist und die zur Bewegungsübertragung erforderliche Spannung durch die Spannrolle $K$ erhält, sobald dieselbe durch Auftreten auf den um den Amboß gabelförmig herumgeführten Hebel $L$ gegen den Riemen gepreßt wird. Je nach dem stärkeren oder schwächeren Anpressen der Rolle $K$ an den Riemen läßt sich die Geschwindig-

Fig. 857.




keit der Triebwelle und damit die Anzahl und Schlagstärke innerhalb gewisser Grenzen regeln, eine Eigenschaft, welche diese Art Hämmer vortheilhaft vor den vorher besprochenen Daumenhämmern auszeichnet. Ueber die Verhältnisse dieser Hämmer giebt die nachstehende, der Preisliste der ausführenden Fabrik entnommene Zusammenstellung nähere Auskunft.

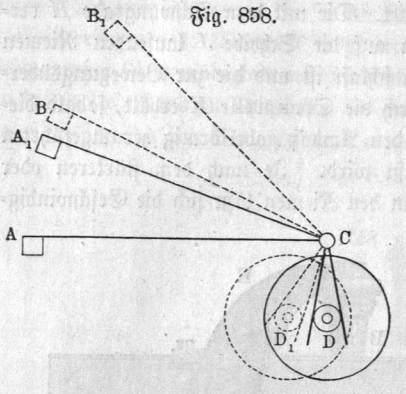
| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Gewicht des Hammers in kg . . | 12 | 30 | 50 | 100 |
| Größte Zahl d. Schläge in 1 Min. | 350 | 300 | 270 | 200 |
| Betriebskraft in Pferdestärken . . | 1 | 2 | 3 | 3,5 |

In ähnlicher Art, wie bei dem zuletzt angeführten Bradley'schen Hammer, wird auch der Hammer Fig. 857 [1]) bewegt, indem das um die Zapfen $C$

[1]) D. R.-P. Nr. 76468.

ſchwingende Geſtell $EE$ den Hammerſtiel $A$ mittels Gummipuffern trägt. Anſtatt des Excenters wird jedoch hier zur Bewegung eine Kurbel angewendet, deren Kurbelzapfen in einer an dem Schwingrahmen $EE$ feſten Schleife ſpielt. Da man nun gleichzeitig die Kurbelwelle $D$, deren Lager auf einem wagerecht verſchieblichen Schlitten $F$ befindlich iſt, durch eine Schraubenſpindel $G$ verſtellen kann, ſo hat man es dadurch in der Hand, den Abſtand der Hammerbahn von dem Amboſſe entſprechend der jeweiligen Dicke des Arbeitsſtückes zu regeln, wie aus Fig. 858 erſichtlich iſt, worin $ACA_1$ das Spiel des Hammers angiebt, wenn die Kurbelwelle $D$ in ihre äußerſte Stellung nach rechts geſchoben iſt, während $BCB_1$ die Bewegung des Hammers bei der ganz nach links verſchobenen Kurbelwelle $D_1$ verdeutlicht.

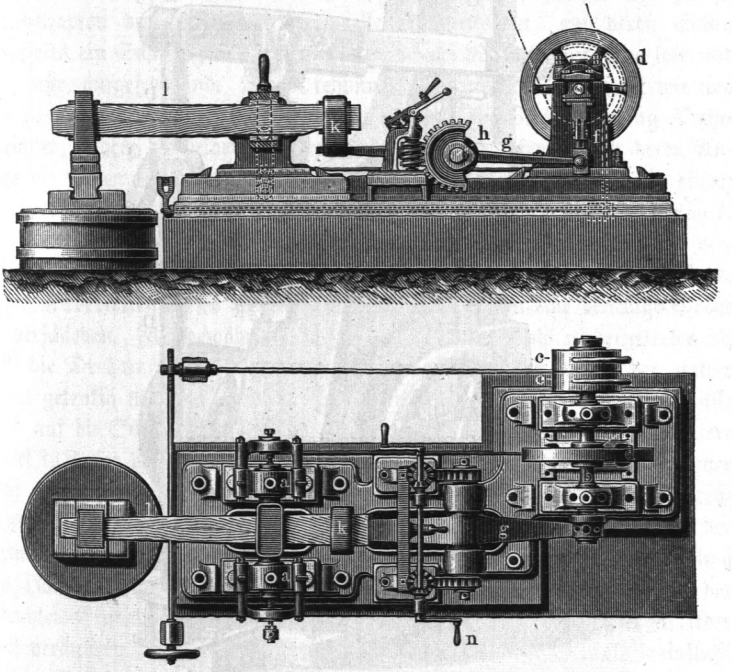
Fig. 858.




Zur Vermeidung verſchiedener Uebelſtände, an welchen die vorſtehend beſprochenen älteren Daumenhämmer leiden, hat J. A. Henckels in Solingen dem Schwanzhammer die aus Fig. 859 erſichtliche Einrichtung gegeben. Der wie gewöhnlich mit einem hölzernen Helme $l$ verſehene und in den beiden Lagern $a$ unterſtützte Hammer wird hierbei nicht unmittelbar durch Daumen an dem Schwanzende angegriffen, ſondern es iſt zwiſchen die Antriebwelle $b$ und den Hammer ein zweiarmiger federnder Hebel $g$ eingeſchaltet, deſſen längerer Arm von einem Kurbelzapfen der Welle $b$ mittels der Lenkerſtange $f$ in Schwingungen verſetzt wird, die von dem kürzeren Arme durch das ſchmiedeeiſerne Zugband $k$ auf den Schwanz des Hammers übertragen werden. Durch den auf den Scheiben $c$ laufenden Riemen wird die Kurbelwelle mit 300 bis 400 Umdrehungen in der Minute bewegt, wobei das Schwungrad $d$ ſchon bei geringem Gewichte die erforderliche Gleichförmigkeit der Bewegung erreichen läßt. Um den Hammer für das Schmieden verſchieden dicker Gegenſtände zu gebrauchen, iſt die Axe $h$, um welche der Federhebel ſchwingt, excentriſch gelagert, und da ſie mit Hülfe der beiderſeits angebrachten Schneckengetriebe jederzeit an der Handkurbel $n$ umgedreht werden kann, ſo iſt dem Schmiede die Möglichkeit gegeben, durch Veränderung der Höhenlage dieſer Axe das Bereich, in welchem die Hammerbahn ſchwingt, der Dicke des Schmiedeſtückes entſprechend, der Amboßbahn mehr oder minder zu nähern. Die Anzahl der in der Minute gemachten Schläge kann hierbei durch theilweiſes Verſchieben des Betriebsriemens von der feſten

Betriebsſcheibe nach der Leerſcheibe hin erzielt werden, womit natürlich ein theilweiſes Gleiten verbunden iſt. Die mit der Anwendung von Daumen unvermeidlichen Stoßwirkungen werden hierbei gänzlich umgangen, da zur Bewegung des Federhebels ein Kurbelgetriebe angewandt iſt. Gleichzeitig wirkt der Federbalken als Reitel in folgender Weiſe. Wenn durch die Aufwärtsbewegung des Kurbelzapfens das Zugband *k* niedergezogen wird, ſo bewegt ſich der Hammer mit einer allmählich von dem unteren Todtpunkte der Kurbel zunehmenden Geſchwindigkeit. Sobald dann der Kurbelzapfen

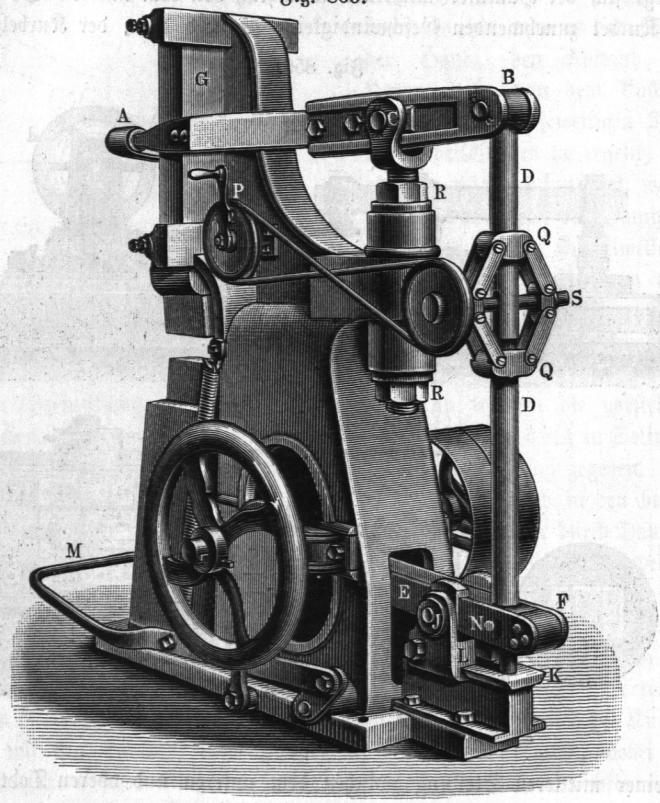
Fig. 859.




in einer mittleren Stellung zwiſchen dem unteren und oberen Todtpunkte ſeine größte aufwärts gerichtete Geſchwindigkeit erlangt hat und nun die vorherige Beſchleunigung in eine Verzögerung übergeht, eilt der Hammer in Folge der in ihm enthaltenen lebendigen Kraft der Kurbel voran, wobei der Federarm zwiſchen der Axe *h* und dem Schwanze des Hammers nach unten durchgebogen wird, und die hierdurch in der Feder hervorgerufene Spannung beſchleunigt darauf den Hammer in ſeiner niedergehenden Bewegung. Wegen dieſer Wirkung des federnden Armes bezeichnet man dieſe Hämmer wohl auch als „Federhämmer“; die Einrichtung der gewöhnlich ſo genannten Hämmer wird weiter unten noch näher beſprochen werden.

Wenn bei dem in Fig. 856 dargeſtellten Hammer durch kräftiges Treten des Fußtrittes der Treibriemen ſtark geſpannt wird, ſo erhält man die größtmögliche Anzahl von Schlägen in der Minute und gleichzeitig hat jeder Schlag die größte Wucht. Wird dagegen der Riemen weniger ſtark geſpannt, ſo wird wegen des eintretenden Gleitens nicht nur die Schlagzahl verkleinert, ſondern die Schläge fallen auch wegen der geringeren Geſchwindigkeit leichter

Fig. 860.




aus. Dies iſt aber für das Schmieden nicht zweckmäßig, da es in der Regel nicht vortheilhaft erſcheint, mit leichten Schlägen langſamer zu arbeiten als mit ſchweren. Der hier gedachte Uebelſtand wird vermieden bei einem Hammer, welcher von W. H. Law in Ontario (Canada) 1893 zu Chicago ausgeſtellt war, und der in Fig. 860 dargeſtellt iſt. Bei dieſem Hammer wird nämlich die Veränderung der Hubhöhe des Fallgewichtes zur Erzielung leichterer oder ſchwererer Schläge benutzt, wozu dem Hammer die folgende Einrichtung gegeben iſt. Der in dem feſten Geſtelle $G$ in V-för-

migen Führungen geleitete Hammerbär wird durch den um den Zapfen $C$ ſchwingenden Hebel $AB$ bewegt, welcher an dem vorderen gabelförmigen Ende $A$ den Hammer mittels eines Lederriemens erfaßt und an dem hinteren Ende bei $B$ durch die Schubſtange $D$ angegriffen wird, die von einem anderen unterhalb gelagerten Hebel $EF$ in Schwingung verſetzt wird. Dieſer untere Hebel wird durch einen Kurbelzapfen der Triebwelle $H$ angetrieben, und zwar iſt dieſer untere Hebel $EF$ zu einer um den Zapfen $J$ drehbaren oſcillirenden Kurbelſchleife ausgebildet, welche in einem im Inneren des Ständers befindlichen und in der Figur nicht erſichtlichen Schlitze den Kurbelzapfen der gekröpften Triebwelle $H$ aufnimmt, auf deren Enden einerſeits ein Schwungrad und andererſeits zwei Riemſcheiben, eine loſe und eine feſte, aufgeſetzt ſind. Der Drehpunkt $J$ des unteren Hebels iſt, wie aus der Figur zu erſehen iſt, zum Verſchieben auf der Prismaführung $K$ eingerichtet, indem die beiderſeits angebrachten Schildzapfen, durch deren Anſätze die beiden den Hebel bildenden Schienen ſich hindurchſchieben, in einem Gleitblocke $L$ drehbar ſind, welcher einen Schlitten zu der Prismaführung $K$ bildet. Die gedachte Verſchiebung wird durch den Fußtrittthebel $M$ vermittelt, ſo zwar, daß der Arbeiter im Stande iſt, durch mehr oder minder tiefes Niedertreten dieſes Hebels den Drehpunkt $J$ um eine beliebige Größe zu verſchieben. Für gewöhnlich, wenn der Trittthebel nicht niedergetreten iſt, fällt die Drehaxe $J$ mit derjenigen $N$ zuſammen, durch welche der untere Hebel gelenkig mit der Schubſtange $D$ verbunden iſt, und in dieſem Falle wird auf die Schubſtange keine Bewegung übertragen, wenn auch der untere Hebel in Folge der Umdrehung der Kurbelwelle in Bewegung iſt, der Hammer ſteht alſo ſtill. Je weiter aber durch Niedertreten des Trittthebels der Drehpunkt $J$ in der Figur nach links bewegt wird, deſto größer fällt der mit der Armlänge $JN$ wachſende Schub der Stange $D$ und daher auch die Erhebung des Hammers aus. Man kann daher bei dieſem Hammer vermöge der gedachten Einrichtung die Hubhöhe des Bärs während des Betriebes jeder Zeit verändern, ohne daß dadurch die Schlagzahl in der Minute beeinflußt wird. Auch iſt erſichtlich, daß bei einer Umdrehung der Kurbelaxe in der durch den Pfeil angedeuteten Richtung wegen der Eigenthümlichkeit der oſcillirenden Kurbelſchleife die Schubſtange $D$ bei dem Aufſteigen eine größere Geſchwindigkeit annimmt, als bei dem Niedergange, ſo daß der Hammer mit größerer Geſchwindigkeit niedergetrieben als gehoben wird, wodurch in ähnlicher Art, wie bei dem freihändigen Schmieden, die Wucht der einzelnen Schläge verſtärkt wird.

Eine andere Eigenthümlichkeit dieſes Hammers beſteht darin, daß man ebenfalls während des Betriebes jederzeit die Entfernung des Hammers von der Amboßbahn verändern kann, indem man vermittelſt des Handrades $P$ und des Schnurlaufes die Schraube $S$ umdreht, wodurch das Gelenk-

viereck $Q$ geöffnet oder geſchloſſen, und daher der Hammer gehoben oder geſenkt wird. Auch kann man während des Stillſtandes die Höhenlage des Hammers dadurch den Verhältniſſen des Arbeitsſtückes anpaſſen, daß man den Drehpunkt $C$ des oberen Hebels vermittelſt der Schraubenmuttern $R$ höher oder tiefer ſtellt. Die ſo gegebene Möglichkeit, die Höhenlage des Hammers jederzeit leicht zu verändern, gewährt den Vortheil, daß man immer die ganze Hubhöhe des Hammers ausnutzen kann, wie dick das Arbeitsſtück auch ſein möge; eine Eigenſchaft, welche den gewöhnlichen Hämmern abgeht. Dieſe Hämmer erſcheinen daher, abgeſehen davon, daß einzelne Theile, z. B. das Gelenkviereck und der verſchiebliche Drehpunkt, in Betreff der Dauerhaftigkeit zu Bedenken Anlaß geben könnten, als ſehr ſinnreiche und auch zweckmäßige Maſchinen. Ueber die Verhältniſſe derſelben giebt die nachſtehende, der Preisliſte der ausſtellenden Firma entnommene Zuſammenſtellung einigen Anhalt:

| Fallgewicht in Pfund engl. | Größte Hubhöhe in Zoll engl. | Anzahl d. Schläge in 1 Minute | Durchmeſſer der Riemſcheibe in Zoll engl. | Breite des Riemens in Zoll engl. | Betriebskraft [1]) in Pferdeſtärken | Dicke des auszuſchmiedenden Eiſens in Zoll engl. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 25 | 7 | 400 | 12 | 3 | $\frac{3}{8}$ | 1 |
| 50 | 8 | 350 | 14 | 3 | $\frac{1}{2}$ | $1\frac{1}{2}$ |
| 100 | 10 | 300 | 16 | $3\frac{1}{2}$ | $1\frac{1}{8}$ | $2\frac{1}{4}$ |
| 150 | 12 | 250 | 18 | 4 | $1\frac{1}{2}$ | 3 |
| 200 | 14 | 225 | 20 | 5 | $2\frac{1}{4}$ | 4 |
| 300 | 18 | 200 | 24 | 6 | $3\frac{1}{2}$ | 5 |
| 400 | 21 | 180 | 27 | 7 | $4\frac{3}{4}$ | $5\frac{1}{2}$ |
| 500 | 24 | 180 | 30 | 8 | $6\frac{1}{2}$ | 6 |

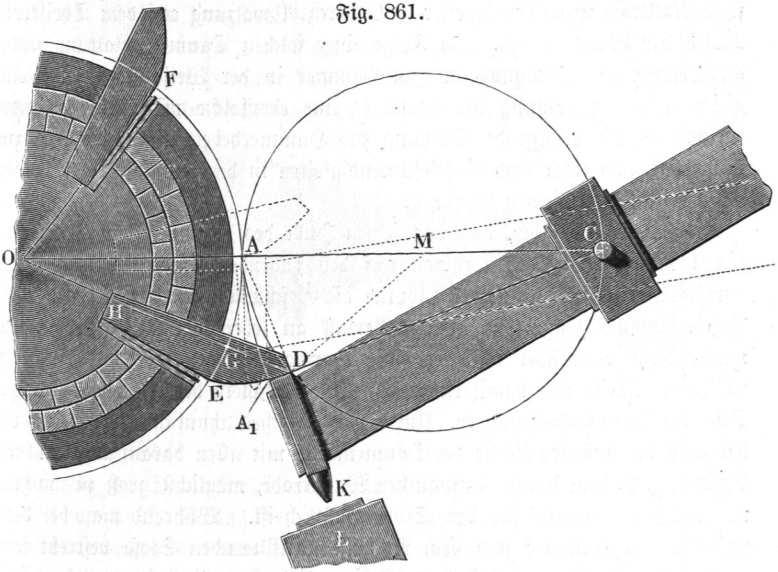
Bei dem Hammer von Weiß in Cannſtadt [2]) iſt die Einrichtung ſo getroffen, daß man die Hubhöhe und Schlagwirkung durch Höher- oder Tieferſtellen des Drehpunktes erreichen kann, um welchen der den Hammer bewegende doppelarmige Hebel ſchwingt. Da der kurze Arm dieſes Hebels durch den Daumen einer Welle niedergedrückt wird, ſo muß der Hub des anderen Endpunktes um ſo größer ausfallen, je höher der Drehpunkt gelegen iſt, womit noch eine Verſtärkung der Wirkung durch eine Feder verbunden iſt. Eine Sperrklinke dient hierbei zum Auffangen und Anhalten des Hammerbärs, welcher, in ſenkrechter Führung beweglich, mit dem Hebel durch eine Schiene gelenkig verbunden iſt.

[1]) Die Betriebskraft iſt nur ſchätzungsweiſe beſtimmt und dürfte, wenigſtens für die größten Hubhöhen, zu klein angegeben ſein.

[2]) D. R.-P. Nr. 54695.

Von ſonſtigen Einrichtungen der Hebelhämmer mögen nur noch einige für beſondere Zwecke angegebene erwähnt werden. E. Gartze in Mangenberg bei Solingen[1]) wendet zwei Hämmer an, deren Hebel in zwei zu einander ſenkrechten Ebenen ſchwingen und von einer gemeinſamen Welle aus durch Daumen in Bewegung geſetzt werden ſollen, ſo daß die beiden Hämmer das Arbeitsſtück abwechſelnd von oben oder von der Seite treffen. Zu demſelben Zwecke ſollen in dem Hammerwerke, welches Gebr. Hartkopf in Solingen[2]) patentirt worden iſt, ſogar vier Schwanzhämmer in demſelben Geſtell vereinigt werden, welche durch Excenter angetrieben werden und das Arbeitsſtück auf allen vier Seiten bearbeiten ſollen. In derſelben Art ſollen bei dem Hammerwerke von E. Hammesfahr[3]) in Solingen vier durch Hebedaumen bewegte Hämmer paarweiſe zwei in ſenkrechter und zwei in wagerechter Ebene beweglich zuſammenarbeiten.

Fig. 861.




Der Hammer von Terrot[4]) in Cannſtadt wird durch eine Daumenſcheibe auf einer ſenkrecht ſtehenden Axe gehoben, welche letztere durch einen mit dem Fuße zu bewegenden Winkelhebel mehr oder minder hoch geſtellt werden kann, womit eine entſprechende Veränderung in der Fallhöhe des Hammers verbunden iſt.

Die Geſtalt, welche man den den Helm eines Hammers antreibenden Hebedaumen zu geben hat, beſtimmt ſich nach den in Theil III, 1 über die Verzahnung der Räder gegebenen Regeln, worüber hier nur noch die folgenden Bemerkungen gemacht werden mögen. Bedeutet $CA_1 = C\acute{A}$, Fig. 861, den kürzeren Hebelarm oder Schwanz eines Schwanzhammers und

[1]) D. R.-P. Nr. 50589 und Nr. 54015.
[2]) D. R.-P. Nr. 53579.
[3]) D. R.-P. Nr. 51771.
[4]) D. R.-P. Nr. 78187.

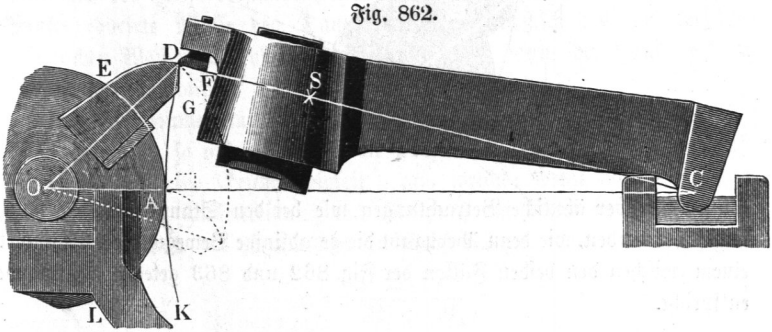
iſt $OA$ die Daumenwelle, ſo kann man die beiden um $C$ und $O$ beſchriebenen, durch $A$ hindurchgehenden Kreiſe als die Theilkreiſe von zwei Zahnrädern anſehen, und demgemäß die Formen für den Hebedaumen ſowohl wie auch für die Angriffsfläche des Schwanzringes als zwei zugehörige Zahnformen beſtimmen. Setzt man dabei eine ebene und durch die Mitte der Axe $C$ hindurchgehende Form $A_1D$ für den Schwanzring voraus, ſo hat man die Gerade $A_1D$ als die Hypocykloide aufzufaſſen, welche durch die Abwälzung eines Rollkreiſes von dem Durchmeſſer gleich $AC$ im Inneren des Theilkreiſes $AA_1$ entſteht. Man erhält daher, der allgemeinen Verzahnungsregel gemäß, die zugehörige Form für den Daumen in der Epicykloide, die derſelbe Rollkreis vom Durchmeſſer $AC$ durch Abwälzung auf dem Theilkreiſe $EAF$ der Welle erzeugt. In Folge einer ſolchen Daumengeſtaltung findet die Bewegungsübertragung auf den Hammer in der Weiſe ſtatt, daß eine gleichmäßige Umdrehung der Welle $O$ eine ebenſolche mit gleichbleibender Geſchwindigkeit erfolgende Drehung des Hammerhebels um ſeine Axe zur Folge hat, und zwar ſind die Geſchwindigkeiten in den Umfängen der beiden Theilkreiſe von derſelben Größe $v$.

Hieraus ergiebt ſich, daß vor jedem Hube des Hammers ein Stoß eintreten muß, ſobald der Daumen auf den ruhenden Schwanzring in dem Punkte $A$ trifft und demſelben plötzlich die Geſchwindigkeit $v$ mittheilt. Mit dieſem jedesmaligen Stoße iſt ein Verluſt an lebendiger Kraft verbunden, welche dazu verwendet wird, gewiſſe Formänderungen der auf einander treffenden Theile und damit einen ſchnellen Verſchleiß der Daumen und des Schwanzringes herbeizuführen. Um dieſen Nachtheil thunlichſt zu verringern, hat man die ſtoßende Maſſe der Daumenwelle mit allen darauf angebrachten Theilen, z. B. dem darauf befindlichen Waſſerrade, möglichſt groß zu machen, wie aus den Formeln für den Stoß erſichtlich iſt. Während man bei dem zwiſchen dem Hammer und dem Amboſſe ſtattfindenden Stoße beſtrebt ſein muß, den gedachten, auf Formänderung wirkenden Verluſt an lebendiger Kraft durch eine möglichſt große geſtoßene Maſſe ſo groß wie möglich zu machen, kommt es im Gegentheil bei dem Stoße zwiſchen dem Daumen und dem Hammer darauf an, dieſen Arbeitsverluſt durch möglichſt große ſtoßende Maſſe thunlichſt herabzuziehen. Dem entſprechend macht man denn auch die Wellen der für Daumenhämmer dienenden Waſſerräder immer ſehr dick und lang, und verwendet bei Riemenbetrieb Schwungräder von beträchtlicher Maſſe, ſowohl zur Erzielung einer genügenden Gleichmäßigkeit der Bewegung, wie auch, um die angegebenen Nachtheile der Stoßwirkung ſo klein wie möglich zu machen.

Es muß hier bemerkt werden, daß bei der durch Fig. 861 dargeſtellten Daumenform bekanntlich die ſogenannte Eingriffslinie, auf welcher der Angriffspunkt fortſchreitet, durch den Bogen des abgewälzten Hülfskreiſes

gegeben ist. Wenn daher bei dem Beginn der Bewegung der Daumen in dem Punkte $A$ auf den Schwanzring wirkt, so drückt er zuletzt in dem Punkte $D$ auf ihn. Von diesem Augenblicke an hört die Einwirkung des Daumens auf den Hammer auf, und der letztere bewegt sich vermöge der erlangten Geschwindigkeit weiter, bis der Schwanzring gegen den Reitel trifft, oder in Ermangelung eines solchen der Hammer noch auf eine bestimmte Höhe emporsteigt. Bei einer hinreichenden Größe der Geschwindigkeit, wie sie bei den Schwanzhämmern in der Regel vorhanden ist, wird der Schwanzring hierbei genügend weit fortgeworfen werden, um dem Daumen den ungehinderten Vorbeigang zu gestatten. Bei einer geringeren Geschwindigkeit aber, wie sie dem langsameren Gange der Stirn- und Brusthämmer entspricht, hat man besser eine Daumenform zu wählen, die nach vollendeter Einwirkung auf den Hammer dem Daumen das freie Vorübergehen ermöglicht. Zu dem Ende denke man sich in Fig. 862, worin $LAE$ und $KAD$

Fig. 862.

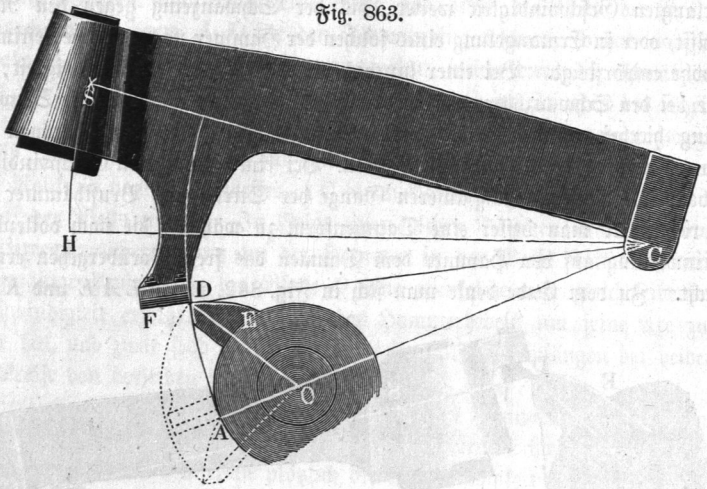



wieder die der Daumenwelle und dem Hammer entsprechenden Theilkreise vorstellen, zur Herleitung der gesuchten Zahnformen einen Hülfskreis angewendet, welcher mit dem Theilkreise des Hammers übereinstimmt. Wird dieser Hülfskreis in gewöhnlicher Weise auf dem Theilkreise $LAE$ der Daumenwelle und innerhalb des Theilkreises $KAD$ abgewälzt, so schrumpft in dem letzteren Falle die Abwickelungscurve eines beschreibenden Punktes $D$ in diesen Punkt selbst zusammen, während der Daumen nach der Epicykloide $ED$ zu bilden ist, die aus der Abwälzung des einen Theilkreises $KD$ auf dem anderen $LAE$ entsteht. Wenn dann nur die Rückfläche $G$ des Daumens nicht in das Innere des Kreises $KD$ hineinragt, so kann der Hammer frei niederfallen, sobald er von dem Daumen in die gezeichnete äußerste Lage erhoben ist.

Eine ganz ähnliche Betrachtung gilt für den Brusthammer, Fig. 863 (a. f. S.), für welchen die Daumenform $DE$ durch diejenige Pericykloide bestimmt wird, die man erhält, wenn man den Theilkreis $AD$ des Hammers mit seiner Innenseite um den Theilkreis $AE$ der Daumenwelle herumgewälzt denkt.

Als Eingriffslinie gilt in den beiden Fällen wieder der betreffende Bogen des abgewälzten Theilkreiſes, und daraus ergiebt ſich, daß der Daumen die Streichplatte des Hammers immer nur in einem Punkte $D$ angreift, womit eine baldige Abnutzung und Abrundung dieſer Kante verbunden iſt. Es

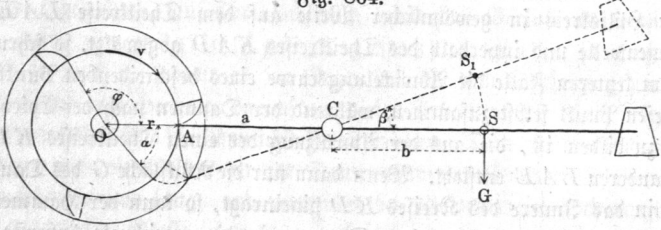
Fig. 863.




können hierüber ähnliche Betrachtungen wie bei den Stampfern, ſiehe §. 6, angeführt werden, wie denn überhaupt die geradlinige Bewegung der Stampfer einem zwiſchen den beiden Fällen der Fig. 862 und 863 gelegenen Zuſtande entſpricht.

§. 211. **Berechnung der Hebelhämmer.** Es genügt, die Berechnung der Daumenhämmer an einem Beiſpiel, als welches ein Schwanzhammer gewählt

Fig. 864.




werden ſoll, durchzuführen, da die Aenderungen der Rechnung für die Bruſt- und Stirnhämmer danach leicht vorgenommen werden können. Es ſei $G$ das Gewicht des Hammers einſchließlich des Helms und der Hülſe in Kilogrammen und $b$ die Entfernung des Schwerpunktes $S$ dieſer Theile von der Drehaxe $C$, Fig. 864, ferner bedeute $a$ den Abſtand $CA$ des Daumenangriffes

von der Drehaxe und $r = OA$ den Halbmeſſer für den Theilriß der Hebedaumen. Wenn die Daumenwelle in einer Minute $n$ Umdrehungen macht, ſo hat man die durchſchnittliche Umfangsgeſchwindigkeit der Daumen in dieſem Theilkreiſe:

$$v = \frac{2\pi r n}{60}.$$

Die Umfangsgeſchwindigkeit der Daumenwelle ſchwankt wegen der periodiſchen Wirkung zwiſchen einem größten Werthe $v_1$ in dem Augenblicke, in welchem ein Daumen auf den ruhenden Hammer trifft, und einem kleinſten Werthe $v_2$ in dem Augenblicke, in welchem der Daumen den Hammer wieder frei giebt, nachdem er ihn auf eine beſtimmte Höhe $h$ erhoben hat. Um dieſe Geſchwindigkeiten zu ermitteln, ſei unter $M$ die auf den Angriffspunkt $A$ der Daumen reducirte Maſſe des ganzen Hammers einſchließlich des Hammerſtiels und der Hülſe verſtanden, und ebenſo bedeute $M_1$ die auf denſelben Punkt reducirte Maſſe der Daumenwelle einſchließlich des auf derſelben befindlichen Waſſerrades oder des Schwungrades, wenn der Hammer durch Dampf betrieben wird.

Wenn ein Daumen mit der Geſchwindigkeit $v_1$ den Schwanz des ruhenden Hammers trifft, ſo nehmen die beiden Maſſen $M$ und $M_1$ nach dem Stoße gemeinſchaftlich eine Geſchwindigkeit $c$ an, welche, wenn von den Nebenhinderniſſen der Zapfenreibung und Reibung am Daumen vorläufig abgeſehen wird, nach den Regeln für den Stoß ſich zu

$$c = \frac{M_1 v_1}{M + M_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

beſtimmt. Es möge der Winkel, um welchen ſich die Daumenwelle dreht, während der Daumen auf den Schwanz des Hammers einwirkt, durch $\alpha$ bezeichnet ſein, ſo iſt während dieſer Zeit von der Triebkraft, deren Größe, ebenfalls auf den Theilkreis vom Halbmeſſer $r$ bezogen, durch $P$ dargeſtellt ſein möge, die mechaniſche Arbeit $P.r\alpha$ geleiſtet. Während hierbei das Gewicht $G$ des Hammers auf die Höhe $h$ gehoben wurde, hat ſich die Geſchwindigkeit der Maſſen $M$ und $M_1$ von dem Werthe $c$ zu Ende des Stoßes auf den kleinſten Betrag $v_2$ ermäßigt, ſo daß man für die Erhebung des Hammers die Gleichung hat

$$Pr\alpha = Gh - (M + M_1)\frac{c^2 - v_2^2}{2} \quad \ldots\ldots \quad 2)$$

wenn von allen Nebenhinderniſſen zunächſt abgeſehen wird. Wenn nun der Theilwinkel für den Abſtand von zwei auf einander folgenden Daumen mit $\varphi$ bezeichnet wird, ſo daß bei $n$ Daumen $\varphi = \frac{2\pi}{n}$ zu ſetzen iſt, ſo dreht ſich die Welle nach dem Freigeben des Hammers um den Winkel $\varphi - \alpha$

leer, während welcher Zeit die Triebkraft lediglich dazu verwendet wird, die kleinste Geſchwindigkeit $v_2$ der Welle in die größte $v_1$ zu verwandeln, mit welcher der nächſte Daumen wieder auf den Hammer trifft. Man hat daher ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe:

$$Pr(\varphi - \alpha) = M_1 \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \quad \ldots\ldots 3)$$

Durch Diviſion mit der Gleichung 2) in 3) erhält man daher, wenn man $\alpha = \nu\varphi$ ſetzt:

$$\frac{\varphi - \alpha}{\alpha} = \frac{1 - \nu}{\nu} = \frac{M_1 \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}}{Gh - (M + M_1)\frac{c^2 - v_2^2}{2}},$$

woraus man für $M_1$ den Werth:

$$M_1 = \frac{(1 - \nu)\,[2\,Gh - M\,(c^2 - v_2^2)]}{\nu\,v_1^2 + (1 - \nu)\,c^2 - v_2^2} \quad \ldots\ldots 4)$$

findet.

Bezeichnet

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{{}^1/_2\,(v_1 + v_2)} = \frac{v_1 - v_2}{v}$$

den Ungleichförmigkeitsgrad der Hammerwelle, ſo hat man

$$v_1 = \left(1 + \frac{\delta}{2}\right) v$$

und

$$v_2 = \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) v$$

und nahe genug

$$v_1^2 = (1 + \delta)\,v^2;\quad v_2^2 = (1 - \delta)\,v^2.$$

Ferner findet man mit Rückſicht auf 1) annähernd:

$$c = \frac{M_1}{M + M_1}\,v_1 = \left(1 - \frac{M}{M_1}\right)\left(1 + \frac{\delta}{2}\right) v$$

und

$$c^2 = \left(1 - \frac{2\,M}{M_1}\right)(1 + \delta)\,v^2 = \left(1 + \delta - 2\,\frac{M}{M_1}\right) v^2,$$

alſo

$$c^2 - v_2^2 = 2\left(\delta - \frac{M}{M_1}\right) v^2.$$

Mit dieſen Werthen geht der Ausdruck 4) für $M_1$ über in:

$$M_1 = \frac{(1 - \nu)\left[Gh - \left(\delta - \frac{M}{M_1}\right) M v^2\right]}{\left[\delta - (1 - \nu)\,\frac{M}{M_1}\right] v^2} \quad \ldots\ldots 5)$$

Um auch die Nebenhinderniſſe der Reibungen an den Zapfen der Hülſe und an den Daumen in Rechnung zu bringen, ſei $\varrho$ der mittlere Halbmeſſer der Zapfen an der Hammerhülſe und $f$ der Reibungscoëfficient, dann hat man, unter $\beta$ den Drehungswinkel des Hammerſtiels bei ſeiner Erhebung verſtanden, für die Kraft $P$ im Abſtande $a$ von der Axe die Gleichung:

$$Pa\beta = Gh + f(P + G)\varrho\beta,$$

da der die Reibung erzeugende Zapfendruck bei Schwanzhämmern durch $P + G$ dargeſtellt iſt (bei Stirnhämmern iſt der Zapfendruck $G - P$ und bei Bruſt- und Aufwerfhämmern $P - G$). Man erhält daher die Arbeit zum Erheben des Hammers mit Rückſicht auf die Reibung an den Drehzapfen zu

$$A_1 = Pa\beta = \frac{1 + f\frac{\varrho\beta}{h}}{1 - f\frac{\varrho}{a}}\,Gh = \left(1 + f\frac{\varrho}{b}\right)\left(1 + f\frac{\varrho}{a}\right)Gh \quad 6)$$

wenn man näherungsweiſe $h = b\beta$ anſtatt $b \sin\beta$ ſetzt. Für den Stirnhammer hat man darin $f\frac{\varrho}{a}$ und für den Bruſt- oder Aufwerfhammer $f\frac{\varrho}{b}$ negativ zu nehmen. Hierzu kommt die Arbeit der Reibung des Daumens an der Streichplatte, wofür der Reibungscoëfficient $f_1$ ſein möge. Bezeichnet man den Weg im Theilkreiſe bei jedem Anhube mit $h_1 = \frac{a}{b}\,h$, ſo iſt der Weg der Reibung nach der Lehre von den Verzahnungen durch

$$\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\frac{h_1^2}{2} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}h\right)^2$$

ausgedrückt, ſo daß am Daumen bei jeder Hebung die Reibungsarbeit

$$A_2 = \frac{f_1}{2}\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\,h\right)^2 P = \frac{f_1}{2}\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\cdot\frac{a}{b}\cdot h\,Gh. \quad 7)$$

aufgezehrt wird, wenn man $\frac{a}{b}\,P = G$ ſetzt. Bei dem Bruſthammer hat man in dieſem Ausdrucke entſprechend innerlich verzahnten Rädern $\left(\frac{1}{r} - \frac{1}{a}\right)$, und beim Aufwerfhammer wie bei coniſchen Rädern

$$\sqrt{\left(\frac{1}{r}\right)^2 + \left(\frac{1}{a}\right)^2} \quad \text{anſtatt} \quad \frac{1}{r} + \frac{1}{a}$$

einzuführen. Man kann daher die zu einer Hebung des Hammers einſchließlich der Zapfenreibung erforderliche Arbeit zu

$$A = A_1 + A_2 = \left[1 + f\varrho\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b}\right) + \frac{f_1}{2}\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\frac{a}{b}\,h\right] Gh$$
$$= (1 + \xi)\,Gh \quad \ldots\ldots\ldots\ 8)$$

annehmen.

Die Zapfenreibung hat auch auf die Geſchwindigkeit $c$ Einfluß, welche die beiden Maſſen $M$ und $M_1$ in Folge des Stoßes annehmen. Bezeichnet man mit $\tau$ die jedenfalls ſehr kleine Zeitdauer des Stoßes, während welcher die Geſchwindigkeit $v_1$ im Theilkreiſe in diejenige $c$ übergeht, ſo hat man die Beſchleunigung der Streichplatte des Hammers $p = \frac{c}{\tau}$ und die Verzögerung der Daumenwelle im Theilkreiſe $p_1 = \frac{v_1 - c}{\tau}$, daher das Verhältniß:

$$\frac{p_1}{p} = \frac{v_1 - c}{c} \quad \ldots\ldots\ldots\ 9)$$

Bezeichnet man nun mit $R$ den durchſchnittlichen Stoßdruck zwiſchen Daumen und Streichplatte, ſo hat man für den Hammer die Momentengleichung

$$Ra = Mpa + f\varrho Z,$$

wenn $Z$ den durch den Stoß veranlaßten Zapfendruck bedeutet. Für denſelben hat man

$$Z = R + \frac{G}{g}\,\frac{b}{a}\,p,$$

da die Zapfen außer durch die Stoßkraft $R$ auch durch die Trägheitskraft der Maſſe $\frac{G}{g}$ des Hammers, welche mit einer Beſchleunigung $\frac{b}{a}\,p$ emporgeſchnellt wird, gegen die Zapfenlager gedrückt werden. Demgemäß hat man

$$Ra = Mpa + f\varrho\left(R + \frac{G}{g}\,\frac{b}{a}\,h\right),$$

woraus

$$R(a - f\varrho) = \left(Ma + f\varrho\,\frac{G}{g}\,\frac{b}{a}\right)p \quad \ldots\ 10)$$

folgt. Ebenſo hat man für die Daumenwelle wegen der durch die Stoßkraft $R$ hervorgerufenen Reibung am Zapfen $\varrho_1$ die Momentengleichung:

$$M_1 p_1 r = Rr + fR\varrho_1 = R(r + f\varrho_1) \quad \ldots\ 11)$$

Dieſe Gleichung liefert mit dem Werthe von $R$ aus 10) den Ausdruck:

$$M_1 p_1 r = \frac{(r + f\varrho_1)\left(Ma + f\varrho\,\frac{G}{g}\,\frac{b}{a}\right)}{a - f\varrho}\,p,$$

woraus man

$$\frac{p_1}{p} = \frac{(r + f\varrho_1)\left(Ma + f\varrho\,\frac{G}{g}\,\frac{b}{a}\right)}{(a - f\varrho)\,M_1 r}$$

$$= \frac{\left(1 + f\,\frac{\varrho_1}{r}\right)\left(1 + f\,\frac{\varrho}{a}\,\frac{b}{a}\,\frac{G}{Mg}\right)}{1 - f\,\frac{\varrho}{a}}\,\frac{M}{M_1} \cdot \quad 12)$$

erhält. Da nun die Größe $\frac{Mga^2}{Gb}$ (Trägheitsmoment dividirt durch das ſtatiſche Moment) den Abſtand $l$ des Schwingungsmittelpunktes des als Pendel betrachteten Hammers vom Drehpunkte bedeutet (ſ. Thl. I), ſo hat man mit Rückſicht auf 9):

$$\frac{p_1}{p} = \frac{v_1 - c}{c} = \frac{\left(1 + f\,\frac{\varrho_1}{r}\right)\left(1 + f\,\frac{\varrho}{l}\right)}{1 - f\,\frac{\varrho}{a}}\,\frac{M}{M_1}$$

$$= \left(1 + f\,\frac{\varrho}{a} + f\,\frac{\varrho_1}{r} + f\,\frac{\varrho}{l}\right)\frac{M}{M_1} = \varkappa\,\frac{M}{M_1} \cdot \quad 13)$$

wenn man den Ausdruck

$$\left(1 + f\,\frac{\varrho}{a} + f\,\frac{\varrho_1}{r} + f\,\frac{\varrho}{l}\right)$$

der Kürze wegen mit $\varkappa$ bezeichnet.

Dem entſprechend enthält man $M_1(v_1 - c) = \varkappa Mc$, und daraus anſtatt der Gleichung 1) genauer:

$$c = \frac{M_1 v_1}{\varkappa M + M_1} \cdot \quad 1\,a)$$

Macht man bei Bruſt- und Aufwerfhämmern $a = l$, d. h. läßt man die Daumen im Mittelpunkte des Stoßes angreifen, ſo iſt die Wirkung auf die Schwingaxe gleich Null und $\varkappa = 1 + f\,\frac{\varrho_1}{r}$, alſo nur beeinflußt von der Reibung der Daumenwelle.

Unter Berückſichtigung der Reibungswiderſtände geht nun auch die Gleichung 5) für die Maſſe $M_1$ der Daumenwelle über in die genauere:

$$M_1 = \frac{(1 - \nu)\left[(1 + \zeta)\,Gh - \left(\delta - \frac{\varkappa M}{M_1}\right)Mv^2\right]}{\left[\delta - (1 - \nu)\,\frac{\varkappa M}{M_1}\right]v^2} \cdot \quad 5\,a)$$

Um den Arbeitsaufwand für ein Spiel des Hammers zu bestimmen, hat man zu der zum Heben des Gewichtes $G$ auf die Höhe $h$ erforderlichen Arbeit

$$A = A_1 + A_2 = (1 + \zeta)\, G h$$

noch den durch den Stoß des Daumens veranlaßten Verlust an lebendiger Kraft hinzuzufügen. Da die Daumenwelle durch den Stoß ihre größte Geschwindigkeit $v_1$ nach 1 a) auf den Betrag $c = \dfrac{M_1 v_1}{\varkappa M + M_1}$ herabmindert, so wird ihr ein Arbeitsbetrag $M_1 \dfrac{v_1^2 - c^2}{2}$ dadurch entzogen. Bei der hierauf folgenden Erhebung des Hammers durch den Daumen, während welcher die Geschwindigkeit der Daumenwelle weiter von $c$ auf den kleinsten Betrag $v_2$ sinkt, giebt der Hammer von der aufgenommenen lebendigen Kraft $M \dfrac{c^2}{2}$ einen Betrag $M \dfrac{c^2 - v_2^2}{2}$ an die Welle zurück, so daß deren Verlust sich im Ganzen auf

$$V = M_1 \frac{v_1^2 - c^2}{2} - M \frac{c^2 - v_2^2}{2}$$

beziffert. Mit $v_1^2 = (1 + \delta)\, v^2$ und $v_2^2 = (1 - \delta)\, v^2$ schreibt sich dieser Ausdruck, wenn man noch der Einfachheit wegen $\dfrac{M_1}{\varkappa M + M_1} = \sigma$ einführt:

$$V = M_1 \frac{v^2}{2} [1 + \delta - \sigma^2 (1 + \delta)] - M \frac{v^2}{2} [\sigma^2 (1 + \delta) - (1 - \delta)]$$

$$= [M_1 (1 + \delta)(1 - \sigma^2) - M (1 + \delta) \sigma^2 + M (1 - \delta)] \frac{v^2}{2} \quad \ldots \quad 14)$$

Danach ergiebt sich die Arbeit für ein Spiel des Hammers zu $L = A + V$, und die Leistung in Pferdekräften bei $n$ Umdrehungen der Welle und $u$ Daumen im Umfange, also bei $z = nu$ Schlägen in der Minute zu

$$N = \frac{nu}{60.75} (A + V) \quad \ldots \quad 15)$$

Hierbei sind die Zapfenreibungen der Daumenwelle selbst und deren sonstige Hindernisse noch nicht berücksichtigt.

Die weitere Bewegung des Hammers, nachdem ihn der Daumen verlassen hat, läßt sich wie folgt beurtheilen. Die Geschwindigkeit $v_2$ der Masse $M$ des Hammers veranlaßt, wenn ein Reitel nicht vorhanden ist, eine weitere Erhebung des Hammergewichtes $G$ auf die Höhe $h_s$, die sich durch

$$G h_s = M \frac{v_2^2}{2}$$

zu

$$h_s = \frac{Mg}{G}\,\frac{v_2^2}{2g}$$

ergiebt.

Die zu dieſer Erhebung erforderliche Zeit iſt, wenn man von der Zapfenreibung an der Hülſe und den ſonſtigen Hinderniſſen abſieht, zu

$$t_s = \sqrt{\frac{2\,h_s}{g}}$$

anzunehmen. Der Hammer fällt daher von der ganzen Höhe $h + h_s$ herab, wozu er die Zeit

$$t_f = \sqrt{2\,\frac{h + h_s}{g}}$$

gebraucht.

Bezeichnet man die Zeit zu einem ganzen Spiel des Hammers mit $t = \frac{60}{nu}$ Secunden, ſo hat man die Zeit für die Erhebung durch den Daumen, alſo während einer Umdrehung der Welle durch den Winkel

$$\alpha = \nu\,\frac{2\pi}{u}$$

zu

$$t_1 = \nu t,$$

und es iſt daher

$$t_s + t_f < (1 - \nu)t$$

zu fordern.

Iſt dagegen der Hammer mit einem Reitel verſehen, ſo darf man annehmen, daß er faſt unmittelbar, nachdem ihn der Daumen verlaſſen hat, von dem Reitel zurückgeworfen wird, und wenn man den letzteren als vollkommen elaſtiſch anſieht, ſo fällt der Hammer mit einer Anfangsgeſchwindigkeit, die gleich und entgegengeſetzt derjenigen $v_2$ iſt, welche er durch den Daumen erhalten hatte. Die Zeit zum Fallen beſtimmt ſich daher in dieſem Falle zu

$$t_f = \sqrt{2\,\frac{h + h_s}{g}} - t_s$$

und es iſt

$$t_f < (1 - \nu)t$$

zu fordern. Wenn auch die Zurückwerfung des Hammers durch den Reitel nicht momentan erfolgt, ſo beſteht die Wirkung des Reitels doch darin, daß die Umſetzung der Geſchwindigkeit $v_2$ in die entgegengeſetzte in kürzerer Zeit erfolgt, als ohne Reitel, ſo daß man einen größeren Werth für das Verhältniß $\nu = \frac{\alpha}{\varphi}$ zu Grunde legen, folglich eine größere Schlagzahl erzielen

kann. Der Sicherheit wegen nimmt man in der Regel $\nu$ nicht größer als 0,5, nach praktiſchen Vorſchriften[1]) nur $\nu = 0{,}4$.

Wegen der unvollkommenen Elaſticität des Prallſtockes wird der Hammer nur mit der Geſchwindigkeit $v_3 = v_2 \sqrt{\mu}$ zurückgeworfen, worin $\mu$ einen von der Elaſticität des Prallſtockes abhängigen unechten Bruch vorſtellt.

In dem Vorſtehenden ſind für das Fallen des Hammers die Formeln für den freien Fall in ſenkrechter Richtung angenommen, was nicht ſtreng richtig iſt, da der Hammer in einem ſenkrechten Kreisbogen ſich bewegt und da die Bewegung auch durch die Reibung an den Zapfen der Hülſe verzögert wird. Die hierdurch veranlaßten Zeit- und Arbeitsverluſte können indeß wegen ihrer Geringfügigkeit in den Fällen der Praxis vernachläſſigt werden.

Die Wirkung des Prallſtockes kann man folgendermaßen beurtheilen. Iſt $M$ die Maſſe des Hammers, reducirt auf den Punkt, mit welchem er auf den Reitel trifft, und $v_2$ die Geſchwindigkeit daſelbſt, ſo hat man, wenn $M_0$ die auf den Stoßpunkt reducirte Maſſe des Prallſtockes vorſtellt, unter Vorausſetzung eines vollkommen elaſtiſchen Stoßes, die Geſchwindigkeit der Hammermaſſe nach dem Stoße:

$$v_3 = v_2 - \frac{2\,M_0}{M + M_0}\,v_2 = \frac{M - M_0}{M + M_0}\,v_2,$$

vermöge deren die Arbeitsfähigkeit der Hammermaſſe durch

$$L = M\,\frac{v_3^2}{2} = \left(\frac{M - M_0}{M + M_0}\right)^2 \frac{M v_2^2}{2}$$

und der Arbeitsverluſt durch

$$V = M\,\frac{v_2^2 - v_3^2}{2} = 4\,\frac{M M_0}{(M + M_0)^2}\,\frac{M v_2^2}{2}$$

ausgedrückt iſt.

Man erſieht aus dieſen Ausdrücken, daß der Arbeitsverluſt durch den Stoß gegen den Reitel um ſo kleiner wird, je größer die Reitelmaſſe $M_0$ iſt und für $M_0 = \infty$ gleich Null ausfällt.

Beiſpiel. Ein Schwanzhammerwerk nach Art des in Fig. 852 dargeſtellten habe folgende Verhältniſſe: Das Gewicht $G$ des Hammers ſei gleich 250 kg, das des beſchlagenen Helms ſammt Hammerhülſe 1200 kg, das des Sohlringes 50 kg; der Schwerpunkt des Hammers ſei von der Drehaxe 3 m, der Schwanzring 1,5 m entfernt, ſo hat man das ganze Gewicht des Hammers

$$G = 250 + 1200 + 50 = 1500\,\text{kg},$$

und das Moment deſſelben für die Drehaxe

$$Gb = 250 . 3 + {}^2/_3 . 1200 \cdot \frac{3}{2} - {}^1/_3 . 1200 \cdot \frac{1{,}5}{2} - 50 . 1{,}5 = 1575,$$

---

[1]) Tunner, Stabeiſen- und Stahlbereitung, Freiberg 1858.

woraus sich der Schwerpunktsabstand

$$b = \frac{1575}{1500} = 1{,}05 \text{ m}$$

ergiebt. Ist ferner der Hub des Hammerkopfes gleich 0,5 m, so hat man die Erhebung $h$ im Schwerpunkte des ganzen Hammers:

$$h = 0{,}5\,\frac{1{,}05}{3} = 0{,}175 \text{ m},$$

und daher

$$Gh = 1500 \,.\, 0{,}175 = 262{,}5 \text{ mkg}.$$

Die Welle hat $u = 6$ Daumen und macht in der Minute $n = 20$ Umdrehungen, der Hammer daher in derselben Zeit $nu = 120$ Schläge oder 2 in der Secunde.

Der Weg des Schwanzendes beträgt $\frac{1}{2} \,.\, 0{,}5 = 0{,}25$ m, daher macht der Daumen bei einem ganzen Spiel unter Annahme eines Verhältnisses $\nu = \frac{\alpha}{\varphi}$ $= 0{,}4$ einen Weg im Umfange des Theilkreises

$$\frac{0{,}25}{\nu} = \frac{10}{4} \cdot 0{,}25 = 0{,}625 \text{ m},$$

folglich ist der Umfang des Theilkreises $6 \,.\, 0{,}625 = 3{,}75$ m, wozu ein Halbmesser $r = 0{,}597$ m gehört.

Zur Reduction der Masse des Hammers $M$ auf das Schwanzende hat man das Trägheitsmoment für die Drehaxe

$$T = \frac{1}{g}\left(250 \,.\, 3^2 + 800 \cdot \frac{1}{3}\, 3^2 + 400 \cdot \frac{1}{3}\, 1{,}5^2 + 50 \,.\, 1{,}5^2\right)$$

$$= 0{,}102 \,.\, 5062{,}5 = 516{,}4,$$

und daher die auf den Schwanzring reducirte Masse

$$M = \frac{516{,}4}{1{,}5^2} = 229.$$

Das Gewicht der armirten Daumenwelle sammt Daumenring und Wasserrad sei $G_1 = 10\,000$ kg, und das Trägheitsmoment derselben $T_1 = \frac{1}{g}\, 7000 = 714$, daher die auf den Theilkreis reducirte Masse

$$M_1 = \frac{714}{0{,}597^2} = \frac{714}{0{,}356} = 2000.$$

Ist nun noch der mittlere Halbmesser der Hülsenzapfen $\varrho = 0{,}025$ m, der Halbmesser von den Zapfen der Wasserradwelle $\varrho_1 = 0{,}075$ m, und nimmt man den Reibungscoëfficienten für die Zapfen $f = 0{,}1$, dagegen für die Streichplatte $f_1 = 0{,}2$ an, so hat man nach 8):

$$\zeta = f\varrho\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b}\right) + \frac{f_1}{2}\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\frac{a}{b}\, h = 0{,}1 \,.\, 0{,}025\left(\frac{1}{1{,}5} + \frac{1}{1{,}05}\right)$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot 0{,}2\left(\frac{1}{0{,}597} + \frac{1}{1{,}5}\right)\frac{1{,}5}{1{,}05}\, 0{,}175 = 0{,}004 + 0{,}058 = 0{,}062$$

und da der Abstand $l$ des Schwingungsmittelpunktes sich zu

$$l = \frac{Mga^2}{Gb} = \frac{5062{,}5}{1575} = 3{,}214 \text{ m}$$

ergiebt, so erhält man den Stoßcoëfficienten nach 13):

$$\varkappa = 1 + f\frac{\varrho}{a} + f\frac{\varrho_1}{r} + f\frac{\varrho}{l} = 1 + 0{,}1\frac{0{,}025}{1{,}5} + 0{,}1\frac{0{,}075}{0{,}597} + 0{,}1\frac{0{,}025}{3{,}214}$$
$$= 1 + 0{,}0016 + 0{,}0126 + 0{,}0008 = 1{,}015.$$

Damit erhält man nun nach 5a) den Ungleichförmigkeitscoëfficienten $\delta$ aus

$$\delta\,[M_1 + (1-\nu)\,M] = (1-\nu)\left[(1+\zeta)\frac{Gh}{v^2} + \varkappa M + \varkappa\frac{M}{M_1}M\right],$$

also mit

$$v = \frac{2\,.\,0{,}597\,.\,\pi\,.\,20}{60} = 1{,}25\,\text{m},$$

$$\delta\,(2000 + 0{,}6\,.\,229) = 0{,}6\left(\frac{1{,}062\,.\,262{,}5}{1{,}25\,.\,1{,}25} + 1{,}015\,.\,229 + 1{,}015\,\frac{229\,.\,229}{2000}\right)$$

zu

$$\delta = \frac{0{,}6\,(178{,}4 + 232{,}2 + 26{,}6)}{2137} = 0{,}123.$$

Zur Bestimmung des Arbeitsaufwandes hat man nun zunächst nach 8):

$$A = (1+\zeta)\,Gh = 1{,}062\,.\,262{,}5 = 278{,}7\,\text{mkg},$$

und mit

$$\sigma = \frac{M_1}{\varkappa M + M_1} = \frac{2000}{1{,}015\,.\,229 + 2000} = 0{,}895$$

erhält man nach 14) den Stoßverlust:

$$V = [2000\,.\,1{,}123\,.\,(1 - 0{,}896^2) - 229\,.\,1{,}123\,.\,0{,}896^2 + 229\,.\,0{,}877]\,\frac{1{,}25^2}{2}$$
$$= (442{,}3 - 206{,}4 + 200{,}8)\,.\,0{,}781 = 341{,}2\,\text{mkg}.$$

Der Arbeitsaufwand beziffert sich daher (15) zu

$$N = \frac{20\,.\,6}{60\,.\,75}\,(278{,}7 + 341{,}2) = 16{,}53\ \text{Pfkr}.$$

Die Höhe $h_s$, auf welche sich der Hammer vermöge seiner Geschwindigkeit

$$v_2 = \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)v = 0{,}938\,.\,1{,}25 = 1{,}173\,\text{m}$$

erhebt, ermittelt sich mit $\mu = 0{,}75$ zu

$$h_s = 0{,}75\,\frac{1{,}173^2}{2\,.\,9{,}81} = 0{,}052\,\text{m};$$

daher ergiebt sich die Arbeit bei dem Niederfallen zu

$$L = G\,(h + h_s) = 1500\,(0{,}175 + 0{,}052) = 340{,}5\,\text{mkg},$$

und da die zu einem Spiel erforderliche Arbeit

$$A + V = 278{,}7 + 341{,}2 = 619{,}9\,\text{mkg}$$

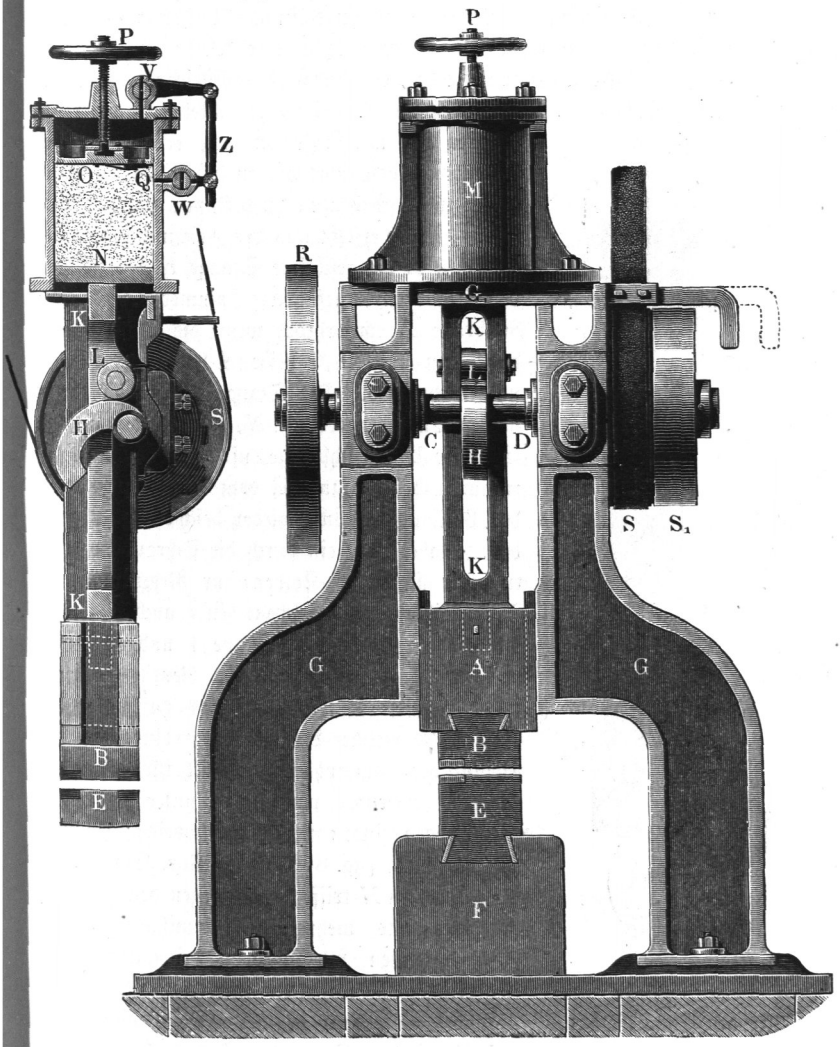
beträgt, so folgt der Nutzeffect des Hammers zu nur

$$\eta = \frac{340{,}5}{619{,}9} = 0{,}548.$$

§. 212. **Stempelhämmer.** Unter diesem Namen sollen hier diejenigen Hämmer verstanden werden, welche, unter Vermeidung von Hebeln, ähnlich wie die Stampfer, durch Daumen in senkrechten Führungen erhoben werden, so daß

die Hammerbahn immer parallel zum Amboß bleibt. Da derartige Hämmer jetzt ebenfalls nur noch selten Verwendung finden, weil der mit Stoßwirkung

II Fig. 865. I

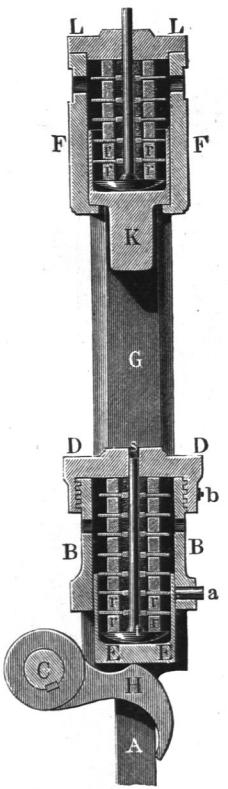



verbundene Daumenangriff meistens durch andere vortheilhaftere Betriebsmittel verdrängt worden ist, so genügt hier eine kurze Besprechung.

Der wie bei den Stampfern (s. Cap. 1) evolventenförmige Daumen ergreift die zwischen senkrechten Führungen geleitete Hubstange des Hammers

zuweilen zur Verringerung der Daumenreibung an einer Reibrolle, häufiger aber an einem Federpuffer, um den Arbeitsverluſt bei dem Stoße herabzuziehen. Auch anſtatt des Reitels der vorbeſchriebenen Hebelhämmer dient hier zur Beſchleunigung des Niederfallens ein elaſtiſcher Puffer aus Gummi, ſtatt deſſen man auch wohl ein in einem Cylinder oberhalb des Hammers abgeſchloſſenes Luftkiſſen verwendet hat, das durch den aufſteigenden Hammer zuſammengepreßt wird. Fig. 865 (a. v. S.) zeigt einen älteren Hammer der letzteren Art mit Luftkiſſen, wie er jetzt indeſſen kaum noch ausgeführt werden dürfte, da die weiter unten zu beſprechenden Lufthämmer vortheilhafter ſind. Man erſieht aus der Zeichnung, wie der Daumen $H$ die geſchlitzte Stange $K$ des zwiſchen den Ständern $G$ geführten Hammers $A$ an einer Reibrolle $L$ emporhebt, wenn die Daumenwelle durch den auf die Scheibe $S$ laufenden Riemen umgedreht wird. Die Stange $K$ trägt an ihrem oberen Ende den Kolben $N$, welcher die in dem Cylinder $M$ abgeſchloſſene Luft bei dem Aufſteigen zuſammendrückt, um bei dem Niedergange durch die Preſſung der Luft wieder beſchleunigt zu werden. Dabei iſt $O$ ein durch die Schraubenvorrichtung $P$ ſtellbarer Kolben zur Regulirung der Pufferwirkung, zu welchem Ende auch die beiden durch $Z$ zu bewegenden Hähne $V$ und $W$, ſowie das im Kolben $O$ befindliche Ventil $Q$ dienen ſollen. Dieſe Einrichtung eines Luftpuffers iſt veraltet; in welcher Art man neuerdings die Elaſticität der atmoſphäriſchen Luft für Schmiedehämmer verwendet, wird weiter unten beſprochen.

Fig. 866.




Dagegen finden ſich noch zuweilen Hämmer von der durch Fig. 866 dargeſtellten Einrichtung. Der Daumen $H$ trifft hierbei gegen den Prallkopf $E$ eines aus mehreren Gummilagen $r$ mit zwiſchengelegten Blechſcheiben zuſammengeſetzten Puffers, der in dem Eiſencylinder $B$ enthalten und durch dieſen feſt mit der Stange $A$ des Hammers verbunden iſt. In Folge dieſer Anordnung wird der Pufferkopf $E$ bei dem Stoße des Daumens gegen ihn in den Cylinder $B$ eingepreßt, wobei er die Gummiſcheiben zuſammendrückt, und indem dieſe den empfangenen Druck auf den Deckel $D$ des Puffercylinders und damit auf den Hammer übertragen, wird der ſonſt mit dem Stoße verbundene Verluſt an lebendiger Kraft vermieden, indem dieſe Arbeit,

welche bei einem unelaſtiſchen Stoße auf die Abnutzung des Daumens und der Streichplatte verwendet wird, hier dazu dient, die Hebung des Hammers zu befördern, wenn die Gummiplatten ſich während und am Ende des Daumenangriffes wieder ausdehnen. Auch werden durch die Anwendung eines ſolchen Angriffspuffers die Erſchütterungen vermieden, denen die ganze Maſchine ſonſt ausgeſetzt ſein würde. Der Arbeitsverluſt, welcher ohne einen ſolchen Puffer auftreten würde, beſtimmt ſich bekanntlich zu

$$V = \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{v_1^2}{2},$$

wenn $M$ die Maſſe des Hammers, $M_1$ die auf den Daumenangriff reducirte Maſſe der Daumenwelle mit Schwungrad und $v_1$ die Geſchwindigkeit im Theilkreiſe der Daumen im Beginn des Anhubes vorſtellt.

Der Puffer zum Auffangen und Zurückwerfen des Hammers hat eine ähnliche Einrichtung. Das durch den Deckel $L$ verſchloſſene cylindriſche Gehäuſe $F$, welches den Puffer aufnimmt, iſt feſt mit dem Hammergeſtell verbunden, und gegen den nach unten hervorragenden Pufferkopf $K$ trifft der Deckel $D$ des Auffangepuffers, nachdem der Daumen den Hammer verlaſſen hat, ſo daß der aufſteigende Hammer vermöge ſeiner Geſchwindigkeit den Pufferkopf $K$ noch um eine gewiſſe Größe in den Cylinder $F$ hineinſchiebt und dabei die Gummiplatten zuſammendrückt, die durch ihre Rückwirkung den wieder fallenden Hammer beſchleunigen. Die Wirkung dieſes Auffangepuffers beſteht daher weſentlich darin, den Hammer an dem Aufſteigen auf die ganze ſeiner Geſchwindigkeit zugehörige Geſchwindigkeitshöhe zu verhindern und die Zeit abzukürzen, welche zwiſchen dem Ende des Daumenangriffs und dem Aufſchlagen des Hammers auf den Amboß vergeht. Man kann daher durch Anwendung des Auffangepuffers eine größere Schlagzahl in der Minute erreichen, doch iſt damit wegen der nicht vollkommenen Elaſticität des Puffers auch immer ein gewiſſer Arbeitsverluſt verbunden, der um ſo größer ausfällt, je weniger elaſtiſch das Puffermaterial iſt. Es läßt ſich die Wirkſamkeit eines derartigen Auffangepuffers in folgender Art beurtheilen.

Man kann bei einem ſolchen Puffer innerhalb der gewöhnlichen Grenzen die Zuſammendrückung proportional mit der zuſammendrückenden Kraft $P$ annehmen; bezeichnet man daher die Zuſammendrückung des Puffers durch eine Kraft gleich einem Kilogramm mit $\sigma$, ſo hat man zu einer Zuſammendrückung um die Länge $x$ eine Kraft

$$P = \frac{x}{\sigma} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad 1)$$

nöthig.

Wenn der Hammer, nachdem er vom Daumen verlaſſen iſt, mit einer beſtimmten Geſchwindigkeit $c$ gegen den Pufferkopf ſtößt, ſo iſt er im

erſten Augenblicke nur einer Verzögerung $g$ durch die Schwere unterworfen. Die Verzögerung wächſt aber fortwährend in dem Maße, wie die Zuſammendrückung zunimmt, und man hat nach dem Vorſtehenden bei einer Zuſammendrückung um $x$ außer dem Eigengewichte $G$ noch eine verzögernde Kraft $P = \frac{x}{\sigma}$, ſo daß für dieſen Augenblick die Verzögerung den Werth

$$p = \frac{G + P}{G} g = \left(1 + \frac{1}{\sigma G} x\right) g = (1 + \mu x) g \quad . \quad . \quad 2)$$

hat, wenn man $\frac{1}{\sigma G}$ mit $\mu$ bezeichnet. Wenn in dieſer Stellung die Geſchwindigkeit des Hammers ſich von dem urſprünglichen Werthe $c$ bis auf denjenigen $v$ verringert hat, ſo iſt wegen der Gleichheit der verſchwundenen und geleiſteten Arbeiten

$$G \frac{c^2 - v^2}{2g} = Gx + \int_0^x P \partial x = Gx + \int_0^x \frac{x}{\sigma} \partial x = Gx + \frac{1}{2} \frac{x^2}{\sigma},$$

woraus

$$\frac{c^2 - v^2}{2g} = x + \frac{1}{2} \frac{1}{\sigma G} x^2 = x + \frac{1}{2} \mu x^2 \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

folgt.

Dieſe Gleichung liefert für $x$ den Werth:

$$x = -\frac{1}{\mu} + \sqrt{\frac{1}{\mu^2} + \frac{c^2 - v^2}{\mu g}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

woraus man mit $v = 0$ die ganze Zuſammendrückung der Feder

$$s = -\frac{1}{\mu} + \sqrt{\frac{1}{\mu^2} + \frac{c^2}{\mu g}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4\,a)$$

findet.

Um die Zeit $t$ zum Zuſammendrücken zu beſtimmen, bildet man aus 4) durch Differentiiren:

$$\partial x = -\frac{v \partial v}{g \sqrt{1 + (c^2 - v^2) \frac{\mu}{g}}}$$

und aus $\partial x = v \partial t$ folgt daher

$$\partial t = \frac{\partial x}{v} = -\frac{\partial v}{g \sqrt{1 + (c^2 - v^2) \frac{\mu}{g}}}.$$

Dieſe Gleichung liefert, zwiſchen den Grenzen $v = c$ und $v = 0$ integrirt, die Zeit zum Zuſammendrücken des Puffers:

$$t = \frac{1}{\sqrt{\mu g}}\, arc\,.\,sin\,.\,c\sqrt{\frac{\mu}{g + \mu c^2}} \quad \ldots\ldots 5^{1})$$

Für die gewöhnlichen Ausführungen ist $\mu$ so groß, daß man $\frac{g}{\mu}$ gegen $c^2$ vernachlässigen und also

$$c\sqrt{\frac{\mu}{g + \mu c^2}} = c\sqrt{\frac{1}{c^2}} = 1$$

setzen kann, so daß man die Zeit $t_1$ zum Zusammendrücken des Puffers

$$t_1 = \frac{\pi}{2\sqrt{\mu g}} \quad \ldots\ldots\ldots 5a)$$

erhält. Da beim darauf folgenden Zurückfallen unter der Annahme vollkommener Elasticität die Beschleunigung des Hammers ebenso groß ist, wie die Verzögerung beim Steigen, so ist die Zeit zum Zurückstoßen des Hammers durch den Puffer bis zu dem Augenblicke, wo der Hammer wieder die anfängliche Geschwindigkeit $c$ angenommen hat, ebenfalls gleich:

$$t_2 = t_1 = \frac{\pi}{2\sqrt{\mu g}} \quad \ldots\ldots\ldots 6)$$

Nunmehr beginnt der Hammer mit der Anfangsgeschwindigkeit $c$ unter der alleinigen Beschleunigung $g$ der Schwere durch die Höhe $h$ herabzufallen, auf welche ihn der Daumen zuvor erhoben hatte, und hierzu gehört nach den Fallgesetzen die Zeit

$$t_3 = \sqrt{\frac{2}{g}\left(h + \frac{c^2}{2g}\right)} - \frac{c}{g} = \frac{\sqrt{2gh + c^2} - c}{g} \quad \ldots 7)$$

Rechnet man hierzu die Zeit zum Anheben des Hammers auf die Höhe $h$ mit der Geschwindigkeit $c$:

---

[1]) Dies zu erkennen, schreibe man

$$-\frac{\partial v}{g\sqrt{1 + (c^2 - v^2)\,\frac{\mu}{g}}} = -\frac{\partial v}{g\sqrt{1 + \frac{\mu c^2}{g}}\sqrt{1 - \frac{\mu v^2}{g + \mu c^2}}},$$

und setze

$$v\sqrt{\frac{\mu}{g + \mu c^2}} = u,$$

also

$$\partial v = \partial u\sqrt{\frac{g + \mu c^2}{\mu}},$$

womit

$$\partial t = -\frac{\partial u}{\sqrt{\mu g}\sqrt{1 - u^2}} = -\frac{1}{\sqrt{\mu g}}\,\partial\, arc\,.\,sin\, u$$

folgt.

$$t_4 = \frac{h}{c} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 8)$$

ſo erhält man die Zeit eines vollen Spiels zu

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4,$$

wozu noch eine geringe Ruhezeit für den Hammer nach jedem Schlage von 0,1 bis 0,2 Secunden hinzugefügt werden kann.

Ohne einen Auffangepuffer würde der Hammer mit der Geſchwindigkeit $c$ ſich auf eine Höhe $s_1 = \frac{c^2}{2g}$ erheben, wozu eine Zeit

$$t_1' = \frac{c}{g} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 5a_1)$$

erforderlich wäre, ſo daß der durch die Prallvorrichtung erzielte Zeitgewinn ſich zu

$$\tau = 2(t_1' - t_1) = \frac{2c}{g} - \frac{\pi}{\sqrt{\mu g}} \quad \ldots \ldots \quad 9)$$

ergiebt.

Dieſe Formeln gelten auch bei dem Gegenſchlagen des Hammers gegen einen nur unvollkommen elaſtiſchen Prallſtock, nur hat man dann für die Beſchleunigung bei dem Zurückfallen einen Werth

$$p_1 = (1 + \mu_1 x) g$$

anzunehmen, worin $\mu_1$ kleiner als $\mu$ iſt. Dafür hätte man die Zeit zum Rückfallen

$$t_2 = \frac{\pi}{2\sqrt{\mu_1 g}},$$

ſo daß man den Zeitgewinn

$$\tau' = \frac{2c}{g} - \frac{\pi}{2\sqrt{g}} \left( \frac{1}{\sqrt{\mu}} + \frac{1}{\sqrt{\mu_1}} \right) \quad \ldots \ldots \quad 9')$$

erhielte. Wäre hierbei die Elaſticität des Prallſtockes, alſo auch $\mu_1$ ſehr klein, ſo hätte man in 5)

$$t_2 = \frac{1}{\sqrt{\mu_1 g}} arc.sin.c \sqrt{\frac{\mu_1}{g + \mu_1 c^2}} = \frac{1}{\sqrt{\mu_1 g}} arc.sin.c \sqrt{\frac{\mu_1}{g}} = \frac{c}{g}$$

zu ſetzen, ſo daß für dieſen Fall der Zeitgewinn ſich zu

$$\tau'' = \frac{c}{g} - \frac{\pi}{2\sqrt{\mu g}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad 9'')$$

berechnet.

Auch würde bei einem unvollkommen elaſtiſchen Puffer oder Prallſtock die Geſchwindigkeit des niederfallenden Hammers in dem Augenblicke, wo er den

Puffer verläßt, nicht, wie bei vollkommener Elasticität, gleich $c$, sondern nach 3) nur

$$c_1 = \sqrt{2gs\left(1 + \frac{1}{2}\mu_1 s\right)}$$

sein.

Die Geschwindigkeitshöhe des Hammers bei seinem Aufschlagen auf den Amboß ist, wenn $h$ die Höhe vorstellt, auf welche er durch den Daumen gehoben wird:

1. bei vollkommener Elasticität der Prallvorrichtung, sowie bei einem Hammer ohne Prallstock

$$h_1 = h + \frac{c^2}{2g} = h + s\left(1 + \frac{1}{2}\mu s\right);$$

2. bei unvollkommener Elasticität des Prallstockes

$$h_1 = h + \frac{c_1^2}{2g} = h + s\left(1 + \frac{1}{2}\mu_1 s\right) \text{ und}$$

3. bei ganz unelastischem Prallstocke

$$h_1 = h + s.$$

Beispiel. Wenn ein Stempelhammer den als Prallstock dienenden Federpuffer mit $c = 2$ m Geschwindigkeit trifft, und diesen dabei um $s = 0{,}06$ m zusammendrückt, so erhält man den zugehörigen Werth von $\mu$ aus 3) zu

$$\mu = \frac{2}{s^2}\left(\frac{c^2}{2g} - s\right) = \frac{2}{0{,}06\,.\,0{,}06}\left(\frac{4}{2\,.\,9{,}81} - 0{,}06\right)$$
$$= \frac{20\,000}{36}\,(0{,}204 - 0{,}06) = 80,$$

und daher die Zeit zum Anprallen nach 5a)

$$t_1 = \frac{\pi}{2\sqrt{80\,.\,9{,}81}} = 0{,}056 \text{ Sec.},$$

während ohne Prallvorrichtung die Zeit zum freien Aufsteigen sich zu

$$t_1' = \frac{c}{g} = \frac{2}{9{,}81} = 0{,}204 \text{ Sec.}$$

berechnet, so daß der durch die Prallvorrichtung erzielte Zeitgewinn

$$\tau = 2\,(0{,}204 - 0{,}056) = 0{,}296 \text{ Sec.}$$

für jedes Spiel des Hammers beträgt. Nimmt man die mittlere Geschwindigkeit beim Anheben des Hammers zu $c = 2$ m und die Hubhöhe zu 1 m an, so hat man die Zeit des Anhebens $h_4 = 0{,}5$ Secunden, wogegen die Zeit $t_3$ zum Zurückfallen nach 7)

$$t_3 = \frac{\sqrt{2\,.\,9{,}81\,.\,1 + 4} - 2}{9{,}81} = 0{,}288 \text{ Sec.}$$

beträgt. Demnach ist die ganze Zeit eines Stempelspiels

$$t = 0{,}056 + 0{,}056 + 0{,}288 + 0{,}5 = 0{,}90 \text{ Sec.}$$

Ohne eine ſolche Prallvorrichtung würde der Hammer, nachdem ihn der Daumen verlaſſen hat, auf die Höhe

$$s_1 = \frac{4}{2 \,.\, 9{,}81} = 0{,}204 \text{ m}$$

emporſteigen und darauf zum freien Fallen von der Höhe $h + s_1 = 1{,}204$ m die Zeit

$$t_2 = \sqrt{\frac{2 \,.\, 1{,}204}{9{,}81}} = 0{,}496 \text{ Sec.}$$

gebrauchen, ſo daß die ganze Zeit eines Spiels ſich zu

$$t' = 0{,}50 + 0{,}204 + 0{,}496 = 1{,}20 \text{ Sec.},$$

alſo um $\frac{1{,}2 - 0{,}9}{0{,}9} = 33\frac{1}{3}$ Proc. größer ergiebt, als bei der Anwendung eines Puffers. Würde man vorausſetzen, daß der Hammer nach jedem Schlage 0,1 Secunde ruhe, ſo würde man bei Anwendung eines Puffers in jeder Minute $\frac{60}{0{,}9 + 0{,}1} = 60$ Schläge erzielen können, während dieſe Zahl für einen Hammer ohne Puffer nur $\frac{60}{1{,}3} = 46$ beträgt.

Die Wirkung jedes Schlages iſt, unter Vorausſetzung vollkommener Elaſticität, in beiden Fällen dieſelbe, entſprechend nämlich einer Geſchwindigkeitshöhe

$$h + \frac{c^2}{2g} = 1 + 0{,}204 = 1{,}204 \text{ m}.$$

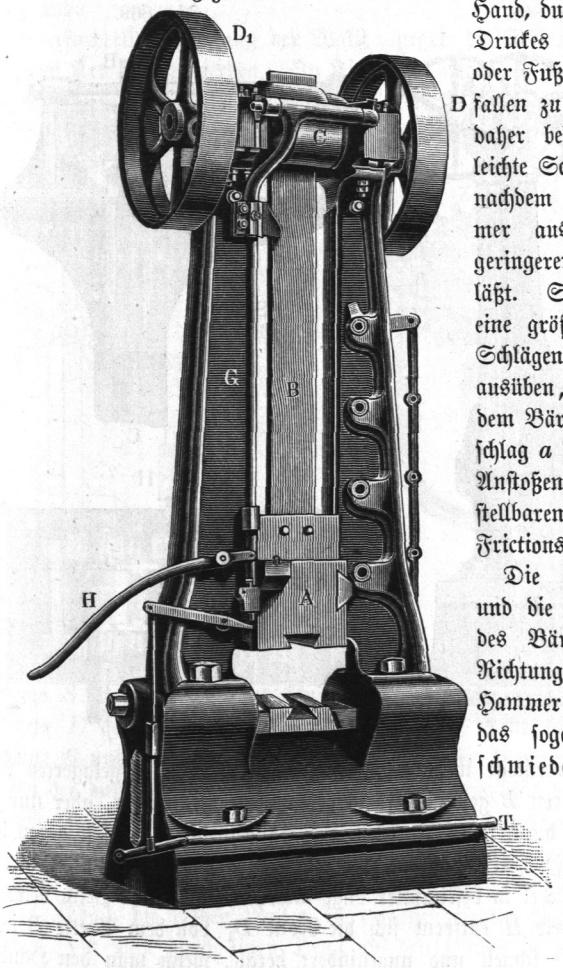
Bei unvollkommener Elaſticität fällt dieſe Geſchwindigkeitshöhe, ſowie auch der Zeitgewinn entſprechend geringer aus.

**§. 213. Frictionshämmer.** Durch eine gewöhnliche Daumenwelle kann ein Hammer nur auf eine mäßige, für alle Schläge unveränderliche Höhe erhoben werden. Will man größere und veränderliche Hubhöhen erzielen, ſo bedient man ſich wohl der Frictionshämmer, ſo genannt, weil ſie vermöge der Reibung angehoben werden, die zwiſchen einer den Hammer tragenden ſenkrechten Schiene und den Umfängen zweier dieſe Schiene zwiſchen ſich faſſenden Scheiben hervorgerufen wird. In Fig. 867 iſt ein ſolcher Hammer [1]) abgebildet. Der zwiſchen prismatiſchen Führungen des Hammergeſtelles $G$ ſenkrecht geführte Hammerbär $A$ hängt hierbei an dem hölzernen Brette $B$, das zwiſchen zwei cylindriſchen Frictionswalzen hindurchtritt, die oberhalb im Geſtelle gelagert ſind, und von denen in der Figur nur die vordere $C$ ſichtbar iſt. Werden dieſe Walzen durch Verſchiebung ihrer Lager feſt gegen die zwiſchen ihnen befindliche Schiene gepreßt, ſo ziehen ſie, wenn ſie durch zwei auf die Scheiben $D$ und $D_1$ geführte Riemen (einen offenen und einen gekreuzten) nach entgegengeſetzten Richtungen umgedreht werden, vermöge der Reibung das Brett $B$ ſammt dem daran hängenden Hammer ſo lange empor, wie die Preſſung der Rollen gegen die Schiene andauert,

[1]) Von L. Löwe u. Co. in Berlin.

während der Hammer niederfällt, ſobald die gedachte Preſſung aufhört. Um die Rollen gegen die Schiene zu drücken, dienen verſchiedene Einrichtungen. Meiſtens wird die eine Rolle in feſten Lagern unterſtützt, während die Lager der anderen Rolle in einem um Zapfen ſchwingenden Hebel angebracht ſind, der von dem Arbeiter durch einen Händel *H* oder einen Fußtritt *T* in ſolcher Weiſe gedreht wird, daß die erforderliche Zuſammenpreſſung erfolgt. Man hat es daher in der Hand, durch Nachlaſſen des Druckes auf den Händel oder Fußtritt den Hammer fallen zu laſſen und kann daher beliebig ſtarke oder leichte Schläge erhalten, je nachdem man den Hammer aus größerer oder geringerer Höhe herabfallen läßt. Soll der Hammer eine größere Anzahl von Schlägen gleicher Stärke ausüben, ſo kann ein an dem Bär angebrachter Anſchlag *a* dazu dienen, durch Anſtoßen gegen einen verſtellbaren Knaggen die Frictionswalzen zu lüften.

Fig. 867.




Die größere Hubhöhe und die genaue Führung des Bärs in ſenkrechter Richtung machen dieſen Hammer ſehr geeignet für das ſogenannte Geſenkſchmieden, d. h. die Prägung eiſerner Gegenſtände zwiſchen zwei Stahlblöcken, von denen der eine feſt auf dem Amboß, der andere an dem Hammerbär angebracht iſt, und die an den auf einander treffenden Schlagflächen derartig hohl ausgearbeitet ſind, daß der gewünſchte Gegenſtand

entſteht, indem die bildſame Maſſe in Folge der Schlagwirkung in die Höhlung eingepreßt wird.

Um dieſe Hämmer zum freihändigen Schmieden beſonders geeignet zu machen, dient die Einrichtung von M. Haſſe u. Co.[1]), Fig. 868. Hierbei iſt nämlich das hebende Brett von dem oberen Ende *b* nach dem Hammer hin bei *a* ſchwach verjüngt, wie in Fig. 868 II zur näheren Verdeutlichung in vergrößertem Maße dargeſtellt iſt. Wird die Rolle $D_1$ durch Anheben

Fig. 868.

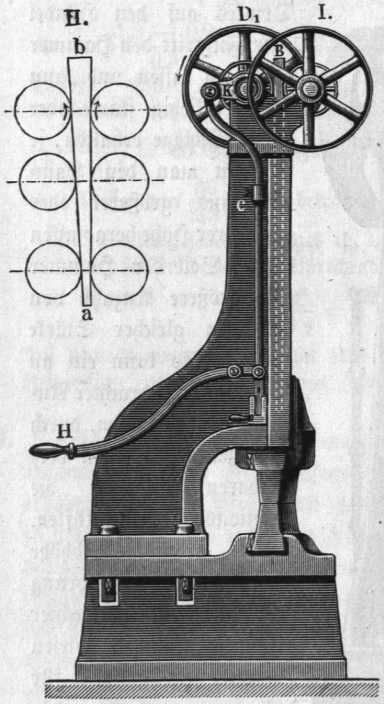
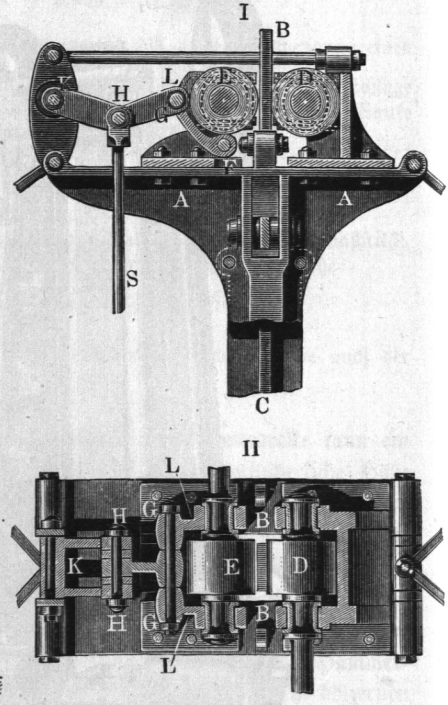



Fig. 869.




des Händels *H* vermöge ihrer excentriſch in der Kurbel *K* gelagerten Axe feſt gegen das Brett *B* gepreßt, ſo ſteigt der Hammer empor, aber nur ſo lange, als man durch ſtetes Anziehen des Händels die Rolle feſt gegen die Schiene *B* gepreßt hält, während der Hammer ſchwebend erhalten bleibt, wenn man den Hebel in beſtimmter Lage unverrückt feſthält. Beim Niederdrücken des Händels *H* entfernt ſich die Rolle $D_1$ von dem Brette *B* und der Hammer fällt ſchnell und ungehindert herab, wenn man den Händel plötzlich der größten Brettdicke entſprechend niederdrückt, während man durch

[1]) D. R.-P. Nr. 2685.

langſames Niederbewegen des Händels ein entſprechend langſames Fallen des Hammers veranlaſſen kann. Offenbar geſtattet dieſe Einrichtung, die Heftigkeit der Schläge jederzeit dem Bedürfniſſe anzupaſſen. Bei der größten Erhebung des Hammerbärs ſtößt derſelbe gegen den verſtellbaren Anſchlag $c$, wodurch er ſchwebend erhalten wird. Die Schiene $B$ iſt der größeren Dauer wegen aus drei verſchiedenen Hölzern zuſammengeleimt, deren Faſern ſich unter ſpitzen Winkeln kreuzen und die durch Hirnholzſtifte mit einander vernagelt ſind.

Die erforderliche Preſſung der Walzen gegen die Schiene kann in verſchiedener Art erzielt werden. In Fig. 869 dient das Kniegelenk $KHL$ zum Andrücken der Walze $E$ gegen die Schiene $B$, indem ein durch die

Fig. 870.

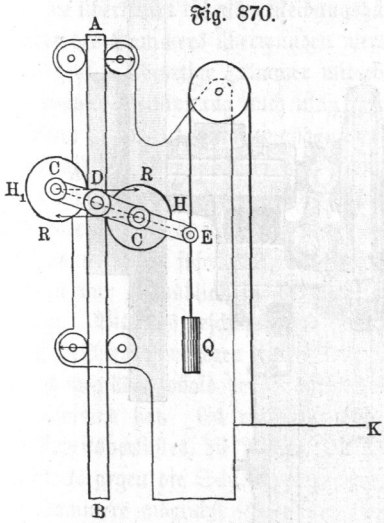
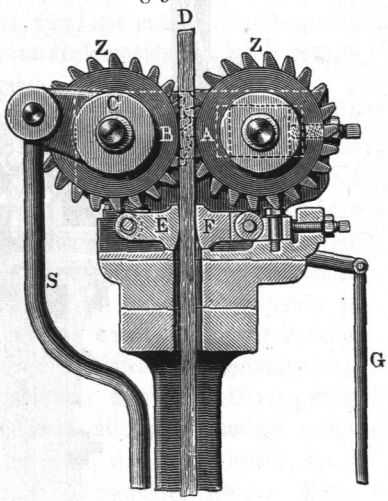



Fig. 871.




Stange $S$ aufwärts auf das Knie ausgeübter Druck den Hebel $FG$, in welchem $E$ gelagert iſt, um $F$ dreht und die Rolle dadurch gegen die Schiene $B$ und dieſe gegen die feſt gelagerte Rolle $D$ preßt.

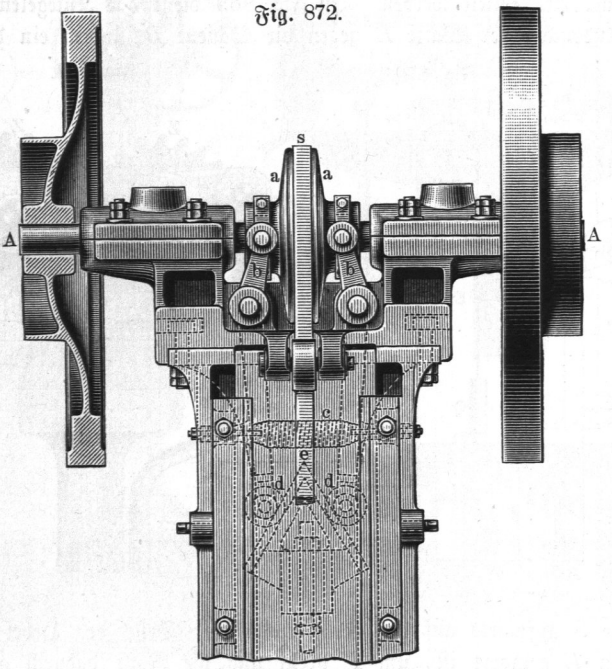
Bei der durch Fig. 870 dargeſtellten Einrichtung ſind die beiden Rollen $H$ und $H_1$ in dem um $D$ drehbaren Rahmen $CDE$ gelagert, welcher durch das an $E$ gehängte Gewicht $Q$ die Rollen ſtetig mit einem gewiſſen Drucke $R$ gegen die Schiene $AB$ gepreßt erhält. In Folge deſſen ſteigt der Hammer empor, ſobald die beiden Rollen in entgegengeſetzter Richtung umgedreht werden, bis man durch einen Druck auf den Händel $K$ den Rahmen $DE$ anhebt und die Rollen lüftet.

Fig. 871 zeigt eine Einrichtung von E. W. Bliß Co. in Brooklyn, wobei die Axe der einen Rolle $B$ excentriſch in dem Hebel $C$ gelagert iſt,

und daher durch geringes Anheben der Stange $S$ feſt gegen die Schiene $D$ gepreßt wird. Zum Aufhalten des Hammers während des Fallens dient hier das Reibungsgeſperre $EF$, wenn der eine Backen $E$ durch die Stange $G$ entſprechend gegen die Hebeſchiene gepreßt wird. Zur ſicheren Uebertragung der Bewegung zwiſchen den beiden Rollen ſind deren Axen hierbei mit den gleich großen Zahnrädern $Z$ ausgerüſtet.

Um den Antrieb mit nur einer Axe zu ermöglichen, hat man anſtatt der Walzen auch zwei ebene Scheiben verwendet, welche gegen die zwiſchen ihnen befindliche Schiene gepreßt werden. Dieſe Anordnung zeigt der Hammer

Fig. 872.




von Heuſer u. Häſſel[1]) in Hagen i. W., Fig. 872. Hier werden die beiden auf der durchgehenden Axe $A$ verſchieblichen ebenen Scheiben $a$ vermittelſt zweier Hebel $bd$ gegen die zwiſchen ihnen aufſteigende Schiene $s$ gepreßt, indem ein Keil $e$ durch eine Steuerungsvorrichtung zwiſchen die Reibrollen $d$ der beiden Hebel gedrückt wird. In Folge deſſen ziehen die Scheiben die Schiene $s$ mit dem Hammer ſo lange empor, bis der Keil $e$ zurückgezogen wird, worauf durch eine auf die Hebel wirkende Feder $c$ die Frictionsſcheiben von der Schiene abgehoben werden, ſo daß der Hammer

[1]) Zeitſchr. d. Vereins d. Ing. 1887, S. 469, Artikel von Hädicke.

frei niederfallen, indeſſen doch in jedem Augenblicke durch Zuſammenſchließen der Scheiben aufgehalten werden kann. Als Vortheil dieſer Ausführungsart wird neben der Vereinfachung, die in der Anbringung nur einer Triebaxe enthalten iſt, angeführt, daß die größere Angriffsfläche der ebenen Scheiben eine längere Dauer der Schiene verſpreche. Dagegen entſteht hierbei der Nachtheil, daß verſchiedene Punkte der anhebenden Scheiben, je nach ihrem Axenabſtande, verſchieden große Geſchwindigkeit haben, und daß auch die Bewegungsrichtung nur in den Punkten der wagerechten Axenebene ſenkrecht iſt, während in allen anderen Punkten wagerecht wirkende Seitenkräfte auftreten. In Folge hiervon muß während der ganzen Dauer der Erhebung eine nicht unbedeutende Reibung auftreten, welche zu derjenigen noch hinzutritt, die überhaupt bei allen Reibungshämmern während der Beſchleunigungsperiode des Hammers überwunden werden muß, wie aus dem Nachfolgenden hervorgeht. Derartige Hämmer mit ebenen Reibungsſcheiben haben deshalb eine weitere Verbreitung auch nicht gefunden.

Wenn zwar bei den Frictionshämmern die mit dem Betrieb durch Daumen unvermeidliche Stoßwirkung mit ihren Arbeitsverluſten und ſonſtigen ſchädlichen Einflüſſen vermieden wird, ſo findet doch dabei immer ein beträchtlicher Arbeitsverluſt durch Reibung ſtatt, indem bei dem Beginn des Anhebens der Hammer nicht ſofort mit der Umfangsgeſchwindigkeit der Scheiben ſteigt, ſondern nur allmählich in beſchleunigter Bewegung dieſe Geſchwindigkeit erlangt. Bis dies geſchehen iſt, gleiten daher die Umfänge der Rollen an der Hebeſchiene, wogegen das Gleiten und der damit verbundene Arbeitsverluſt wegfällt, ſobald der Hammer die Geſchwindigkeit der Scheibenumfänge angenommen hat. Es empfiehlt ſich daher zur möglichſten Verringerung des Arbeitsverluſtes, die Rollen von vornherein mit einem thunlichſt großen Drucke $R$ gegen die Schiene zu preſſen, um durch eine große Beſchleunigung des Hammers möglichſt ſchnell den Zuſtand herbeizuführen, wo das Gleiten aufhört. Dieſe Verhältniſſe kann man rechneriſch wie folgt beurtheilen.

Es bedeute $G$ das Gewicht des Hammers nebſt Hebeſchiene, und $M = \frac{G}{g}$ ſeine Maſſe, ferner ſei $v_1$ die Umfangsgeſchwindigkeit der Heberollen im Beginn der Erhebung, und $R$ der Druck, mit welchem jede der beiden Rollen gegen die Hebeſchiene gepreßt wird, ſo hat man, unter $f$ den Reibungscoëfficienten verſtanden, die auf Beſchleunigung des Hammers wirkende Kraft zu $2fR - G$, wenn beide Rollen angetrieben werden. Dem Hammer wird daher eine conſtante Beſchleunigung $p = \frac{2fR - G}{G} g$ ertheilt, in Folge deren er eine gleichförmig beſchleunigte Bewegung annimmt, bis ſeine aufſteigende Geſchwindigkeit $c$ mit derjenigen übereinſtimmt, bis zu welcher während deſſen die anfängliche Umfangsgeſchwindigkeit $v_1$ der Scheiben abgenommen

hat. Bezeichnet man mit $h_1$ die Hubhöhe des Hammers bis zu dieſem Augenblicke, und mit $s_1$ den Weg im Umfange der Rollen, ſo hat man für dieſen erſten Theil der Hebung:

$$(2fR - G)h_1 = \frac{G}{g}\frac{c^2}{2} = M\frac{c^2}{2} \quad \ldots\ldots 1)$$

Bedeutet noch $P$ die Triebkraft am Umfange jeder der beiden Rollen und $M_1$ die auf den Umfang reducirte Maſſe jeder Rolle, ſo hat man, da die Reibungsarbeit $2fRs_1$ geleiſtet iſt, und dabei die Geſchwindigkeit von $v_1$ auf $c$ abgenommen hat,

$$2Ps_1 + 2M_1\frac{v_1^2 - c^2}{2} = 2fRs_1$$

oder

$$(fR - P)s_1 = M_1\frac{v_1^2 - c^2}{2} \quad \ldots\ldots 2)$$

Die Zeit für dieſe Hebung um $h_1$ ergiebt ſich zu:

$$t_1 = \frac{2h_1}{c} = \frac{2s_1}{v_1 + c} \quad \ldots\ldots 3)$$

Von dieſem Augenblicke an hört das Gleiten der Rollenumfänge auf; wird der Hammer noch weiter auf die Höhe $h_2$ gehoben, ſo wird dadurch eine weitere Verzögerung der treibenden Rollen von $c$ bis auf den kleinſten Werth $v_2$ veranlaßt, und gleichzeitig wird auch die Geſchwindigkeit des Hammers um ebenſoviel ermäßigt, man hat daher für dieſen Theil der Bewegung:

$$2Ph_2 + (M + 2M_1)\frac{c^2 - v_2^2}{2} = Gh_2 \quad \ldots\ldots 4)$$

und die hierzu erforderliche Zeit:

$$t_2 = \frac{2h_2}{c + v_2} \quad \ldots\ldots 5)$$

Hebt man nunmehr den Druck der Rollen gegen die Schiene auf, ſo wird die Geſchwindigkeit der Rollen während ihres Leerganges von der kleinſten Geſchwindigkeit $v_2$ wieder bis auf den anfänglichen Werth $v_1$ beſchleunigt, womit der nächſte Hub beginnt. Wenn der Weg, den der Umfang der Rollen während dieſer Zeit zurücklegt, mit $s_2$ bezeichnet wird, ſo gilt die Gleichung:

$$Ps_2 = M_1\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \quad \ldots\ldots 6)$$

wenn hier, wie im Vorſtehenden, von den Reibungswiderſtänden der Zapfen und allen ſonſtigen Nebenhinderniſſen abgeſehen wird.

Die Zeit $t_3$ des Leerganges folgt wieder zu

$$t_3 = \frac{2s_2}{v_1 + v_2} \quad \ldots\ldots 7)$$

und zwar muß diese Zeit größer sein als die Summe der Zeiten zum Steigen des frei gelassenen Hammers auf die Höhe $h_3 = \frac{v_2^2}{2g}$ und zu dem Herabfallen von der ganzen Höhe $h = h_1 + h_2 + h_3$, so daß man die Bedingung hat:

$$t_3 > \frac{v_2}{g} + \sqrt{\frac{2h}{g}}.$$

Die Nutzleistung der Maschine findet man zu

$$A_n = G\left(h_1 + h_2 + \frac{v_2^2}{2g}\right) \quad \ldots\ldots 8)$$

und die aufzuwendende Arbeit zu

$$A = 2P(s_1 + h_2 + s_2) \quad \ldots\ldots 9)$$

daher den Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{A_1}{A} = \frac{G}{2P}\,\frac{h_1 + h_2 + \frac{v_2^2}{2g}}{s_1 + h_2 + s_2} \quad \ldots\ldots 10)$$

Die ganze Zeit eines Spieles ergiebt sich zu

$$t = t_1 + t_2 + t_3,$$

und daher die Anzahl der in der Minute möglichen Schläge zu

$$n = \frac{60}{t},$$

sowie die erforderliche Leistung der Umtriebsmaschine zu

$$L = \frac{A}{t}\ \text{mkg} = \frac{A}{75\,.\,t}\ \text{Pfkr.},$$

welcher Werth mit Rücksicht auf die Zapfenreibungen und sonstigen Nebenhindernisse noch entsprechend zu vergrößern ist.

Beispiel. Ein Frictionshammer vom Gewichte $G = 250$ kg werde durch zwei Rollen angehoben, deren Umfangsgeschwindigkeit zu Beginn des Hubes $v_1 = 2{,}5$ m ist, und die Anordnung soll so getroffen werden, daß der Hammer die Geschwindigkeit der Rollenumfänge bei einer Hubhöhe $h_1 = 0{,}15$ m angenommen hat, in welchem Augenblicke die Umfangsgeschwindigkeit bis auf den Betrag $c = 2{,}2$ m verringert sein möge. Bei einem Reibungscoëfficienten von $f = 0{,}3$ erhält man die Größe des Druckes $R$, womit jede Rolle gegen die Schiene gepreßt werden muß, nach 1) aus

$$(2\,.\,0{,}3\,.\,R - 250)\ 0{,}15 = \frac{250}{9{,}81}\,\frac{2{,}2^2}{2}$$

zu

$$R = \frac{1}{0{,}6}\left(250 + 0{,}102\,.\,250\,\frac{4{,}84}{0{,}3}\right) = 1102\ \text{kg}.$$

Die Zeit, welche zu dieser Hebung um $h_1 = 0{,}15$ m erforderlich ist, ergiebt sich nach 3) zu

$$t_1 = \frac{2 \,.\, 0{,}15}{2{,}2} = 0{,}136 \text{ Sec.},$$

und der Weg des Rollenumfanges in dieſer Zeit iſt

$$s_1 = \frac{v_1 + c}{c} h_1 = \frac{2{,}5 + 2{,}2}{2{,}2} 0{,}15 = 0{,}32 \text{ m},$$

ſo daß alſo die Reibung auf einem Wege

$$s_1 - h_1 = 0{,}32 - 0{,}15 = 0{,}17 \text{ m}$$

überwunden werden muß.

Setzt man nun die auf den Umfang reducirte Maſſe jeder Scheibe zu $M_1 = 125$ voraus, ſo erhält man aus 2)

$$(0{,}3 \,.\, 1102 - P)\, 0{,}32 = 125 \frac{2{,}5^2 - 2{,}2^2}{2} = 88{,}1$$

die erforderliche Umfangskraft

$$P = 330{,}6 - \frac{88{,}1}{0{,}32} = 330{,}6 - 278{,}4 = 52{,}2 \text{ kg}.$$

Wird nun weiter der Hammer ohne Gleitung um $h_2 = 0{,}45$ m gehoben, ſo ermäßigt ſich die Geſchwindigkeit von $c = 2{,}2$ auf den kleinſten Werth $v_2$, welcher ſich aus 4) berechnet, wenn darin $M = \frac{G}{g} = \frac{250}{9{,}81} = 25{,}5$ geſetzt wird. Man hat dann

$$2 \,.\, 52{,}2 \,.\, 0{,}45 + (25{,}5 + 250) \frac{2{,}2^2 - v_2^2}{2} = 250 \,.\, 0{,}45,$$

woraus

$$v_2 = \sqrt{4{,}84 - \frac{2}{275{,}5} 0{,}45 \,(250 - 104{,}4)} = \sqrt{4{,}84 - 0{,}48} = 2{,}09 \text{ m},$$

und die Zeit

$$t_2 = \frac{2 \,.\, 0{,}45}{2{,}2 + 2{,}09} = 0{,}21 \text{ Sec. folgt.}$$

Aus 6) folgt dann der Weg $s_2$, den die Rollenumfänge bis zum Beginn des nächſten Hubes zurücklegen, zu

$$s_2 = \frac{125}{52{,}2} \frac{2{,}5^2 - 2{,}09^2}{2} = 2{,}26 \text{ m},$$

wozu eine Zeit

$$t_3 = \frac{2 \,.\, 2{,}26}{2{,}5 + 2{,}09} = 0{,}98 \text{ Sec.}$$

erforderlich iſt. Die Steighöhe des Hammers, wenn er von den Rollen losgelaſſen iſt, beträgt

$$h_3 = \frac{2{,}09^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 0{,}222 \text{ m},$$

ſo daß die ganze Hubhöhe ſich zu

$$h = 0{,}15 + 0{,}45 + 0{,}222 = 0{,}822 \text{ m}$$

berechnet. Die Zeit des Leerganges der Rollen $t_3 = 0{,}98$ Sec. iſt größer als die Zeit zum Steigen und Fallen:

$$\frac{2{,}09}{9{,}81} + \sqrt{\frac{2 \,.\, 0{,}822}{9{,}81}} = 0{,}21 + 0{,}40 = 0{,}61 \text{ Sec.}$$

Die Nutzleistung eines Schlages ist

$$A_n = 250\ (0{,}15 + 0{,}45 + 0{,}222) = 205{,}5\ \text{mkg}$$

und der Arbeitsaufwand

$$A = 2 \cdot 52{,}2\ (0{,}32 + 0{,}45 + 2{,}26) = 316{,}3\ \text{mkg},$$

so daß der Wirkungsgrad sich zu

$$\eta = \frac{205{,}5}{316{,}3} = 0{,}65$$

ergiebt. In Folge der Zapfenreibungen wird die erforderliche Arbeit etwa noch um 10 Proc. größer ausfallen, so daß nur auf einen Wirkungsgrad von höchstens 0,6 zu rechnen sein wird.

Die ganze Zeit eines Spieles ergiebt sich zu

$$t = 0{,}136 + 0{,}21 + 0{,}98 = 1{,}33\ \text{Sec.},$$

so daß die größte Zahl der Schläge zu

$$n = \frac{60}{1{,}33} = 45$$

folgt. Die für den Hammer in diesem Falle erforderliche Betriebskraft ergiebt sich unter der Annahme, daß durch die Zapfenreibungen und anderen Nebenhinderniße die Betriebskraft $A$ um 10 Proc. gesteigert wird, zu

$$N = \frac{1{,}1 \cdot 316{,}3}{75 \cdot 1{,}33} = 3{,}48\ \text{Pfkr.}$$

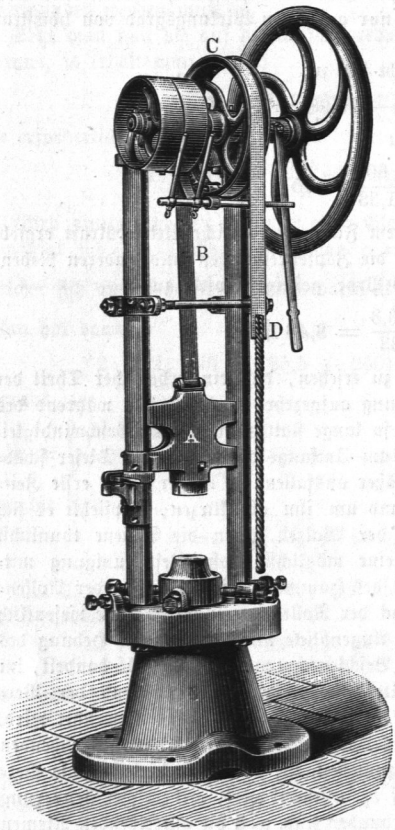
Aus der vorstehenden Rechnung ist zu ersehen, daß ein erheblicher Theil der aufzuwendenden Arbeit durch die Reibung aufgezehrt wird, welche während des ersten Theiles des Anhebens, und zwar so lange stattfindet, wie die Geschwindigkeit des Hammers noch kleiner ist, als die am Umfange der Scheiben. Dieser schädliche Widerstand wird daher um so größer ausfallen, je länger dieser erste Zeitabschnitt der Beschleunigung dauert, und um ihn abzukürzen, empfiehlt es sich daher, von vornherein den Druck $R$ der Walzen gegen die Schiene thunlichst groß zu wählen, um dem Hammer eine möglichst große Beschleunigung mitzutheilen. Nachdem die Geschwindigkeit des Hammers mit derjenigen der Rollenumfänge übereinstimmt, kann der Druck der Rollen gegen die Schiene wesentlich kleiner werden, da es sich von diesem Augenblicke nur noch um die Hebung des Gewichtes $G$ und nicht mehr um eine Beschleunigung der Masse $M$ handelt, im Gegentheil die in der letzteren enthaltene lebendige Kraft während der Verzögerung der Geschwindigkeit von $c$ auf $v_2$ theilweise zum Heben verwendet wird.

Aus der Rechnung ist auch ersichtlich, welche Bedeutung einer hinreichenden Größe der rotirenden Massen $2\,M_1$ beizumessen ist, da durch dieselben die Verringerung der Geschwindigkeit von $v_1$ auf $v_2$ bestimmt wird, mit welcher Aenderung immer auch Arbeitsverluste deswegen verbunden sind, weil die antreibenden Riemen zum theilweisen Gleiten kommen müssen, sobald die Umfangsgeschwindigkeit der Scheiben kleiner ist, als die constante Geschwindigkeit, welche die Riemen von der Hauptbetriebswelle aus empfangen. Aus diesen Gründen empfiehlt es sich daher, bei derartigen Hämmern durch hinreichend große Schwungmassen eine thunlichste Gleichförmigkeit der Bewegung anzustreben.

**Riemenzughämmer.** Diese Hämmer lehnen sich insofern an die §. 214. Frictionshämmer an, als auch hier das Aufziehen des Hammerbärs durch

die Reibung vermittelt wird, die ein den Bär tragender Riemen oder ein Seil auf dem Umfange einer Rolle findet, welche von einer treibenden Kraft umgedreht wird. Die einfachſte Einrichtung eines ſolchen Hammers iſt durch Fig. 873 erläutert. Der Hammer $A$ hängt hierbei an einem über die Rolle $C$ geführten Riemen $B$, deſſen anderes Ende bei $D$ frei niederhängt. Wird die Rolle $C$ in irgend einer Weiſe, etwa durch einen Riemen von einer umlaufenden Transmiſſionswelle aus, umgedreht, ſo wird der Hammer dadurch nur in dem Falle angehoben, daß an dem freien Ende bei $D$ eine Zugkraft ausgeübt wird, vermöge deren am Umfange der Rolle $C$ eine hinreichend große Reibung erregt wird. Für die an dem freien Ende $D$ anzubringende Zugkraft $Z$ gelten die für den Riemenbetrieb maßgebenden Beziehungen, denen zufolge man $P = Ze^{f\alpha}$ hat, wenn $P$ die durch das Hammergewicht dargeſtellte Spannung des Riemenendes $B$ vorſtellt, während $f$ den Reibungswerth, $\alpha$ den von dem Riemen umſpannten Bogen und $e$ die Grundzahl des natürlichen Logarithmenſyſtems bedeutet. Damit alſo der Hammer durch eine thunlichſt geringe Zugkraft $Z$ zum Steigen veranlaßt werde, hat man für einen möglichſt großen Reibungswerth $f$ zu ſorgen. Die an der Scheibe $C$ auszuübende Kraft iſt durch $P - Z$ gegeben, da man an dem Riemenende $D$ den Zug $Z$ während der ganzen Hebung ausüben muß, und der Hammer niederfällt, ſobald dieſes Riemenende losgelaſſen wird. In einem Aufſatze über Transmiſſionshämmer von H. Hädicke[1]) führt der Verfaſſer an, daß bei derartigen Hämmern

Fig. 873.




[1]) Zeitſchr. d. Vereins deutſch. Ing. 1887, S. 494: Ueber Transmiſſionshämmer von Hädicke.

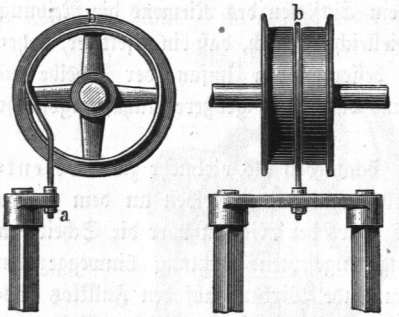
der von der Hand des Arbeiters ausgeübte Zug ſelbſt bei einem Bärgewichte von 500 kg ausreiche, und daß unter Umſtänden bei zu großer Adhäſion ſchon das Gewicht des freien Riemenendes zum Aufheben genüge, ſo daß der Hammer dann gar nicht zum Fallen komme, und man die Adhäſion vermindern müſſe, was entgegen dem gewöhnlichen Gebrauch durch Beſtreichen mit Kreide geſchehen ſoll, während ein Einfetten des Riemens die Reibung vermehre. Das Letztere erklärt ſich vielleicht dadurch, daß ein gefetteter, daher geſchmeidiger gemachter Riemen ſich beſſer an den Umfang der Scheibe anſchmiegt, als ein ſteifer Riemen, und daher eine größere Anhaftungsfläche findet.

Dieſe Hämmer, die weniger zum Schmieden als vielmehr zum Geſenkſchlagen und für Prägezwecke gebraucht werden, leiden an dem großen Uebelſtande, daß bei dem Fallen des Bärs der Riemen über die Scheibe in einer der Umdrehung derſelben entgegengeſetzten Richtung hinweggezogen wird, womit nicht nur eine ſtark hemmende Wirkung auf den Fallklotz ausgeübt, ſondern auch an dem Scheibenumfange ein erheblicher Reibungswiderſtand hervorgerufen wird, der eine nachtheilige Erwärmung und ſchnelle Abnutzung des Riemens im Gefolge hat. Während man der Erwärmung des Riemens durch einen kräftigen Luftſtrom entgegenzuwirken geſucht hat, eine Anordnung, die jedenfalls nicht ökonomiſch genannt werden kann, da hier zu dem die Erwärmung veranlaſſenden Arbeitsaufwande noch derjenige zur Erzeugung des Luftſtromes hinzutritt, hat man andererſeits die ſchädliche Urſache zu beſeitigen geſucht. Dies kann dadurch geſchehen, daß man die anhebende Scheibe mit ihrer Axe durch eine ausrückbare Kuppelung verbindet, die bei dem Fallen des Hammers ausgerückt wird, ſo daß nunmehr die loſe auf ihrer Axe befindliche Scheibe ſich in derſelben Richtung wie der Riemen bewegt. Bei dieſer Anordnung, die man bei kleinen Hämmern findet, iſt es jedenfalls zweckmäßig, die Scheibe ſo leicht wie möglich zu machen, da dieſelbe durch den Riemen mitgenommen werden muß, alſo um ſo mehr Arbeit für ſich erfordert, je größer ihr Trägheitsmoment iſt. Auch wird der beabſichtigte Zweck um ſo unvollſtändiger erreicht, je größer das Moment der Scheibe iſt, die im Augenblicke des Ausrückens und bei dem Beginn des Fallens noch eine dem Fallen entgegengeſetzte Bewegung hat, welche erſt auslaufen muß.

Man hat den beſagten Zweck vielfach dadurch zu erreichen geſucht, daß man den Riemen in dem Augenblicke des beginnenden Fallens ſo weit von der Scheibe abhebt, daß eine Berührung zwiſchen beiden nicht mehr ſtattfindet. Eine einfache Einrichtung dieſer Art zeigt Fig. 874 (a. f. S.). Hierbei beſteht die anhebende Scheibe aus zwei durch einen 20 mm breiten ſchlitzförmigen Zwiſchenraum von einander getrennten Theilen, zwiſchen denen ein bei *a* befeſtigter federnder Bügel *b* angebracht iſt, der ſich unter Einfluß des auf

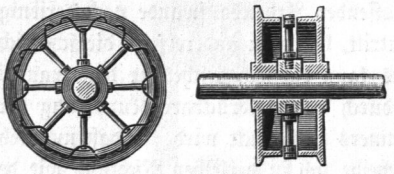
den Riemen ausgeübten Zuges nach innen herunterdrückt, ſo daß der Riemen ſich während des Hebens auf den Scheibenumfang legt, wogegen er bei nachlaſſendem Zuge von dem federnden Bügel getragen und außer Berührung mit der Scheibe gehalten wird. Es muß als ein Nachtheil dieſer Einrichtung angeſehen werden, daß der Riemen bei dem Fallen des Hammers auf dem ruhenden Bügel ſchleift und daher einer ſchnellen Abnutzung unterworfen iſt.

Fig. 874.



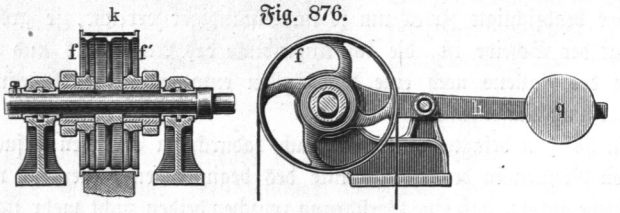

Frei von dem letztgedachten Uebelſtande iſt die durch Fig. 875 verſinnlichte Einrichtung von Schröder in Burgthal, bei welcher in dem Zwiſchenraume zwiſchen den beiden Theilen der anhebenden Scheibe ein beſonderes ſternförmiges Rad angebracht iſt, deſſen Arme keinen Kranz, ſondern ſtatt deſſen nur Federn tragen, die bei dem Fallen des Hammers durch den Schlitz nach außen hervortreten und den Riemen tragen, während der zum Anheben erforderliche Zug die Federn nach innen drückt. Da der gedachte Stern frei um die Axe drehbar iſt, ſo nimmt er bei dem Fallen des Hammers eine mit der Bewegung des Riemens übereinſtimmende Drehung an.

Fig. 875.



Bei der Abhebevorrichtung von A. Henckels, Fig. 876 [1]), ſind zu beiden Seiten der den Hammer anhebenden Scheibe $k$ zwei andere loſe drehbare Scheiben $f$ und $f'$ angebracht, welche mittels des Hebels $h$ durch das Gewicht

Fig. 876.

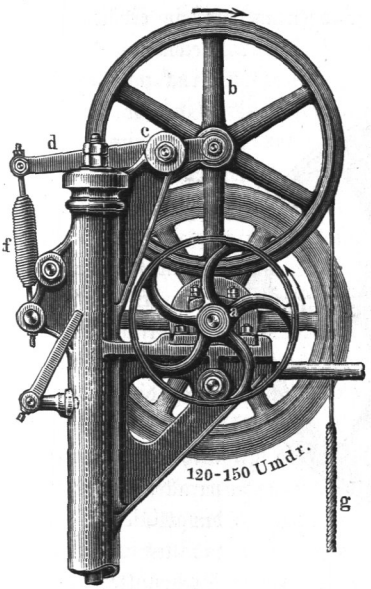



$q$ ſtetig nach oben gepreßt werden, wobei ihre Umfänge mit den oberen Hälften ſeitlich unter die Ränder des Riemens faſſen und denſelben während

[1]) Zeitſchr. d. Vereins deutſch. Ing. 1886, S. 545.

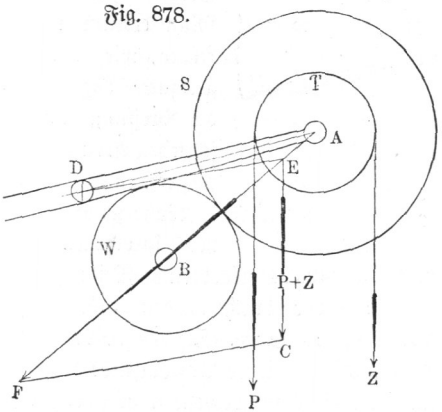
des Fallens von der mittleren Scheibe abheben, wogegen durch den Zug des Riemens bei dem Anheben die beiden Randſcheiben niedergedrückt werden. Alle die hier angeführten und in ähnlicher Art wirkenden Abhebevorrichtungen bedürfen zum Anheben des Hammers eines verſtärkten Zuges, da durch dieſen immer erſt die Abhebevorrichtung zurückgepreßt werden muß, bevor auf der Antriebsſcheibe die erforderliche Reibung hervorgerufen werden kann.

Fig. 877.



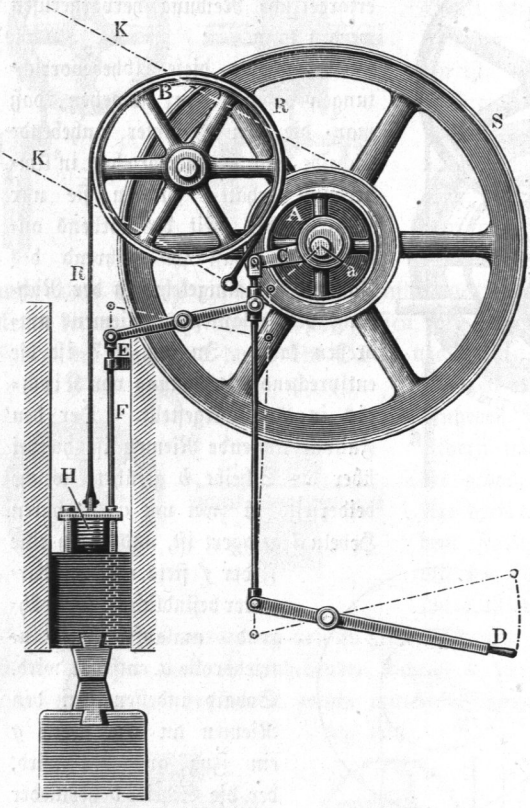

Man kann dieſe Abhebevorrichtungen dadurch ganz umgehen, daß man die den Hammer anhebende Scheibe nicht ununterbrochen in Umdrehung erhält, ſondern ſie nur während der Zeit des Hebens antreibt, ſo daß ſie während des Fallens ſich umgekehrt in der Richtung des ablaufenden Riemens umdrehen kann. In Fig. 877 iſt die entſprechende Anordnung von Kirchheis in Aue dargeſtellt. Der den Fallbär tragende Riemen iſt hierbei über die Scheibe *b* geführt, welche beiderſeits in zwei um *c* drehbaren Hebeln *d* gelagert iſt, und durch eine Feder *f* ſtets von der darunter befindlichen, fortwährend umlaufenden Antriebsrolle *a* entfernt wird. Sobald indeſſen auf den Riemen an dem Seile *g* ein Zug ausgeübt wird, der die Scheibe *b* hernieder und auf die Walze *a* preßt, wird die Scheibe von dieſer Walze durch Reibung mitgenommen, indem zwiſchen beiden eine Preſſung hervorgerufen wird, die ſich aus dem Hammergewichte der Wirkung der Feder und dem bei *g* wirkenden Zuge zuſammenſetzt. Wenn dieſe Preſſung zur Bewegungsübertragung nicht

Fig. 878.



genügt, ſo kann man, wie es von Hädicke[1]) geſchehen iſt, durch Verlegung des Berührungspunktes zwiſchen der Scheibe *b* und der antreibenden Walze *a* eine hinreichende Steigerung der Preſſung erzielen, wie aus Folgendem ſich ergiebt. Stellt in Fig. 878 (a. v. S.) *T* die Rolle für den Riemen vor und ſoll die Umdrehung derſelben von der treibenden Axe *B* mittels der Walze *W* auf die Scheibe *S* durch Friction übertragen werden, ſo erhält man den

Fig. 879.




Reibung erzeugenden Druck zwiſchen *W* und *S* in der Kraft *EF*, zu der man gelangt, wenn man die aus dem Hammergewichte *P* und der Zugkraft *Z* ſich zuſammenſetzende Mittelkraft *EC* in zwei Seitenkräfte zerlegt, von denen die eine *EF* durch die beiden Axen *A* und *B* hindurchgeht, während die andere *FC* parallel zu der Verbindungslinie des Durchſchnittes *E* mit dem Drehpunkte *D* des Hebels gerichtet iſt. Man erkennt aus der Figur, wie man durch geeignete Lage von *D* die Preſſung *EF* zwiſchen den Axen genügend vergrößern kann.

Während bei den bisher beſprochenen Anordnungen immer die zum Anheben des Hammers erforderliche Reibung durch einen Zug an dem freien Riemenende hervorgebracht werden muß, hat man bei der Einrichtung von Breuer, Schumacher u. Co., Fig. 879[2]), nur nöthig, die Antriebsrolle *A* gegen die loſe auf ihrer Axe laufende Hammerſcheibe *B* zu drücken, zu welchem Ende die Antriebswelle *a* in zwei Zapfen

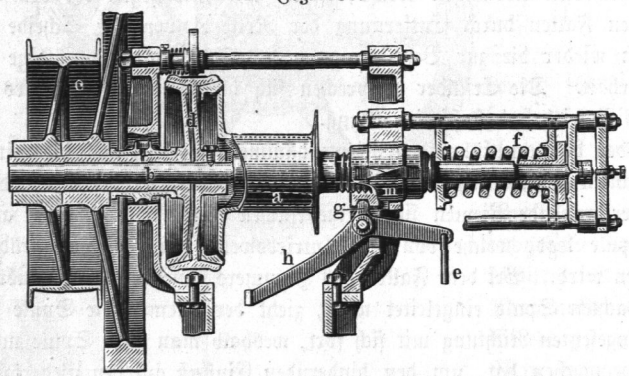
[1]) Zeitſchr. d. Vereins deutſch. Ing. 1887, S. 495.
[2]) D. R.-P. Nr. 46412.

derart excentrisch gelagert ist, daß durch eine geringe Drehung dieser Zapfen mittels der Kurbel *C* und des Händels *D* die Triebrolle *A* gegen den die Scheibe umfangenden Riemen *R* gepreßt wird. Durch die Bewegung des Handgriffes *D* wird die Triebrolle *A* von der Scheibe *B* in dem gegebenen Augenblicke zurückgezogen, ebenso wie auch in der höchstens zulässigen Hammerstellung durch Anstoßen des Bärs gegen den Anschlag *E* auf der Stange *F*, so daß der Hammer frei niederfallen kann, wobei die Scheibe *B* in der entgegengesetzten Richtung umgedreht wird. Die Feder *H* unter dem Angriffspunkte des Riemens dient dazu, eine Stoßwirkung beim Beginne des Hubes möglichst zu vermeiden. Bei diesem Hammer ist der Betriebsriemen *K* so geführt, daß die Riemenspannung durch die Annäherung der Triebrolle *A* an die Scheibe *B* verringert wird, so daß die Anhebung hauptsächlich vermöge der in dem Schwungrade *S* aufgespeicherten lebendigen Kraft bewirkt wird, wogegen bei dem darauf folgenden Fallen durch Entfernung der Rolle *A* von der Scheibe *B* der Riemen wieder die zur Beschleunigung des Schwungrades nöthige Spannung erhält. Die Erfinder versprechen sich hiervon einen besonders ökonomischen Betrieb und stoßfreien Gang.

Zu den hier anzuführenden Riemenhämmern gehören auch die mit einem sogenannten **Wickelzug** arbeitenden, d. h. diejenigen, bei denen der den Hammer tragende Riemen sich in mehrfachen Lagen über einander auf eine Wickelspule legt, welche von der Antriebswelle durch Reibungsräder angetrieben wird. Bei dem Fallen des Hammers, welches durch Ausrückung der gedachten Spule eingeleitet wird, zieht der Riemen die Spule in der entgegengesetzten Richtung mit sich fort, weshalb man diese Spule möglichst leicht zu machen hat, um den hindernden Einfluß auf den niederfallenden Hammer thunlichst abzuschwächen. Hierbei macht sich besonders noch der Nachtheil geltend, daß die Spule sich nach ausgeübtem Schlage mit einer bestimmten, ihr durch den ablaufenden Riemen ertheilten Geschwindigkeit weiter dreht, und daß es daher, bevor der Hammer von neuem angehoben werden kann, nöthig ist, diese Geschwindigkeit zuerst zu vernichten und die Umdrehung in der entgegengesetzten Richtung einzuleiten. Um die hiermit verbundenen Kraft- und Zeitverluste zu vermeiden, hat die „Parker Press Co. in Middletown, Connecticut“ die folgende Einrichtung getroffen. Die besagte Spule befindet sich lose laufend auf ihrer Axe, welche zu beiden Seiten zwei Riemscheiben trägt, die, ebenfalls lose aufgesetzt, durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen stetig nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Die zwischen diesen Scheiben befindliche Spule kann längs der Axe verschoben und bald mit der einen, bald mit der anderen Scheibe gekuppelt werden, so daß sie an deren Bewegung theilnimmt. Um diese Kuppelung der Spule abwechselnd mit den Scheiben herzustellen,

dient eine mit dem Hammer ſteigende und fallende Stange, durch deren Einwirkung das Spiel des Hammers in folgender Art beeinflußt wird. Wenn der Hammer in ſeiner höchſten Stellung befindlich iſt, worin er durch eine Klemmſperrung erhalten wird, befindet ſich die Spule frei zwiſchen den beiden nach entgegengeſetzten Richtungen umlaufenden Scheiben. Wird die Sperrung ausgerückt, ſo fällt der Hammer nieder, wobei er die Spule an dem darauf gewundenen Riemen mit ſich herumzieht. Durch das Niederfallen des Hammers wird aber zugleich vermittelſt der mit dem Hammer ſinkenden Stange die Spule mit derjenigen Scheibe gekuppelt, welche ſich nach derſelben Richtung umdreht, ſo daß alſo nunmehr der Hammer nicht mehr die Spule nachzuſchleppen braucht. Wenn dann in dem Augenblicke des Schlages der Riemen gänzlich zur Abwickelung gekommen iſt, ſo wird der Hammer unmittelbar wieder erhoben, und zwar dadurch, daß die Spule

Fig. 880.




ſich weiter in derſelben Richtung, wie bei dem Fallen, umdreht, der Riemen aber auf der entgegengeſetzten Seite auf die Spule aufläuft. Nach geſchehener Hebung des Hammers wird die Spule wieder in die neutrale Lage zwiſchen beiden Scheiben geſchoben und bei dem durch die Ausrückung des Geſperres veranlaßten erneuten Fallen bewirkt die mit dem Hammer verbundene Stange eine Kuppelung der Spule mit der anderen Riemſcheibe, ſo daß nun daſſelbe Spiel ſich wiederholt, indem bei den auf einander folgenden Niedergängen des Fallbärs die Spule abwechſelnd nach den entgegengeſetzten Richtungen umgedreht wird.

Von den verſchiedenen Hämmern mit Wickelzug möge hier nur der von der Aerzener Maſchinenfabrik[1]) ſeiner ſinnreichen Einrichtung wegen angeführt werden. Die den Riemen aufnehmende Spule *a*, Fig. 880, iſt hierbei loſe drehbar auf ihre Axe *b* geſteckt und erhält ihre Umdrehung von

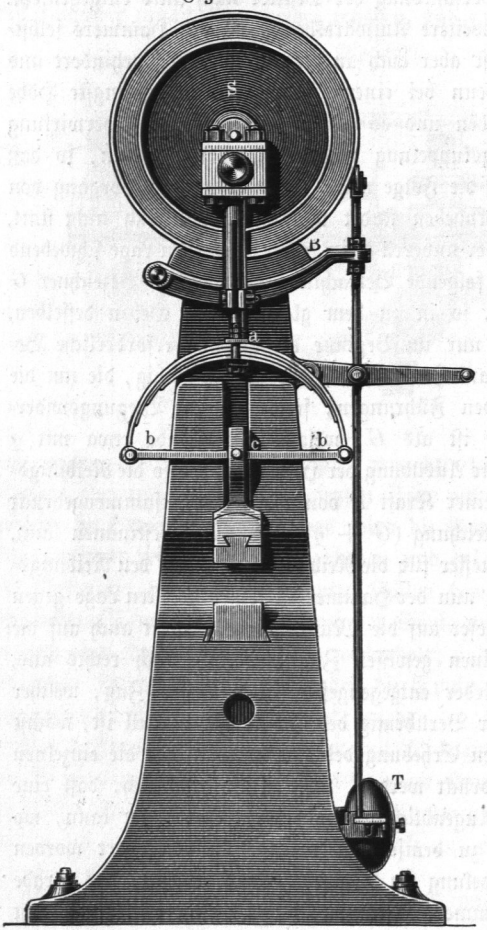
[1]) Zeitſchr. d. Vereins deutſch. Ing. 1882, S. 93; 1887, S. 469.

der Riemſcheibe $c$ vermittelſt der kegelförmigen Reibungskuppelung $d$, in welche ſie durch die kräftige Feder $f$ gepreßt wird. Die Spule iſt an ihrer verlängerten Nabe mit Schraubengewinde verſehen, deſſen zugehörige Mutter $m$ ſo gelagert iſt, daß ſie ſich nicht drehen, wohl aber in gewiſſem Betrage der Länge nach verſchieben kann. Bei dem Aufwinden des Hammers ſchrauben ſich die Gewinde der Schraube in der Figur von links nach rechts in die Mutter ein, und zwar wird dabei die Mutter $m$ in der entgegengeſetzten Richtung von rechts nach links angezogen, ſo lange dieſe Verſchiebung nicht durch eine äußere Kraft gehindert wird. Ein ſolches Hinderniß ſtellt ſich ein, ſobald der Hammer in ſeiner höchſten Stellung gegen den Winkelhebel $h$ trifft, wobei der Arm $g$ deſſelben mit einem beſtimmten Drucke ſich einer weiteren Verſchiebung der Mutter nach links entgegenſetzt. In dieſem Falle hört jede weitere Aufwärtsbewegung des Hammers ſelbſtredend auf, der Hammer iſt aber auch an dem Niederfallen gehindert und wird ſchwebend erhalten; denn bei einem Fallen um die geringſte Höhe würde die Mutter frei gegeben und es würde in Folge der Federwirkung ſogleich wieder die Reibungskuppelung zuſammengedrückt werden, ſo daß ſofort wieder eine Anhebung die Folge wäre. Ein derartiger Vorgang von abwechſelndem Fallen und Anheben findet thatſächlich natürlich nicht ſtatt, es bleibt vielmehr der Hammer unverrückt in ſeiner gehobenen Lage ſchwebend hängen, wie man ſich durch folgende Betrachtung überzeugt. Bezeichnet $G$ das Gewicht des Fallblockes, ſo iſt zu dem gleichmäßigen Heben deſſelben, alſo ohne Rückſicht auf die nur im Beginne der Hebung erforderliche Beſchleunigung, eine Zugkraft am Halbmeſſer $r$ der Spule nöthig, die um die ſchädlichen Widerſtände in den Führungen, ſowie um die Biegungswiderſtände des Riemens größer iſt als $G$, welche Widerſtände etwa mit $q$ bezeichnet werden mögen. Zur Ausübung der Hebung muß alſo die Reibungskuppelung mit mindeſtens einer Kraft $P$ von der Feder zuſammengedrückt werden, die man aus der Gleichung $(G + q)r = fPR$ beſtimmen kann, worin $R$ den mittleren Halbmeſſer für die Reibung in $d$ und $f$ den Reibungscoëfficienten bedeutet. Wenn nun der Hammer in ſeiner höchſten Lage gegen den Hebel $h$ trifft, ſo übt dieſer auf die Mutter $m$ und damit auch auf die Schraube und die Spule einen gewiſſen Zug von links nach rechts aus, welcher der Preſſung der Feder entgegengeſetzt iſt. Dieſer Zug, welcher in dem erſten Augenblicke der Berührung des Hebels gleich Null iſt, wächſt ſehr ſchnell mit einer geringen Erhebung des Hammers, wobei die einzelnen Theile elaſtiſch zuſammengedrückt werden, und es iſt erſichtlich, daß eine weitere Erhebung von dem Augenblicke an nicht mehr ſtattfinden kann, wo die Preſſung der Feder bis zu demjenigen Betrage $P_0$ verringert worden iſt, der in der Reibungskuppelung ein Moment $fP_0R$ erzeugt, das gerade noch ausreicht, um den Hammer zu tragen, aber für die Erhebung nicht

mehr genügt. Soll der Hammer fallen, ſo muß man durch einen Zug an der Zugſtange *e* die Mutter nebſt der Schraube und Spule entgegen der Feder nach rechts ziehen, ſo daß die Reibungskuppelung ausgelöſt wird. Bei dem hierauf folgenden Niederfallen des Hammers wird die Spule entgegengeſetzt der Bewegungsrichtung bei dem Anheben umgedreht, in Folge wovon ſich die Schraube wieder um ebenſo viel aus der Mutter herausſchraubt, wie ſie ſich bei dem Heben hineingedreht hatte, ſo daß alle Theile nach dem Niederfallen ihre anfängliche Stellung wieder angenommen haben.

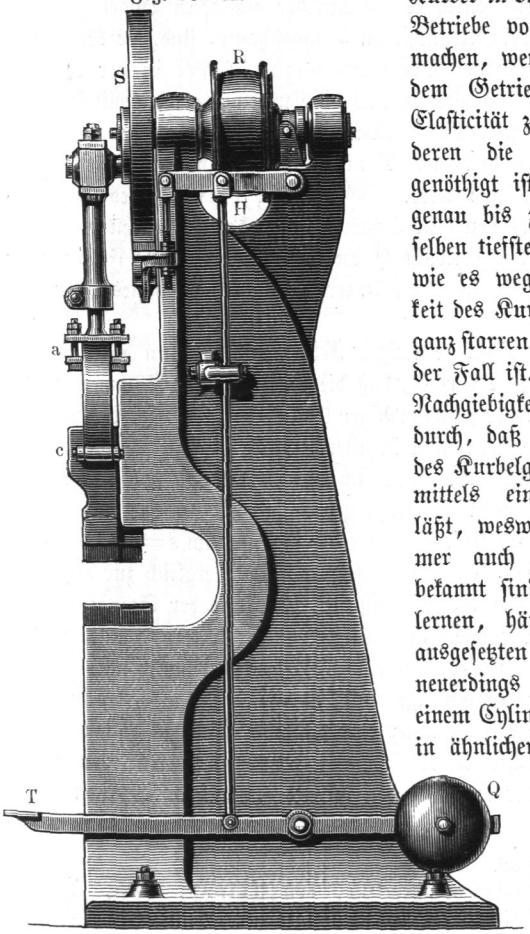
§. 215. **Kurbelhämmer.** Mit dieſem Namen ſollen hier diejenigen Hämmer bezeichnet werden, bei denen die auf- und abgehende Bewegung des Hammerbärs durch ein Kurbelgetriebe bewirkt wird. Es iſt leicht einzuſehen, daß ein durch eine Kurbel betriebener Hammer nur wirkſam gemacht werden kann, wenn in einzelnen Theilen des Getriebes oder des Geſtelles eine gewiſſe Nachgiebigkeit oder Federung vorhanden iſt. Wären nämlich alle Theile des Kurbelgetriebes ſtarr und durchaus unnachgiebig, ſo würde bei der Umdrehung der Kurbel die Bahn des Hammers ſtets zwiſchen denſelben beiden Punkten ſich auf und ab bewegen, welche den Todtlagen des Kurbelgetriebes entſprechen. Soll nun aber der eigentliche Zweck des Schmiedens erreicht werden, ſo muß der Hammer bei jedem Schlage das unter ihm auf dem Amboſſe liegende Arbeitsſtück um eine gewiſſe Größe zuſammendrücken, welche von der Wucht des

Fig. 881 I.



Schlages und der Größe der getroffenen Fläche abhängt und im allgemeinen nur klein ist. Gesetzt nun, das Arbeitsstück habe gerade eine solche Dicke, daß es über die tiefste Stellung der Hammerbahn genau um diejenige geringe Größe hervorstehe, um welche der erste Hammerschlag das Material zusammendrückt, so würde jeder folgende Schlag wirkungslos bleiben müssen. Wenn aber das Arbeitsstück nur wenig dicker wäre, so daß es nur um eine ganz geringe Größe weiter hervorstände, so würde die Hammerbahn nicht bis zu der dem betreffenden todten Punkte der Kurbel zugehörigen tiefsten Lage herabtreten können, und es würde bei einer nur einigermaßen schnellen Umdrehung der Bruch eines Theiles unvermeidlich sein. Dagegen kann man diesen Uebelstand beseitigen und die Kurbel in vorzüglicher Weise zum Betriebe von Hämmern geeignet machen, wenn man dafür sorgt, dem Getriebe eine hinreichende Elasticität zu ertheilen, in Folge deren die Hammerbahn nicht genöthigt ist, sich immer ganz genau bis zu einem und demselben tiefsten Punkte zu bewegen, wie es wegen der Zwangläufigkeit des Kurbelgetriebes bei einer ganz starren Ausführung desselben der Fall ist. Man erreicht diese Nachgiebigkeit in der Regel dadurch, daß man die Lenkerstange des Kurbelgetriebes den Hammer mittels einer Feder ergreifen läßt, weswegen derartige Hämmer auch als Federhämmer bekannt sind. Anstatt der stählernen, häufig dem Zerbrechen ausgesetzten Federn hat man neuerdings auch vielfach die in einem Cylinder abgeschlossene Luft in ähnlicher Weise zur Anwendung gebracht, wie dies schon in Cap. 1 bei der Besprechung der Luftstampfer angeführt worden ist.

Fig. 881 II.



Auch die vorſtehend in Fig. 856 bis 860 angegebenen Hebelhämmer, welche durch ein Kurbelgetriebe bewegt werden, zeigten die Anwendung von Federn oder Gummipuffern.

Bei dem Hammer von Haſſel[1]) in Hagen greift die Lenkerſtange der Kurbel an dem kurzen Arme eines durch eine Blattfeder gebildeten Hebels an, der, um Zapfen ſchwingend, an ſeinem längeren Arme den in einer ſenkrechten Geradführung geleiteten Hammerbär ergreift. Durch Veränderung der Länge der Lenkerſtange kann man den Hammer für verſchieden dicke Arbeitsſtücke paſſend einſtellen.

Häufiger als die vorſtehende findet man die Anordnung Fig. 881[2]) (a. S. 1294 u. 1295), bei welcher die Lenkerſtange am unteren Ende bei $a$ einen halbkreisförmigen, durch eine Blattfeder gebildeten Bügel trägt, an deſſen beide Zapfen zwei Gelenkſchienen $b$ angeſchloſſen ſind, die den Bär an dem Drehzapfen $c$ erfaſſen. Der Kurbelzapfen iſt hier in der Nabe der ſchweren Schwungſcheibe $S$ befeſtigt, und die Kurbelwelle wird mit der Riemſcheibe $R$ durch eine kegelförmige Reibungskuppelung verbunden, wenn durch den Fuß des Arbeiters der Tritt $T$ niedergetreten und die Zugſtange des Einrückhebels $H$ angezogen wird. Gleichzeitig hiermit wird durch den Hebel $H$ die Bremſe $B$ von dem Schwungrade abgelöſt, gegen welches ſie für gewöhnlich durch das Gewicht $Q$ angedrückt wird. Die Führung des Hammers in dem Geſtell, ſowie die Unterſtützung des Amboſſes iſt aus der Figur erſichtlich.

Die Wirkungsweiſe eines derartigen Federhammers kann man ſich wie folgt erklären. Man ſetze voraus, daß die Kurbel, deren Halbmeſſer gleich $r$ ſein möge, ſich mit einer gleichförmigen Umfangsgeſchwindigkeit $c$ umdrehe, eine Vorausſetzung, die zwar nicht in aller Schärfe zutrifft, für die folgende Betrachtung aber zuläſſig iſt. Hat ſich die Kurbel nun von dem unteren todten Punkte aus um einen Winkel $\alpha$ gedreht, ſo hat ſich das untere Ende $a$ der Lenkerſtange, an welchem die Feder befeſtigt iſt, um $s = r(1 - \cos\alpha)$ gehoben, wenn man die Länge der Lenkerſtange im Vergleich zur Kurbel ſo groß annimmt, daß man den Einfluß der Ablenkung der Stangenrichtung von der Senkrechten vernachläſſigen darf. Dieſe Bewegung $s$ wird aber nicht von vornherein auch dem Hammer mitgetheilt, vielmehr wird zunächſt die Feder gebogen oder zuſammengedrückt, und zwar ſo lange, bis durch die beiden Lenkſchienen auf den Hammer eine ſenkrecht aufwärts gerichtete Zugkraft gleich dem Gewichte $G$ des Hammers ausgeübt wird; von dieſem Augenblicke an folgt der Hammer der auf ihn ausgeübten Zugkraft. Wie

---

[1]) D. R.-P. Nr. 67939.

[2]) Der praktiſche Maſchinenconſtructeur, von Uhland, 1875, Taf. 25. A. Ledebur, die Verarbeitung der Metalle.

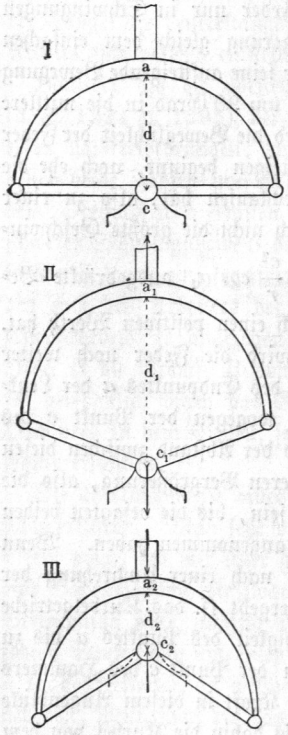
groß der Winkel $\alpha_1$ iſt, um welchen ſich in dieſem Augenblicke die Kurbel von ihrem unteren todten Punkte aus gedreht hat, hängt weſentlich von den Verhältniſſen der Feder, und zwar von der Verlängerung ab, welche das ganze aus Lenkerſtange, Feder und Lenkſchienen beſtehende Syſtem zwiſchen dem Kurbelzapfen und dem Bolzen $c$ im Hammer unter dem Einfluſſe einer Zugkraft $G$ erfährt. Würde z. B. dieſe Verlängerung gleich dem Durchmeſſer $2r$ des Kurbelkreiſes ſein, ſo würde der Hammer durch die Kurbel gar keine Bewegung empfangen, indem die Feder nur in Schwingungen gerathen würde. Wenn die gedachte Verlängerung gleich dem einfachen Kurbelhalbmeſſer $r$ wäre, ſo würde der Hammer ſeine aufſteigende Bewegung beginnen, ſobald die Kurbel durch eine Drehung um 90 Grad in die mittlere Stellung gekommen wäre. Im allgemeinen wird die Beweglichkeit der Feder jedoch kleiner ſein, ſo daß der Hammer zu ſteigen beginnt, noch ehe die Kurbel das erſte Viertel des Kurbelkreiſes durchlaufen hat, alſo zu einer Zeit, wo das untere Ende der Lenkerſtange noch nicht die größte Geſchwindigkeit gleich $c$ erreicht und wo alſo die durch $\frac{c^2}{r}\cos\alpha_1$ ausgedrückte Beſchleunigung dieſer aufſteigenden Bewegung noch einen poſitiven Werth hat.

Bei der ferneren Umdrehung der Kurbel wird die Feder noch weiter geſpannt werden, denn da die Geſchwindigkeit des Endpunktes $a$ der Lenkſtange einen beſtimmten Werth $c\sin\alpha_1$ hat, wogegen der Punkt $c$ des Hammers ſeine Bewegung erſt beginnt, ſo wird der Abſtand zwiſchen dieſen beiden Punkten $a$ und $c$ ſo lange einer weiteren Vergrößerung, alſo die Feder einer ferneren Anſpannung unterworfen ſein, bis die beſagten beiden Punkte eine übereinſtimmende Geſchwindigkeit angenommen haben. Wenn daher die Beſchleunigung des Stangenendes $a$ nach einer Umdrehung der Kurbel um 90 Grad in eine Verzögerung übergeht (ſ. das Kurbelgetriebe in Theil III, 1), ſo wird bald die Geſchwindigkeit des Punktes $a$ bis zu demjenigen Werthe herabgeſunken ſein, welchen der Punkt $c$ des Hammers vermöge der in dieſem enthaltenen lebendigen Kraft in dieſem Augenblicke ebenfalls hat. Der Winkel, um welchen ſich bis dahin die Kurbel von dem unteren Todtpunkte aus gedreht hat, ſei mit $\alpha_2$ bezeichnet, dann hat ſich der Punkt $a$ der Lenkerſtange um $r(1-\cos\alpha_2)$ gehoben, und die Feder befindet ſich jetzt in dem Zuſtande ihrer größten Spannung, indem der Abſtand zwiſchen $a$ und $c$, der bei ganz ungeſpannter Feder und horizontaler Stellung der Lenkſchienen, Fig. 882 I (a. f. S.), durch $ac=d$ gegeben ſein mag, nunmehr bis zu dem größten Werthe $a_1c_1=d_1$, Fig. 882 II, zugenommen hat.

Bei weiterer Drehung der Kurbel und fortdauernder Verzögerung des Punktes $a$ der Lenkerſtange wird die Entfernung zwiſchen $a$ und $c$ kleiner, da der Hammer nicht dieſer Verzögerung wie $a$ unterworfen iſt, vielmehr ſeine Bewegung nun nicht bloß in Folge der in ihm vorhandenen lebendigen

Kraft fortſetzt, ſondern auch durch die Wirkung der ſich wieder ausdehnenden Feder beſchleunigt wird, welche dabei die Arbeit $A_1$ vollſtändig dem Hammer mittheilt, die ſie in dem erſten Theile der Bewegung bei ihrer Anſpannung von der Kurbel empfangen hat. Wenn daher die Kurbel nach einer Drehung um 180 Grad in dem oberen todten Punkte angekommen iſt, und der Punkt $a$ der Lenkerſtange ſeine Bewegung wechſelt, ſo iſt der Hammer noch in aufſteigender Bewegung begriffen, die er vermöge der durch die Feder erhaltenen lebendigen Kraft auch dann noch fortſetzt, wenn die Feder ſchon wieder in den ſpannungsloſen Zuſtand gekommen iſt, für welchen die Gelenkſchienen in eine gerade Linie zuſammenfallen und der Abſtand zwiſchen $a$ und $c$ wieder auf den urſprünglichen Werth $d$ verringert worden iſt (Fig. 882 I). Bei der Umdrehung der Kurbel durch den dritten Viertelkreis wird dann der Endpunkt $a$ der Lenkerſtange mit beſchleunigter Bewegung abwärts getrieben, während der Hammer noch ſo lange im Steigen verharrt, bis ſeine lebendige Kraft durch ſeine eigene Schwere und durch die Wirkung der Feder ertödtet iſt, welche jetzt die hemmende Wirkung eines Reitels oder Prallbalkens übernimmt. Hierbei werden die Gelenkſchienen nach oben durchgedrückt, Fig. 882 III, ſo daß der Abſtand der Punkte $a$ und $c$ jetzt von $ac = d$ auf $a_2 c_2 = d_2$ verringert wird, wobei die Feder von neuem geſpannt wird und eine beſtimmte Arbeit aufnimmt. Bei einem gewiſſen Drehungswinkel der Kurbel um $\alpha_3$ wird die Geſchwindigkeit des aufſteigenden Hammers in Folge der Verzögerung durch die Schwere und die Feder gleich Null geworden ſein, und es beginnt nunmehr die Abwärtsbewegung mit einer Beſchleunigung $p$ durch die Schwere ſowohl wie durch die Kurbel.

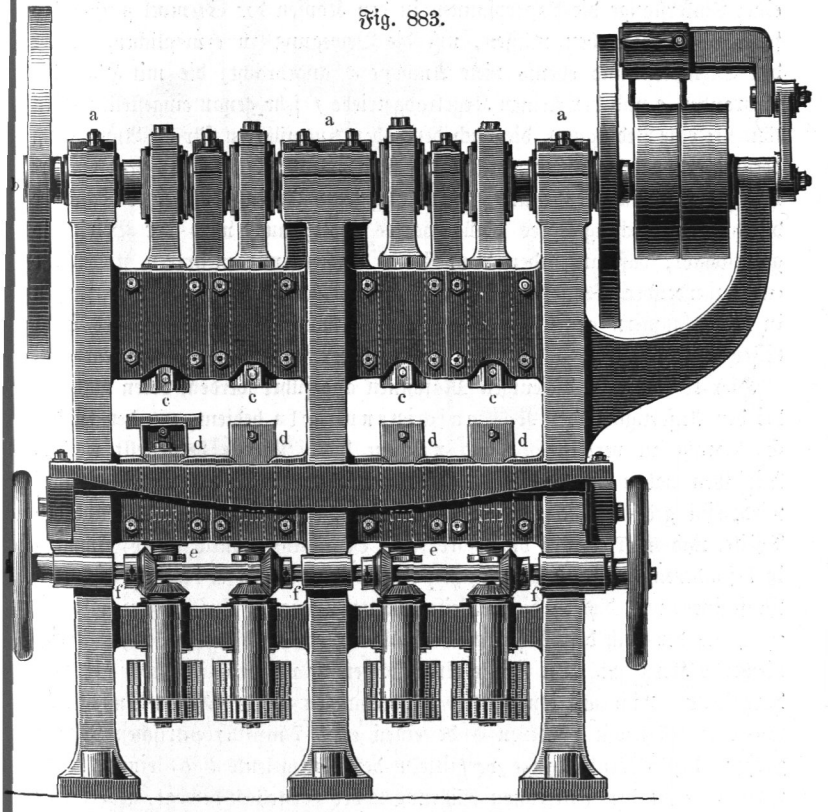
Fig. 882.




Zunächſt wird auch hierbei die Spannung der Feder wieder zunehmen, indem wegen des ſchneller bewegten Punktes $a$ der Abſtand zwiſchen $a$ und $c$ weiter verringert wird, bis bei der im vierten Quadranten des Kurbelkreiſes auftretenden Verzögerung der Bewegung des Lenkerſtangenendes $a$ wieder die Geſchwindigkeit deſſelben gleich derjenigen des Hammerzapfens $c$ geworden iſt, in welchem Augenblicke die Feder wieder ihre größte Anſpannung erfahren und eine Arbeit $A_2$ aufgenommen hat. Bei der weiteren

Drehung der Kurbel bis zum unteren Todtpunkte folgt die Bewegung des Hammers dann nicht mehr der durch das Kurbelgetriebe bedingten Verzögerung, sondern er eilt unter dem vereinigten Einfluſſe der Schwere ſowie der Feder der Bewegung des Punktes $a$ voraus, und erzeugt einen Schlag, deſſen Wirkung nicht nur durch die Fallhöhe des Hammers, ſondern auch die beiden Arbeiten $A_1$ und $A_2$ beſtimmt wird, welche die Feder von der Kurbel empfing und an den Hammer zurückgab. Es iſt daraus zu entnehmen, daß die Wirkſamkeit eines Schlages mit zunehmender Geſchwindigkeit der Kurbel wächſt und immer erheblich größer ausfallen wird, als einer Fallhöhe gleich dem Durchmeſſer des Kurbelkreiſes entſpricht.

Fig. 883.




Daß man zuweilen auch Kurbelhämmer ohne beſondere Federn verwendet, dafür iſt die ſogenannte Schmiedemaſchine, Fig. 883 [1]), ein Beiſpiel.

[1]) Der praktiſche Maſchinenconſtructeur, von Uhland, 1873, Taf. 26.

Bei dieſem insbeſondere zum Schmieden von Stiften und Schrauben vortheilhaft angewandten Werkzeuge iſt eine in drei Lagern *a* des Geſtelles unterſtützte Triebwelle *b* mit vier excentriſchen Zapfen von nur geringer Excentricität (10 mm) vorgeſehen, welche bei ihrer ſchnellen Umdrehung von etwa 300 Umdrehungen in der Minute vier Stempel *c* auf und nieder bewegt, die in ſenkrechten Führungen des Geſtelles gerade geführt ſind und mit Kopflagern die gedachten Excenter umfaſſen, wobei wegen des Fehlens einer Lenkerſtange die Lagerpfannen in den Köpfen der Stempel genügendes ſeitliches Spiel haben müſſen, um die Bewegung zu ermöglichen. Unter den Stempeln ſind ebenſo viele Ambоſſe *d* angebracht, die mit Hülfe der Schrauben *e* und der kleinen Kegelradgetriebe *f* ſehr genau eingeſtellt werden können; eine Bedingung, die nach dem oben Angeführten für die Anwendung derartiger Kurbelhämmer ohne Federn unerläßlich iſt. Zur größeren Sicherheit gegen Brüche ſtützt man zweckmäßig jeden Amboß auf ſeiner Schraube durch ein zwiſchengelegtes Stück hartes Holz; auch wird der Betrieb ſo gehandhabt, daß auf jeden Amboß ein Geſenk mit mehreren ſtufenweiſe enger werdenden Vertiefungen geſetzt wird, denen entſprechende Vertiefungen in den Hämmern gegenüberſtehen, ſo daß man ein auszuſtreckendes Stück Eiſen nach einander zwiſchen den auf einander folgenden Geſenken bearbeitet.

Hier können auch diejenigen Maſchinen angeführt werden, deren man ſich bei der Anfertigung der Nähmaſchinennadeln bedient, um den runden Stahldraht zu verdünnen, aus welchem dieſe Nadeln hergeſtellt werden. Dieſelben haben an der Stelle, welche in die Nadelbarre eingeſpannt wird, eine größere Dicke, als in dem übrigen, die eigentliche Nadel bildenden Theile, und man erzeugt die erforderliche Verdünnung durch kaltes Hämmern in beſonderen, wohl mit dem Namen von Reducirmaſchinen bezeichneten Maſchinen, weil das in dieſer Weiſe erzielte Erzeugniß eine größere Zähigkeit zeigt, als der nach dem Abdrehen oder Abſchleifen des dickeren Drahtes übrigbleibende Kern hat. Die Skizze einer ſolchen Maſchine [1]) iſt durch Fig. 884 dargeſtellt. Eine mit etwa 2000 Umdrehungen in der Minute umlaufende Welle *a* trägt am vorderen Ende einen etwa 7 mm excentriſchen Kurbelzapfen, deſſen Lenkerſtange vermittelſt des Kniegelenks $b_1 b_2$ einen kleinen Stempel *c* in den ſenkrechten Führungen des Geſtelles bewegt, wobei eine unter dem Stempel angebrachte Feder den Stempel zurückführt, nachdem er durch das Kniegelenk abwärts bewegt iſt. Durch dieſe Einrichtung erhält der Stempel in jeder Minute 4000 Auf- und Niedergänge von ſehr geringer Größe, die man durch den Keil *k* auf das Genaueſte einſtellen kann, was aus den ſchon angeführten Gründen durchaus erforderlich iſt. Der zu bearbeitende Draht wird in eine Hülſe *d* eingeſpannt, die vermittelſt der

[1]) Von C. Striebeck, Maſchinenfabrik in Aachen.

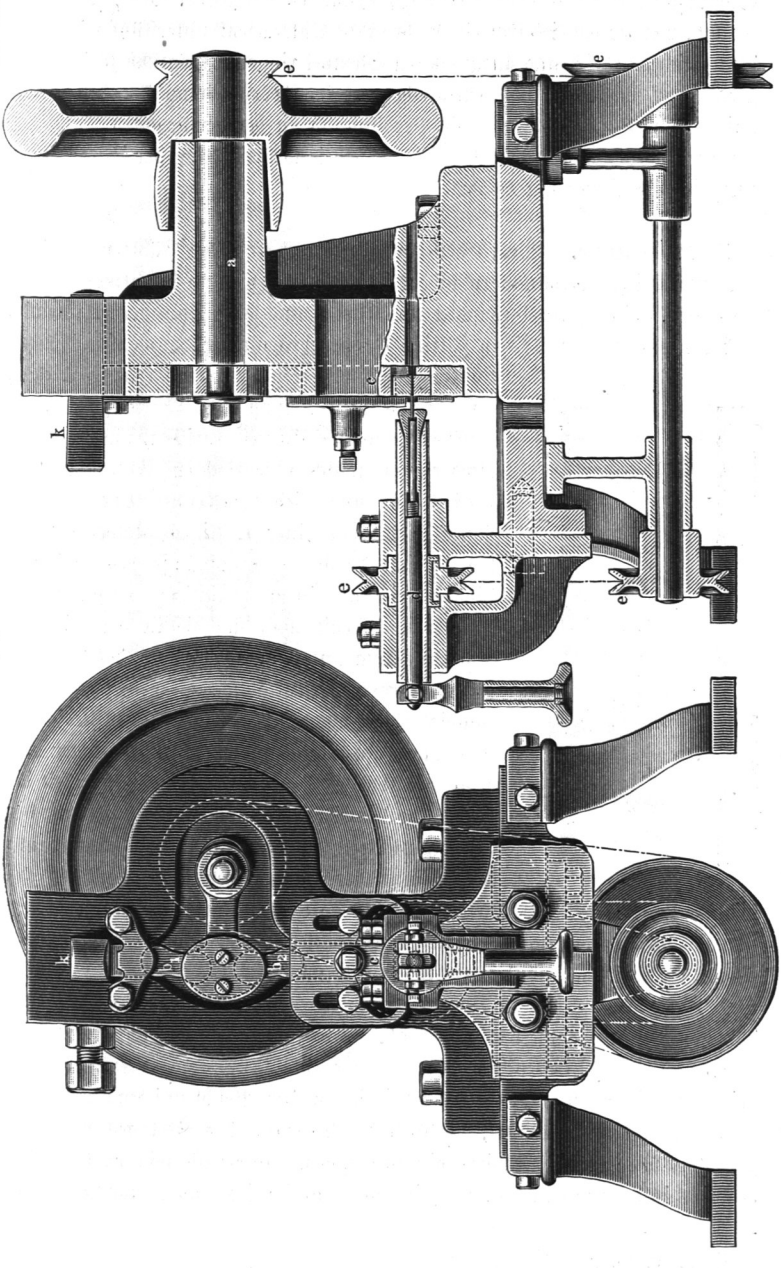
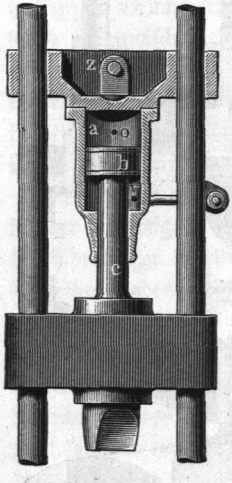



Fig. 884.

Schnurſcheiben *e* mit etwa 1100 Umdrehungen umgedreht wird, ſo daß der Draht, welcher dabei durch ein halbrundes Untergeſenk unterſtützt wird, von dem gleichfalls halbrund ausgehöhlten Stempel ringsum möglichſt gleichmäßig gehämmert wird. Durch entſprechende Längenverſchiebung der den Draht aufnehmenden Hülſe *d* wird die Verdünnung in der gewünſchten Länge des Drahtes vorgenommen, welcher letztere dabei natürlich eine der Verdünnung entſprechende Streckung erfährt.

§. 216. **Lufthämmer.** Wegen der geringen Haltbarkeit der ſtählernen Federn hat man bei Kurbelhämmern in der neueren Zeit vielfach die atmoſphäriſche Luft als Zwiſchenmittel zwiſchen der Kurbel und dem Hammer angewandt. Bei der von A. Schmid in Zürich[1]) angegebenen Ausführung eines ſolchen Lufthammers wird ein Luftcylinder *a*, Fig. 885, an dem Zapfen *z* von der Lenkerſtange einer darüber gelagerten Kurbel ergriffen, und bei deren Umdrehung zwiſchen ſenkrechten Führungen im Geſtell auf und nieder bewegt. Der Hammer hängt vermittelſt einer kräftigen Kolbenſtange *c*, die luftdicht durch die Stopfbüchſe des Cylinders hindurchtritt, an einem im Cylinder verſchieblichen Kolben *b*. Denkt man ſich die in der mittleren Kolbenſtellung unter- und oberhalb des Kolbens im Cylinder enthaltene Luft von der äußeren vollſtändig abgeſchloſſen, ſo muß bei der aufſteigenden Bewegung des Cylinders die in dieſem unter dem Kolben enthaltene Luft verdichtet und dagegen die über dem Kolben verdünnt werden, ſo daß der Kolben mit dem daran hängenden Hammer anfängt zu ſteigen, ſobald der Ueberdruck der auf die untere Kolbenfläche wirkenden Luft über den Druck von oben größer iſt, als das zu hebende Gewicht des Hammers nebſt Kolben und Kolbenſtange. Wenn darauf der Cylinder ſich nach einer Drehung der Kurbel um 180 Grad abwärts bewegt, wird die Luft über dem Kolben verdichtet und unter demſelben verdünnt, ſo daß der noch aufwärts hüpfende Kolben an der Aufwärtsbewegung verhindert und ihm eine Beſchleunigung bei dem Niederfallen ertheilt wird, die zu der Beſchleunigung durch die Schwere noch hinzukommt, wodurch die Wirkung des Schlages weſentlich geſteigert wird. Dabei wirkt die Luft ſowohl unterhalb wie oberhalb des Kolbens in der Art eines Puffers, indem ſie auch bei der ſchnellſten Bewegung

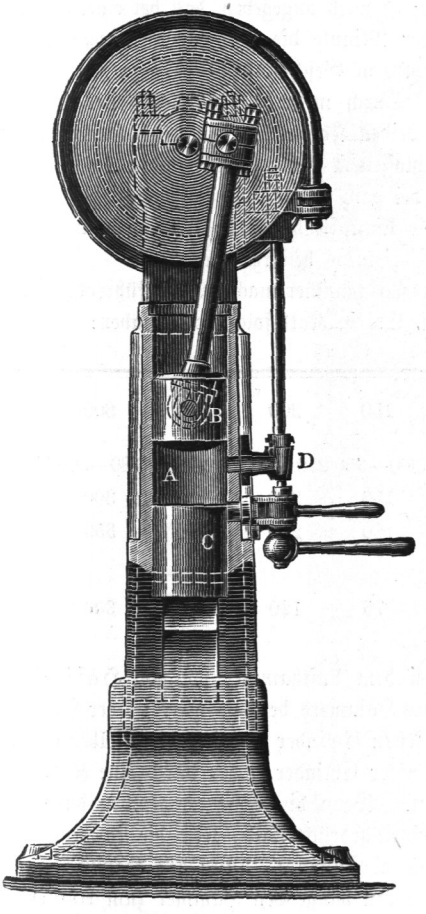
Fig. 885.




[1]) D. R.-P. Nr. 17726.

der Kurbel das Gegenſchlagen des Cylinders gegen den Kolben ſowohl bei dem Aufſteigen wie bei dem Niedergehen des erſteren verhindert. Es iſt auch zu erſehen, in welcher Weiſe die hier angeführte Wirkung eine Abänderung erleidet, wenn man die Luft im Inneren des Cylinders von der äußeren nicht vollſtändig abſchließt, wenn man z. B. durch kleine, ſich nach innen öffnende Ventile *o* und *v* der äußeren Luft Gelegenheit zum Eintritt ins Innere bei einer Verdünnung daſelbſt giebt. Wollte man der Luft ober- und unterhalb des Kolbens freien Ein- und Austritt geſtatten, ſo würde der Hammer gar nicht gehoben werden, und man erkennt hieraus, daß man die Wucht der einzelnen Schläge dadurch reguliren kann, daß man der Luft durch eine verſtellbare Oeffnung mehr oder weniger leicht den Eintritt in den Cylinder und den Austritt aus demſelben ermöglicht.

Fig. 886.




Abweichend von dem vorſtehend beſprochenen Schmid'ſchen Hammer iſt derjenige von Arns mit einem feſten Cylinder *A*, Fig. 886, verſehene, in welchem ein Kolben *B* durch eine Kurbel in ſchnelle auf- und niedergehende Bewegung verſetzt wird. Dieſer Cylinder iſt oberhalb offen, ſo daß der Kolben *B* von oben immer dem Drucke der äußeren Atmoſphäre ausgeſetzt iſt, während die unter dem Kolben befindliche Luft bei deſſen Aufſteigen verdünnt wird. Der Hammer *C* iſt hier zu einem in den Cylinder paſſenden Kolben geſtaltet, welcher ganz frei von dem Kolben *B* ſpielt. Wenn daher die Luft zwiſchen den beiden Kolben bei einer beſtimmten Bewegung des oberen bis zu einem genügenden Grade verdünnt iſt, ſo wird der den Hammer bildende untere Kolben durch den Ueberdruck der Atmoſphäre emporgehoben und folgt dem aufgehenden Treibkolben *B*, ohne denſelben

jedoch zu erreichen, da zwiſchen beiden immer die urſprünglich in dem Cylinder enthaltene Luftmenge vorhanden iſt. Dieſe Luft wird, wenn der Treibkolben in der höchſten Stellung ſeine Bewegung umkehrt, zuſammengedrückt, ſo daß ſie den Hammer in ſeiner aufſteigenden Bewegung anhält und nach der entgegengeſetzten Richtung beſchleunigt. In Folge der durch den ſchnell bewegten Treibkolben $A$ erzeugten Luftverdichtung wird die Wucht der Schläge entſprechend verſtärkt; es wird angegeben, daß bei einer Kolbengeſchwindigkeit von 100 m in der Minute die Luft bis zu einem Drucke von vier Atmoſphären und bei 120 m Geſchwindigkeit bis zu fünf Atmoſphären zuſammengedrückt wird. Durch mehr oder minder weites Oeffnen eines Lufthahnes $D$ zwiſchen den beiden Kolben kann man die Heftigkeit der Schläge regeln. Bei ganz geſchloſſenem Hahne erhält man die ſtärkſten Schläge, während der Hammer bei ganz geöffnetem Hahne in Ruhe bleibt. Die Regelung der Geſchwindigkeit kann in bekannter Art durch mehr oder minder große Spannung des Treibriemens bewirkt werden.

Ueber die Verhältniſſe derartiger Lufthämmer macht die ausführende Firma L. W. Breuer, Schumacher u. Co. in Kalk folgende Angaben:

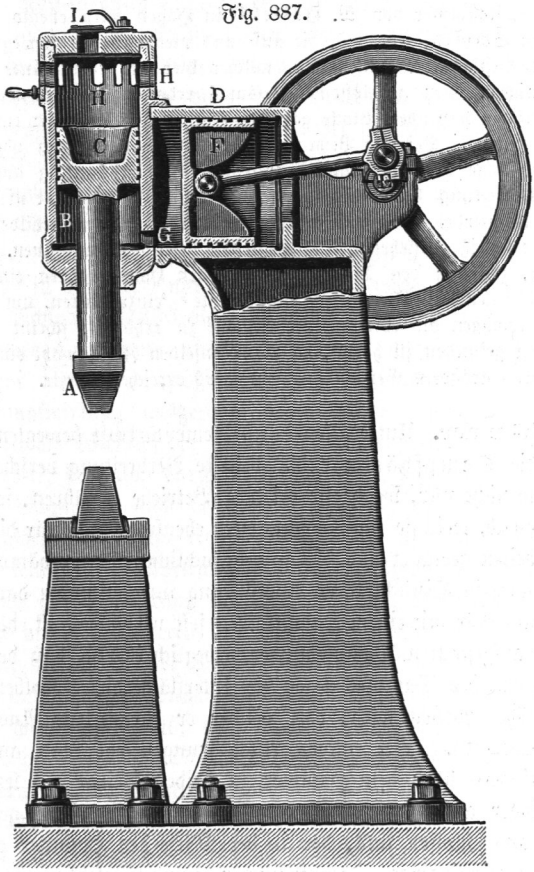
| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Cylinderdurchmeſſer . mm | 125 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 |
| Anzahl der Schläge in einer Minute . . . . . | 400—450 | 300—350 | 250—300 | 200—250 | 180—200 | 150—180 |
| Hub d. Treibkolbens . mm | 125 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 |
| Hub d. Hammers ca. mm | 150 | 180 | 250 | 300 | 350 | 400 |
| Bärgewicht eines Dampfhammers von gleicher Schlagwirkung . . kg | 45 | 75 | 120 | 200 | 300 | 450 |

In abweichender Art wird bei dem Lufthammer von M. Haſſe[1]) in Berlin die Luft zur Bewegung des Hammers benutzt. Hier iſt der Hammer $A$, Fig. 887, mit einem in dem feſten Cylinder $B$ ſpielenden Kolben $C$ verſehen, während ein zweiter wagerechter Cylinder $D$ den durch eine Kurbel $E$ bewegten Treibkolben $F$ aufnimmt. Wenn dieſer letztere Kolben durch die Kurbel in den Treibcylinder $D$ hineingedrückt wird, tritt die in demſelben zuſammengepreßte Luft durch eine Oeffnung $G$ unter den Hammerkolben, wodurch der letztere ſammt dem daran hängenden Hammer zum Aufſteigen genöthigt wird, indem die über dem Kolben $C$ befindliche Luft durch die Oeffnungen $H$ in der Cylinderwand frei austreten kann. Bei dem darauf folgenden Rückgange des Treibkolbens $F$ wird dagegen die unter $C$ befindliche Luft verdünnt, eine Wirkung, die noch dadurch begünſtigt wird, daß der

[1]) D. R.-P. Nr. 37461.

Hammer vermöge der ihm mitgetheilten lebendigen Kraft noch weiter emporfliegt, auch nachdem der Druck unterhalb ſchon kleiner als das Hammergewicht geworden iſt. Das Niederfallen des Hammers erfolgt daher unter dem Einfluß nicht nur des Hammergewichtes, ſondern auch des Ueberdruckes der äußeren Atmoſphäre über die unterhalb *C* erzeugte Luftverdünnung. Um den Hammer in der erhobenen Lage feſtzuhalten, dient ein die Oeffnungen

Fig. 887.




*H* bedeckender Ringſchieber, durch deſſen Drehung dieſe Oeffnungen abgeſchloſſen werden können, während in dieſem Falle das im oberen Cylinderdeckel befindliche, nach außen aufſchlagende Ventil *L* der Luft über dem Kolben *C* wohl den Austritt nach außen geſtattet, die äußere Luft aber am Eindringen verhindert. Der Hammer bleibt daher in Folge der unter *C* hergeſtellten Luftverdünnung ſchwebend erhalten.

Von sonstigen Lufthämmern mag erwähnt werden, daß bei der Anordnung von J. Bêché[1]) in Hückeswagen der Cylinder zum Hammer ausgestaltet ist, indem derselbe, zwischen senkrechten Führungen im Hammergestell gleitend, dadurch in die erforderliche Bewegung versetzt wird, daß der in ihm befindliche Kolben von der Kurbel mittels eines doppelarmigen Hebels oder Balanciers an seiner Kolbenstange auf und nieder bewegt wird. Es muß bedenklich erscheinen, ein so kostbares Glied, wie der Luftcylinder ist, fortwährend den unmittelbaren Stoßwirkungen des Hammers auszusetzen.

Bei dem Lufthammer von W. Hassel[2]) in Hagen wird ebenso wie bei dem Hammer von Schmid, Fig. 885, die auf- und niedergehende Bewegung von der Kurbel dem Luftbehälter mitgetheilt, welcher hier die Form einer Glocke oder eines vierseitigen, oben geschlossenen Prismas erhalten hat, in welchen der zu einem vierseitigen passenden Blocke gestaltete Hammerbär nach Art eines Plungers von unten eintritt. Bei der Bewegung des Luftbehälters nach oben wird der Hammer in Folge der über ihm eintretenden Luftverdünnung angesaugt und durch die Verdichtung beim Niedergange der Glocke beschleunigt niedergetrieben. Die Glocke ist hierbei aus zwei zusammenstellbaren Hälften gebildet, um etwa durch den Verschleiß entstehende Undichtigkeiten beseitigen zu können.

Die Idee, zwischen den Treibkolben und den Hammerbären eine in einem S-förmig gebogenen Rohre enthaltene Wassersäule[3]) einzuschalten, um durch deren Beharrungsvermögen die Wirkung der Schläge zu erhöhen, scheint weitere Anwendung nicht gefunden zu haben, da man denselben Zweck wohl einfacher durch ein entsprechend größeres Gewicht des Hammers erreichen dürfte.

§. 217. **Dampfhämmer.** Unter allen durch Elementarkraft bewegten Hämmern haben sich die Dampfhämmer die weiteste Verbreitung verschafft, wegen der Vortheile nicht nur, welche sie bei dem Betriebe gewähren, sondern vornehmlich deshalb, weil sie für die schwersten ebenso gut wie für die leichtesten Schmiedearbeiten geeignet sind. Die gebräuchlichen Dampfhämmer, so verschieden sie auch in Hinsicht ihrer Ausführung sind, stimmen darin überein, daß der Hammerbär mit einem Dampfkolben fest verbunden ist, der in einem darüber fest aufgestellten Dampfcylinder beweglich ist, so daß der Hammer durch den Druck des Dampfes gegen die Unterfläche dieses Kolbens auf eine bestimmte Höhe erhoben wird, von welcher er darauf zur Ausübung des Schlages niederfällt. Bei einigen Ausführungen hat man anstatt eines einzigen Cylinders über dem Hammer zu beiden Seiten des letzteren zwei gleiche Cylinder aufgestellt, deren Kolbenstangen an einen gemeinsamen Querbalken angeschlossen sind, der in der Mitte den Hammer trägt, doch sind solche zweicylindrige Dampfhämmer nur vergleichsweise selten in Gebrauch gekommen. Vielfach ist der Dampfcylinder einfachwirkend, derart, daß der frische Kesseldampf nur unterhalb des Kolbens in den Cylinder geführt wird, um den Hammer anzuheben, während das Nieder-

[1]) D. R.-P. Nr. 77953.
[2]) D. R.-P. Nr. 44031.
[3]) D. R.-P. Nr. 42428.

fallen lediglich unter der Wirkung des Hammergewichtes ſtattfindet. Bei dieſer Anordnung, die insbeſondere für die größten Hammergewichte gewählt wird, verwendet man den oberhalb des Kolbens vorhandenen Raum des Dampfcylinders nur zur Prallung oder Begrenzung des Kolbenlaufes entweder dadurch, daß man eine über dem Kolben abgeſchloſſene Luft- oder Dampfmenge durch den letzteren zuſammendrücken läßt, oder indem man den aufſteigenden Kolben durch entgegengeführten Dampf auffängt.

Dagegen macht man gewiſſe Arten von Dampfhämmern doppeltwirkend, in der Art nämlich, daß man das Niederfallen des durch den Dampf gehobenen Hammers durch den Druck des Dampfes beſchleunigt, welcher zu dem Zwecke oben in den Cylinder geführt wird. Hierbei ſucht man entweder eine Verſtärkung der Schläge oder die Möglichkeit einer größeren Anzahl derſelben zu erreichen, indem der Oberdampf auf den Hammer in ähnlicher Art wirkt, wie der Reitel oder Prallſtock auf die Hebelhämmer. Bei den ſogenannten Schnellhämmern, d. h. Dampfhämmern von in der Regel nur geringem Fallgewicht und kleiner Fallhöhe, aber großer Schlagzahl (300 bis 400 in der Minute), muß man aus dem Grunde immer Oberdampf anwenden. Wenn andererſeits auch ſchwere Hämmer, für welche eine große Schlagzahl nicht nöthig iſt, doch zuweilen mit Oberdampfwirkung ausgeführt werden, um durch vermehrte Fallgeſchwindigkeit die Wirkung der Schläge zu vergrößern, ſo muß doch feſtgehalten werden, daß man durch die größere Geſchwindigkeit einer kleineren Maſſe beim Schmieden nicht denſelben Erfolg erzielen kann, welchen eine langſamer bewegte, aber ſchwerere Maſſe erreichen läßt, da erfahrungsmäßig in dem letzteren Falle die Wirkung mehr in das Innere des Schmiedeſtückes eindringt und auf Verdichtung deſſelben hinwirkt, als wenn man dieſelbe Arbeitsgröße in einer leichteren, aber ſchneller bewegten Maſſe zur Wirkung bringt. Aus dieſem Grunde wendet man in der Regel zum Ausſchmieden der Luppen und ſchweren Stahlblöcke, wobei es weſentlich auf Verdichtung der ganzen Maſſe ankommt, ſehr ſchwere Hämmer (bis zu 50 Tonnen Gewicht und darüber) ohne Oberdampfwirkung an, während die letztere bei den Hämmern für die eigentliche Formgebung durch Schmieden faſt immer gebraucht wird. Vielfach richtet man die Hämmer auch ſo ein, daß man je nach Bedarf mit oder ohne Oberdampf arbeiten kann.

Ein beſonderer Vorzug der Dampfhämmer vor den meiſten durch Maſchinenkraft bewegten Hämmern iſt in der Möglichkeit enthalten, die auf einander folgenden Schläge jederzeit dem beabſichtigten Zwecke entſprechend mehr oder weniger ſchwer oder leicht fallen zu laſſen; ein Vortheil, der für jedes Schmieden, ganz beſonders aber für jedes ſogenannte Formſchmieden von Bedeutung iſt. Man kann verſchieden ſtarke Schläge dadurch erzielen, daß man den Hammer auf verſchiedene Höhe erhebt, indem man dem unter

dem Kolben befindlichen Dampfe zur geeigneten Zeit den Ausweg ins Freie eröffnet. Auch kann man die Geſchwindigkeit des niederfallenden Hammers durch Droſſelung des austretenden Dampfes nach Belieben verkleinern und, wenn es nöthig iſt, den fallenden Hammer durch entgegengeführten friſchen Keſſeldampf in jedem Augenblicke auffangen, ſo daß er nur auf- und niederſpielt, ohne das Arbeitsſtück zu treffen.

Zur regelrechten Zu- und Abführung des Dampfes muß der Cylinder mit einer Steuerungsvorrichtung verſehen ſein, wozu man faſt alle die aus Theil II bekannten abſchließenden Maſchinentheile, wie Schieber, Hähne, Ventile und Kolben, verwendet, welche bei der Steuerung der gewöhnlichen Dampfmaſchinen im Gebrauch ſind. Dagegen erfolgt die Bewegung dieſer Abſchlußmittel wegen des Nichtvorhandenſeins einer umlaufenden Welle bei den Dampfhämmern in eigenthümlicher Art. Man muß in dieſer Hinſicht die Handſteuerungen von den ſelbſtthätigen Steuerungen unterſcheiden. Mit Ausnahme der Schnellhämmer, die bei dem ſchnellen Gange natürlich nicht aus freier Hand geſteuert werden können, werden die übrigen Hämmer faſt immer durch die Hand geſteuert, und nur in ſolchen Fällen, wo der Hammer eine größere Anzahl gleich ſchwerer Schläge hinter einander ausüben ſoll, wird bei den langſamer gehenden und größeren Hämmern eine ſelbſtthätige Steuerung angewendet. Auch ſollte bei dem durch die Hand geſteuerten Hammer eine Vorrichtung angebracht ſein, mittels deren der Hammer an einem zu hohen Emporſteigen, wodurch der obere Cylinderdeckel durchgeſchlagen werden würde, wirkſam verhindert iſt, ſei es nun durch Luftprallung oder Pufferfedern über dem Kolben oder durch Oberdampf.

Man hatte ſchon bald nach der Ausführung der erſten Dampfhämmer ſolche ſelbſtthätige Steuerungen angewandt, welche nicht nur in der höchſten Stellung des Kolbens durch Anſtoßen des Hammers gegen einen Anſchlag die Umſteuerung bewirken, ſondern man erfand auch eine Einrichtung, welche den Dampf nach erfolgtem Schlage zur erneuten Hebung des Hammers unter den Kolben leiten, indem man hierbei in derſelben Art, wie bei der Nasmyth'ſchen Dampframme, ſ. Theil III, 2, die Wirkung eines in dem Hammerkörper angebrachten Fallhebels benutzte, der nach dem ausgeübten Schlage niederfällt und die Zulaſſung des Dampfes unter den Kolben veranlaßt. Auch hat man Einrichtungen zur Veränderung der Hubhöhe in der Art ausgeführt, daß der von dem Hammer bei ſeinem Aufſteigen getroffene Anſchlag mehr oder minder hoch geſtellt werden kann. Alle dieſe Einrichtungen leiden aber in der Regel an dem Uebelſtande nicht genügender Einfachheit, auf welche letztere bei allen Dampfhammerſteuerungen in erſter Reihe Gewicht gelegt werden muß, weil die bei dem Betriebe vorkommenden heftigen Erſchütterungen ſich mehr oder minder ſtark auf die Steuerungs-

theile übertragen. Aus dieſen Gründen hat man ſolche ſelbſtthätige Einrichtungen häufig wieder entfernt, insbeſondere kommt der gedachte, nach dem Schlage zum Umſteuern dienende Fallhebel bei Dampfhämmern nur in den ſeltenſten Fällen zur Anwendung.

Wenn alſo die Umſteuerung der Dampfhämmer, mit der ſchon erwähnten Ausnahme der Schnellhämmer, vornehmlich von der Hand des Schmiedes zu geſchehen hat, ſo folgt hieraus, warum man den gewöhnlichen Muſchel- oder Flachſchieber nur bei kleinen Ausführungen wird anwenden können, da bei größeren Abmeſſungen der Druck dieſer Schieber gegen den Schieberſpiegel, und daher die Reibung auf dem letzteren zu groß ausfällt, um den Schieber noch bequem mit der Hand bewegen zu können. Man hat daher zur Verringerung dieſes Nachtheiles bei größeren Hämmern entweder *entlaſtete Schieber* mit mehr oder weniger Erfolg angewendet, oder ſich beſſer der *entlaſteten Ventile* zur Steuerung bedient. Auch *Kolbenſchieber* hat man für Dampfhämmer angewendet, ebenſo *Hahn-* oder *Drehſchiebersteuerungen*.

Je nach der Anordnung der Dampfhämmer unterſcheidet man verſchiedene Syſteme, deren hauptſächlichſte Eigenthümlichkeiten im Folgenden kurz angegeben werden mögen. Die älteſte von *Nasmyth* angegebene und nach ihm benannte Bauart iſt ähnlich der von demſelben Erfinder angegebenen Dampframme, mit einem feſt aufgeſtellten Dampfcylinder verſehen, in welchem der Dampfkolben ſich bewegt, deſſen dünne Kolbenſtange, durch eine Stopfbüchſe des Cylinderbodens heraustretend, den daran gehängten Hammerklotz trägt. Die Kolbenſtange iſt hierbei weſentlich nur auf Zug beanſprucht, weswegen dieſelbe auch nur eine geringe Dicke erfordert, da dieſe Hämmer nicht mit Oberdampf wirken. Dieſe Bauart wird in der Regel für die größten Fallgewichte angewandt; ein Nachtheil derſelben iſt die beträchtliche Höhe, welche das Hammergerüſt hierbei annimmt und die damit verbundene geringere Standfähigkeit.

Um die Höhe des Hammergerüſtes zu verringern und die Stoßwirkungen zu vermeiden, denen bei den vorgedachten *Nasmyth*'ſchen Hämmern die dünne Kolbenſtange in Folge des Beharrungsvermögens ihrer eigenen und der Kolbenmaſſe ausgeſetzt iſt, werden die von *Condié* gebauten und nach ihm benannten Dampfhämmer mit einem verſchieblichen Dampfcylinder ausgeführt, der ſo ſchwer gemacht iſt, daß er den Hammerbär bildet und der ſich zwiſchen ſenkrechten Führungen an der feſt in dem Hammergerüſte aufgehängten Kolbenſtange verſchiebt, ſobald zwiſchen den am unteren Ende der Kolbenſtange angebrachten Kolben und den oberen Boden des Cylinders Dampf eingeführt wird, deſſen Spannung genügt, um den Cylinder zu heben. Dieſe Hämmer, die ebenfalls nur einfachwirkend ſind, indem der Dampf nur zum Heben des Hammers verwendet wird, werden neuerdings

nur noch wenig ausgeführt, da es bedenklich iſt, ein ſo theures und ſchwer zu erſetzendes Glied, wie es der Dampfcylinder iſt, fortdauernd den heftigen Stoßwirkungen auszuſetzen. In eigenthümlicher Weiſe wird der eigentliche Hammerbär bei den Hämmern von Morriſon durch eine dicke und daher ſchwere Kolbenſtange gebildet, welche oben ſowohl wie unten in Stopfbüchſen der Cylinderdeckel geführt wird, ſo daß beſondere Führungen für den Hammer entbehrt werden können, wodurch der Amboß bequemer zugänglich wird. Obwohl hierbei auch die Höhe wegen des Wegfalles eines eigentlichen Hammerbären beträchtlich verringert, alſo eine entſprechend große Standfähigkeit erzielt wird, ſo ſind dieſe Hämmer doch weniger in Aufnahme gekommen, als die gedachten Vorzüge erwarten ließen, weil die Stopfbüchſen, welche die Führungen erſetzen müſſen, einer ſtarken Abnutzung und insbeſondere bei einſeitigem Schlage einer Zerſtörung ausgeſetzt ſind, und weil bei großen Hämmern die Herſtellung der dicken Kolbenſtangen ſehr koſtſpielig iſt. Der Bauart von Voiſin mit zwei neben dem Hammer aufgeſtellten Cylindern, deren Kolbenſtangen gemeinſam einen Querbalken heben, in deſſen Mitte der Hammer aufgehängt iſt, wurde ſchon oben gedacht, und erwähnt, daß dieſe Bauart, welche zwar eine geringe Höhe des Gerüſtes ermöglicht, doch nur wenig angewandt wird.

Dagegen hat ſich die Bauart von Daelen wegen ihrer beträchtlichen Vorzüge viel Freunde und eine große Verbreitung verſchafft. Das Eigenthümliche dieſes Syſtems beſteht in der Anwendung einer ſehr dicken Kolbenſtange, die an ſich ſchon einen erheblichen Theil des Hammergewichtes vorſtellt, und welche vermöge ihres zur Fläche des Dampfkolbens beträchtlichen Querſchnittes bewirkt, daß die untere, dem Dampfdrucke ausgeſetzte Fläche des Kolbens viel kleiner iſt, als die obere, dem ganzen Cylinderquerſchnitte entſprechende. Wenn daher, nachdem der Hammer erhoben wurde, der unter den Kolben geführte Dampf, anſtatt ins Freie auszupuffen, Gelegenheit findet, über den Kolben zu treten, ſo wird die obere größere Kolbenfläche einem größeren abwärts gerichteten Dampfdrucke ausgeſetzt, als der Gegendruck auf die kleinere Unterfläche iſt, der Hammer wird daher im Fallen beſchleunigt werden. Da der Dampf bei dem Uebertritte aus dem unteren kleineren Raume des Cylinders in den größeren oberhalb einer Expanſion ausgeſetzt iſt, ſo wird die hierdurch erzielte Arbeitsleiſtung des Dampfes vermöge dieſer Anordnung gewonnen, ſo daß die Daelen'ſchen Hämmer ſich durch vortheilhafte Ausnutzung des Dampfes auszeichnen. Dieſer Hammer bildet ſonach gewiſſermaßen den Uebergang von den einfachwirkenden zu den doppeltwirkenden Dampfhämmern.

Die doppeltwirkenden oder Hämmer mit Oberdampf ſind in mancherlei verſchiedenen Ausführungsformen vertreten, in Anlehnung ſowohl an das Nasmyth'ſche wie an das Daelen'ſche oder das Morriſon'ſche

System; die Haupteigenthümlichkeiten dieſer Hämmer beſtehen vornehmlich in der Steuerung und den durch die Oberdampfwirkung bedingten Abweichungen von den vorgedachten Anordnungen. Eine beſondere Art hiervon ſind die Schnellhämmer, die immer doppeltwirkend gebaut und mit einer ſelbſtthätigen Steuerung verſehen werden.

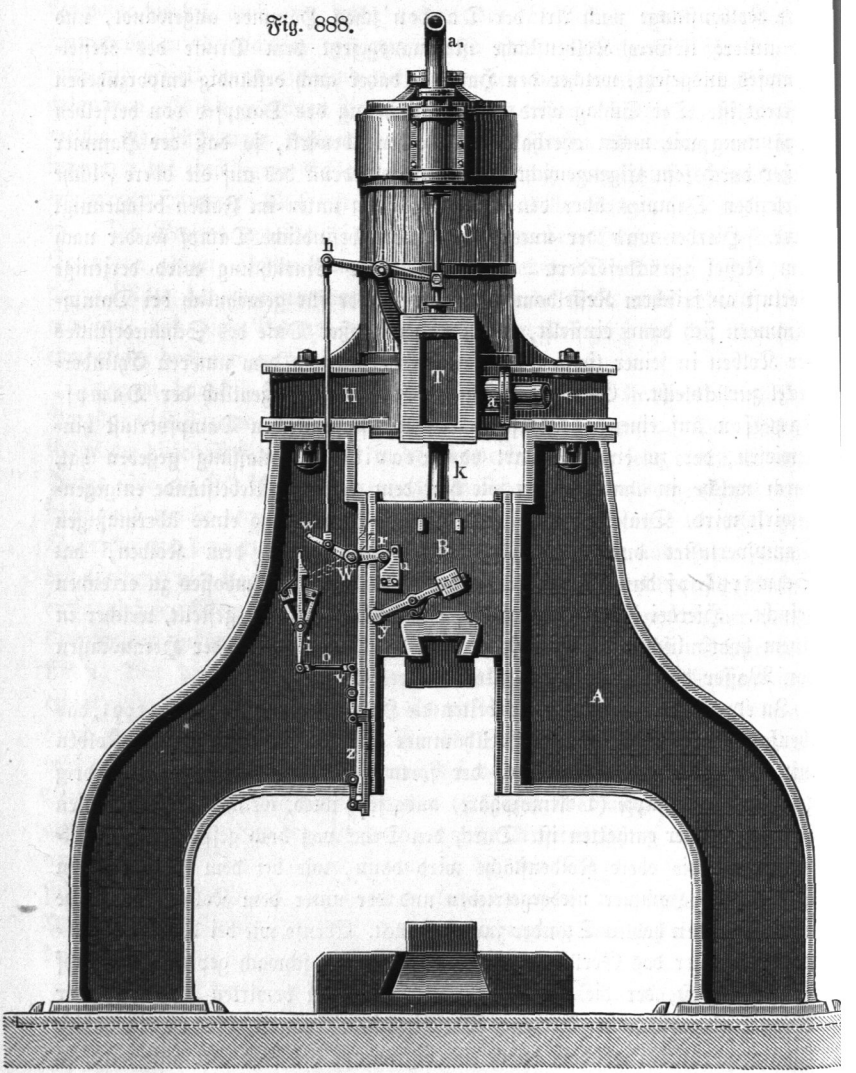
In eigenthümlicher Art ſind die Hämmer des Syſtems Türck ausgeführt, das ſich vorzugsweiſe für Schnellhämmer eignet. Hier wird nämlich eine dicke Kolbenſtange nach Art der Daelen'ſchen Hämmer angewandt, und die untere kleinere Kolbenfläche iſt unausgeſetzt dem Drucke des Keſſeldampfes ausgeſetzt, welcher den Hammer daher auch beſtändig emporzuheben beſtrebt iſt. Der Schlag wird durch Zuführung des Dampfes von derſelben Spannung wie unten oberhalb des Kolbens bewirkt, ſo daß der Hammer außer durch ſein Eigengewicht durch den Ueberdruck des auf die obere Fläche wirkenden Dampfes über den Gegendruck von unten im Fallen beſchleunigt wird. Hierbei wird der unter dem Kolben befindliche Dampf wieder nach dem Keſſel zurückbefördert. In Folge dieſer Einrichtung wird derjenige Verluſt an friſchem Keſſeldampf vermieden, der für gewöhnlich bei Dampfhämmern ſich dann einſtellt, wenn wegen großer Dicke des Schmiedeſtückes der Kolben in ſeiner tiefſten Lage noch erheblich von dem unteren Cylinderdeckel zurückbleibt. Es wurde ſchon in Capitel 1 gelegentlich der Dampfſtampfen auf einen aus derſelben Urſache ſtammenden Dampfverluſt hingewieſen, der zu einer Bauart von Leavitt Veranlaſſung gegeben hat, durch welche in ähnlicher Art wie hier dem gedachten Uebelſtande entgegengewirkt wird. Denſelben Zweck, nämlich die Vermeidung eines übermäßigen Dampfverluſtes durch den ſchädlichen Raum unter dem Kolben, hat Schwartzkopf durch Veränderung der Höhenlage des Amboſſes zu erreichen geſucht. Hierbei iſt der Amboß auf einen Plungerkolben geſtellt, welcher in einem hydrauliſchen Cylinder ſpielt und durch Einpreſſen oder Herauslaſſen von Waſſer höher oder tiefer geſtellt werden kann.

In etwas abweichender Art arbeiten die Hämmer des Syſtems Farcot, das ebenfalls vorzugsweiſe für Schnellhämmer geeignet iſt. Hier iſt ein Kolben mit dünner Stange vorhanden, der fortwährend dem Drucke von niedrig geſpanntem Dampfe (1 Atmoſphäre) ausgeſetzt wird, welcher in dem hohlen Hammerſtänder enthalten iſt. Durch den Druck von hoch geſpanntem Keſſeldampf auf die obere Kolbenfläche wird dann, wie bei dem Hammer von Türck, der Hammer niedergetrieben und der unter dem Kolben befindliche Dampf in den hohlen Ständer zurückgedrückt. Ebenſo wie bei dem Farcot'ſchen Hammer das Gerüſt zu einem Behälter für ſchwach gepreßten Dampf ausgebildet iſt, der die Hebung des Hammers zu bewirken hat, zeigt der Vacuumhammer der Aerzener Maſchinenfabrik von A. Meyer ein hohles Hammergerüſt, in welchem durch eine Luftpumpe die Luft verdünnt wird, ſo

daß durch Verbindung dieſes luftverdünnten Raumes mit dem Cylinder oberhalb des den Hammer bildenden Kolbens der letztere vermöge des Ueberdruckes der Atmoſphäre gegen die untere Fläche in derſelben Art wie die Lufthämmer emporgeſchleudert wird. Behufs des Fallens wird durch eine Handſteuerung der Raum oberhalb des Kolbens von dem Innenraume des Ständers abgeſchloſſen und mit der äußeren Atmoſphäre in Verbindung gebracht.

Bei dem atmoſphäriſchen Gaskrafthammer von Kannegießer

Fig. 888.

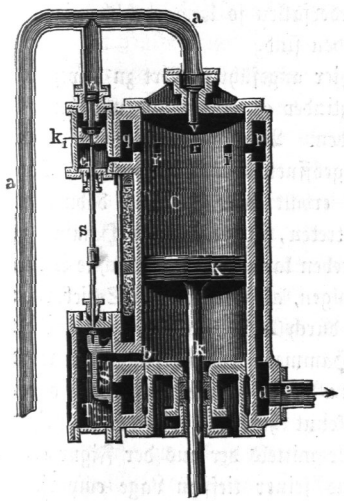


ſoll die Hebung des Hammers durch Exploſion eines unter den Kolben geführten Gasgemenges hervorgerufen werden, wodurch der Hammer mit ſo großer Geſchwindigkeit emporgeſchleudert werden ſoll, daß ähnlich wie bei der Otto'ſchen atmoſphäriſchen Gaskraftmaſchine unter dem Kolben eine Luftverdünnung erzeugt wird, unter deren Einfluß der Hammer nachher beſchleunigt niederfällt. Bei dem Hammer von Pinkney dagegen dient die Exploſion eines Gasgemenges oberhalb des Kolbens dazu, den Hammer mit einer größeren Geſchwindigkeit abwärts zu ſchleudern, wobei eine unter dem Kolben angebrachte ſtarke Feder zuſammengepreßt wird, um durch ihre Ausdehnung nach erfolgtem Schlage den Hammer wieder emporzudrücken, worauf eine neue Exploſion die Wiederholung deſſelben Vorganges veranlaßt.

**Nasmyth'ſcher Dampfhammer.** Aus den Figuren 888 u. 889, welche einem Dampfhammer älterer Bauart[1]) mit Hubbegrenzung und Selbſtſteuerung angehören, iſt die Einrichtung dieſer Hämmer und ihre Wirkungsart am einfachſten zu erkennen, wenn auch bei neueren Ausführungen mancherlei Abänderungen vorgenommen worden ſind, insbeſondere die ſelbſtthätige Umſteuerung nach dem Schlage nicht üblich iſt. Aus dieſen Figuren iſt der in ſenkrechten Führungen zwiſchen den beiden Gerüſtſtändern $A$ geleitete Bär oder Hammerblock $B$ erſichtlich, welcher mittels der Kolbenſtange $k$ an den Dampfkolben $K$ gehängt iſt, der durch den darunter geführten Dampf emporgehoben wird. Der Dampfcylinder $C$ wird durch den die beiden Gerüſtſtänder oberhalb vereinigenden Querholm $H$ getragen und iſt an der vorderen Seite mit dem Schiebergehäuſe $T$ zur Aufnahme des Muſchelſchiebers $S$ für die Dampfvertheilung verſehen. Bei der höchſten, in Fig. 889 gezeichneten Stellung dieſes Schiebers kann der unter dem Kolben befindliche Dampf durch die Schieberhöhlung hindurch nach dem Ausblaſerohre $e$ entweichen, während in der tiefſten Stellung des Schiebers der durch $a$ hinzugeführte Dampf unter den Kolben tritt und den Hammer mit einer

§. 218.

Fig. 889.




[1]) Killer, Riedler und Seeberg: „Dampfhämmer“, Graz 1871. A. Ledebur, Verarbeitung der Metalle.

beſtimmten Beſchleunigung anhebt. Die in gewiſſer Entfernung unter dem oberen Cylinderdeckel in der Wandung angebrachten Oeffnungen $r$, welche mit dem Ausblaſerohre $e$ durch den ſeitlich angebrachten Canal $p$ in Verbindung ſtehen, geſtatten bei dem Fallen des Hammers dem ausblaſenden Dampfe den Uebertritt über den Kolben behufs Ausgleichung des Druckes ober- und unterhalb, während ſie beim Steigen des Kolbens der über ihm befindlichen Luft oder dem Dampfe ſo lange den Austritt ins Freie ermöglichen, als der Kolben noch unterhalb dieſer Oeffnungen befindlich iſt. Nach dem Abſchluſſe derſelben durch den Kolben wird das über dem Kolben befindliche Dampf- und Luftgemiſch zuſammengedrückt und wirkt in der mehrfach beſprochenen Weiſe als Luftkiſſen. Dieſe Wirkung wird noch dadurch erhöht, daß durch den Kolben nach dem Abſchluſſe der Oeffnungen $r$ das im oberen Cylinderdeckel befindliche Ventil $v$ aufgeſtoßen wird, ſo daß aus dem Dampfzuleitungsrohre $a$ friſcher Dampf dem Kolben entgegentritt, wodurch einem Durchſchlagen des Cylinderdeckels entgegengewirkt und der Hammer bei dem darauf folgenden Niederfallen ſo lange beſchleunigt wird, bis die Oeffnungen $r$ wieder frei geworden ſind.

Um den Vertheilungsſchieber in der hier angeführten Art zu bewegen, iſt ein kleiner Steuerkolben $k_1$ in dem Cylinder $c_1$ angebracht und durch die Stange $s$ mit dem Schieber $S$ verbunden. Wird oberhalb dieſes Kolbens aus der Dampfzuleitung $a$ durch das geöffnete Ventil $v_1$ hindurch Dampf in den Steuercylinder $c_1$ geleitet, ſo erhält der Schieber dadurch das Beſtreben, in ſeine tiefſte Stellung zu treten, in welcher der Hammer zum Aufſteigen genöthigt wird. Dieſem Beſtreben kann der in die höchſte Stellung gebrachte Schieber aber ſo lange nicht folgen, als der mit der Schieberſtange $s$ in Verbindung ſtehende Hebelarm $w$ durch den Sperrzahn $i$ feſtgehalten wird, in den er bei dem Aufſteigen des Hammers dadurch eingeklinkt worden iſt, daß der Hammer mit einem Knaggen $u$ gegen die Reibrolle $r$ am anderen Arme des Hebels $w$ anſtößt. Man erkennt hieraus, wie der aufſteigende Hammer durch Anſtoßen gegen die Rolle mittels der aus der Figur erſichtlichen Hebelverbindung den Schieber aus ſeiner tiefſten Lage emporſchiebt, ſo daß zunächſt mit dem Abſchließen des Dampfeintrittes eine geringe Expanſionswirkung eintritt, worauf bei weiterem Steigen des Hammers der Austritt für den Dampf geöffnet und der Schieber in ſeiner höchſten Stellung durch den Zahn $i$ feſtgehalten wird. Gleichzeitig wurde durch Aufſtoßen des Ventiles $v_1$ Dampf über den Steuerkolben geführt, wodurch aber, wie erwähnt, vorläufig ein Umſteuern nicht herbeigeführt werden kann. Damit dies geſchehe, iſt zunächſt ein Ausklinken des Hebels $w$ aus dem Sperrzahne $i$ nöthig, was bei der hier angegebenen Selbſtſteuerung mittels des Fallhebels $y$ geſchieht, der, in dem Fallblocke angebracht, an deſſen auf- und abſteigender Bewegung theilnimmt. Wird dieſer Hebel bei dem Fallen

des Hammers durch die unter ihm angebrachte Feder in der in Fig. 888 gezeichneten Stellung erhalten, ſo muß er in dem Augenblicke des erfolgenden Schlages in Folge der lebendigen Kraft des auf ihm angebrachten Gewichtes niederſchlagen, ſo daß der linksſeitige Arm dieſes Hebels gegen die Schiene $z$ trifft und mittels der aus der Figur erſichtlichen Hebelumſetzung den Sperrzahn $i$ auslöſt. Alsdann wird der Schieber durch den Druck auf den Steuerkolben in die tiefſte Lage herabgetrieben, ſo daß eine neue Hebung des Hammers beginnt. Der über dem Steuerkolben befindliche Dampf kann hierbei durch eine Oeffnung in den rings um den Cylinder geführten Canal $q$ und von da durch $p$ nach dem Ausblaſerohre $e$ gelangen. Um den Hammer mit der Hand umzuſteuern, hat man nur nöthig, auf der Axe des Hebels $w$ einen Händel anzubringen und den Sperrzahn $i$ dauernd ausgelöſt zu halten. Die Hubhöhe kann in dieſem Falle ebenfalls durch die Hand in jeder Kolbenſtellung durch Emporſchieben des Dampfvertheilungsſchiebers begrenzt werden. Um bei Selbſtſteuerung die Hubhöhe veränderlich machen zu können, hat man bei manchen Hämmern dieſer Art den Drehpunkt $W$ des Hebels $w$ mit Hülfe einer ſenkrechten Schraubenſpindel verſtellbar gemacht, ſo daß der Hammer um ſo früher gegen dieſen Hebel trifft, je tiefer derſelbe herabgeſtellt iſt. Indeſſen pflegt man, wie ſchon bemerkt, von der Selbſtſteuerung bei dieſen Hämmern überhaupt nur wenig Gebrauch zu machen.

Da bei größeren Hämmern die Bewegung des gewöhnlichen Muſchelſchiebers durch die Hand des Schmiedes zu beſchwerlich iſt, ſo hat man dabei vielfach entlaſtete Schieber oder Ventile angewandt; das Letztere iſt der Fall bei dem großen Hammer zu Neuberg in Steiermark, deſſen Bär 17500 kg wiegt und einen Hub von 2,68 m hat. In den Figuren 890 bis 896 ſind die hauptſächlichen Verhältniſſe nach der unten angezeigten Quelle [1]) näher erläutert.

Das Geſtell dieſes Hammers iſt faſt vollſtändig aus Stahl gebildet und beſteht aus den vier aus Blech hergeſtellten Säulen $A$, Fig. 890, 891 u. 892, welche paarweiſe zwei kaſtenförmige Querträger $L$ unterſtützen, auf denen der ebenſo geſtaltete Hauptträger $M$ ruht, der in der Mitte mit einer Oeffnung zum Durchgange des Bärs verſehen iſt und die Blechſtänder $N$ zur Führung trägt. Hierauf ruht der den Dampfcylinder $C$ tragende gußeiſerne Sockel $G$, welcher auch die Dampfcanäle in ſich enthält. Von beſonderem Intereſſe iſt die Einrichtung der Steuerung. Hierzu dienen zwei behufs der Entlaſtung doppelſitzig eingerichtete Glockenventile $A$ und $E$, Fig. 893 und 894, von denen das Eintrittsventil $E$ vermöge des Winkelhebels $l_1 l l_1$ durch die Feder $f_1$ immer das Beſtreben erhält, ſich zu öffnen, wogegen das

[1]) „Dampfhämmer“ von O. Killer, A. Riedler, L. Seeberg, Graz 1871. Die Figuren ſind dem Werke von Ledebur, „Die Verarbeitung der Metalle“, Braunſchweig 1877, entnommen.

Auslaßventil $A$ durch die Wirkung eben dieſer Feder für gewöhnlich geſchloſſen gehalten wird. Wenn man daher durch Oeffnen des Abſperrſchiebers $m_1$ in dem Dampfzuleitungsrohre $a$, Fig. 890, den Keſſeldampf unter das Eintrittsventil leitet, ſo wird der Hammer gehoben, und zwar mit um ſo größerer Geſchwindigkeit, je weiter der Einlaßſchieber $m_1$ geöffnet wurde. Der ſteigende Hammerbär $B$ trifft nun mit einem an ihm hervorſtehenden Anſchlage $u$ gegen die Reibrolle $r$ an dem wagerechten Arme einer ſenkrechten Steuerungswelle $b$, wodurch die letztere gedreht wird, ſo daß ſie mittels eines anderen Hebelarmes in ſolcher Weiſe auf den Winkelhebel $l_1 l l_1$ wirkt, wie es erforderlich iſt, um das Einlaßventil $E$ zu ſchließen und das Auslaßventil $A$ zu öffnen. Der Hammer erhebt ſich zunächſt vermöge der in ihm enthaltenen lebendigen Kraft noch um eine beſtimmte Höhe, die um ſo größer ausfällt, je weiter der Einlaßſchieber $m_1$ geöffnet war, worauf er wieder herabfällt, da der Dampf unter dem Kolben durch das geöffnete Austrittsventil entweichen kann. Dies iſt indeſſen nur ſo lange der Fall, als die Steuerwelle $b$ an einer Rückdrehung, welche durch die Feder $f_1$ beſtändig angeſtrebt wird, verhindert iſt. Wenn daher der Anſchlag $u$ des Hammers bei deſſen Niederfallen die Reibrolle $r$ wieder frei giebt, ſo muß man, entgegen der Wirkung der Feder, die Rückdrehung der Steuerwelle $b$ noch bis nach dem ausgeübten Schlage verhindern. Dies wird dadurch erreicht, daß mittels eines Handhebels $m$, Fig. 890, durch die Schubſtange $n$ ein Sperrzahn gegen den auf der Steuerwelle befindlichen Hebel $p$ geſtellt wird, ſo daß alſo der folgende Hub erſt beginnen kann, nachdem man dieſen Sperrzahn wieder zurückgezogen hat. Die Schläge erfolgen in dieſem Falle mit voller Wucht, indem der unter dem Kolben befindliche Dampf ungehindert durch das Auslaßventil entweichen kann.

Wenn man dagegen den beſagten Sperrzahn nicht einrückt, ſo kann die Steuerwelle $b$ ſich unter dem Einfluſſe der Feder von dem Augenblicke an frei zurückdrehen, in welchem die Anſchlagfläche $u$ des Hammers die Rolle $r$ verlaſſen hat. In Folge davon wird dann durch die Feder das Eintrittsventil geöffnet, ſo daß der Dampf unter den fallenden Kolben tritt und denſelben noch vor erfolgtem Schlage auffängt, wenn der Einlaßſchieber ſo weit geöffnet wurde, daß der Dampf ohne Droſſelung eintreten kann. In dieſem Falle ſpielt alſo der Hammer frei auf und ab. Wenn man jedoch den Einlaßſchieber nur theilweiſe öffnet, ſo iſt der unter den niederfallenden Hammer tretende Dampf nicht ſtark genug geſpannt, um den Hammer vor dem Schlage aufzufangen und zurückzuwerfen; man erhält daher in dieſem Falle ſchwächere Schläge und kann ſomit durch Handhabung des Einlaßſchiebers den Gang des Hammers regeln.

Der Dampfcylinder iſt bei dieſem Hammer oberhalb durch einen aus Blech gebildeten Aufſatz von größerer Weite als der Cylinder geſchloſſen

Zu Seite 1317.

Fig. 897.

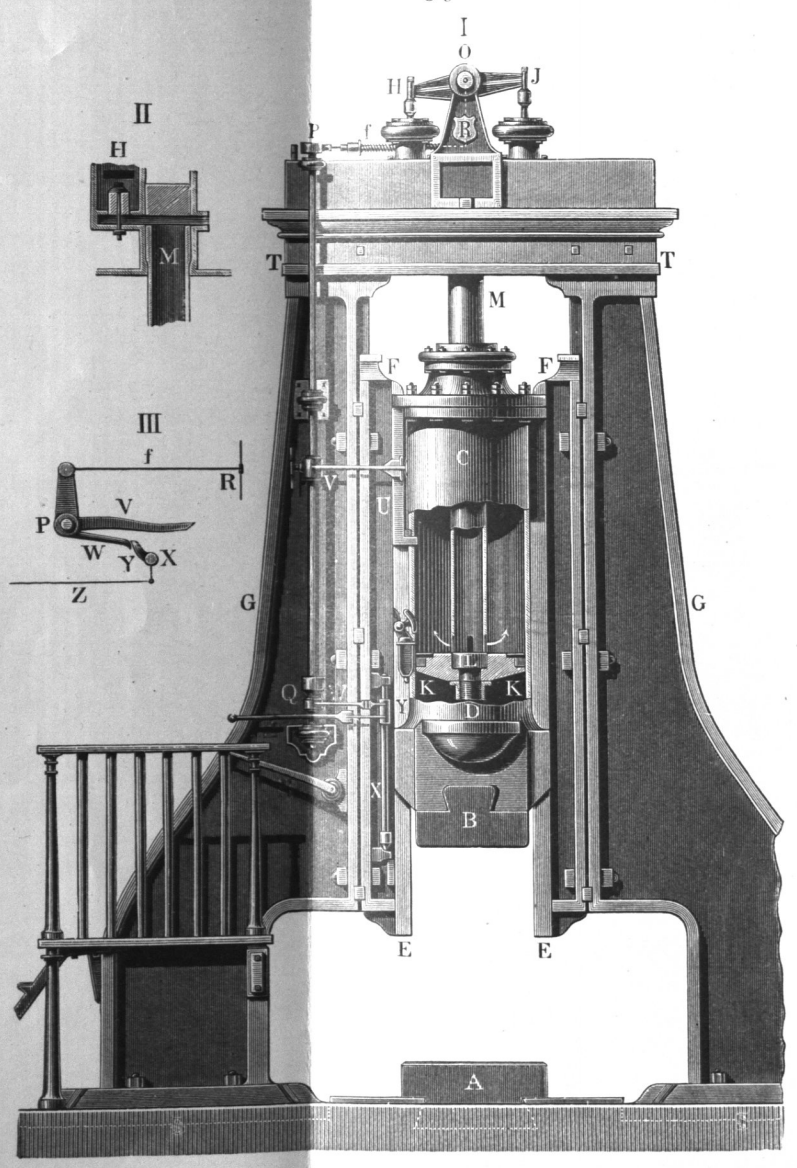



Fig. 898.

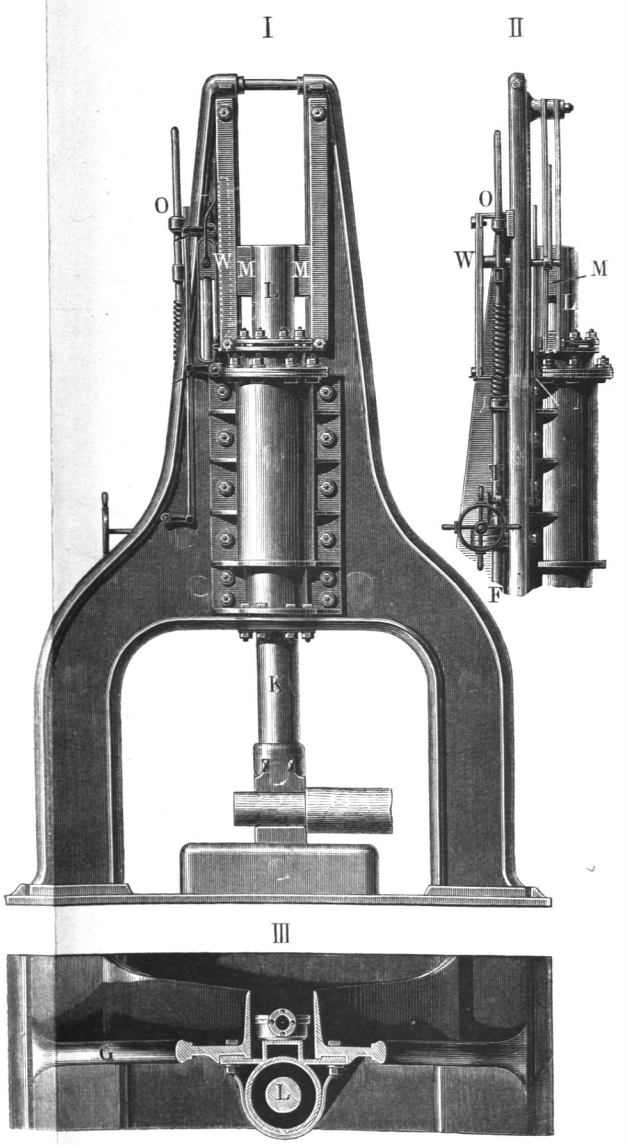



Fig. 899.

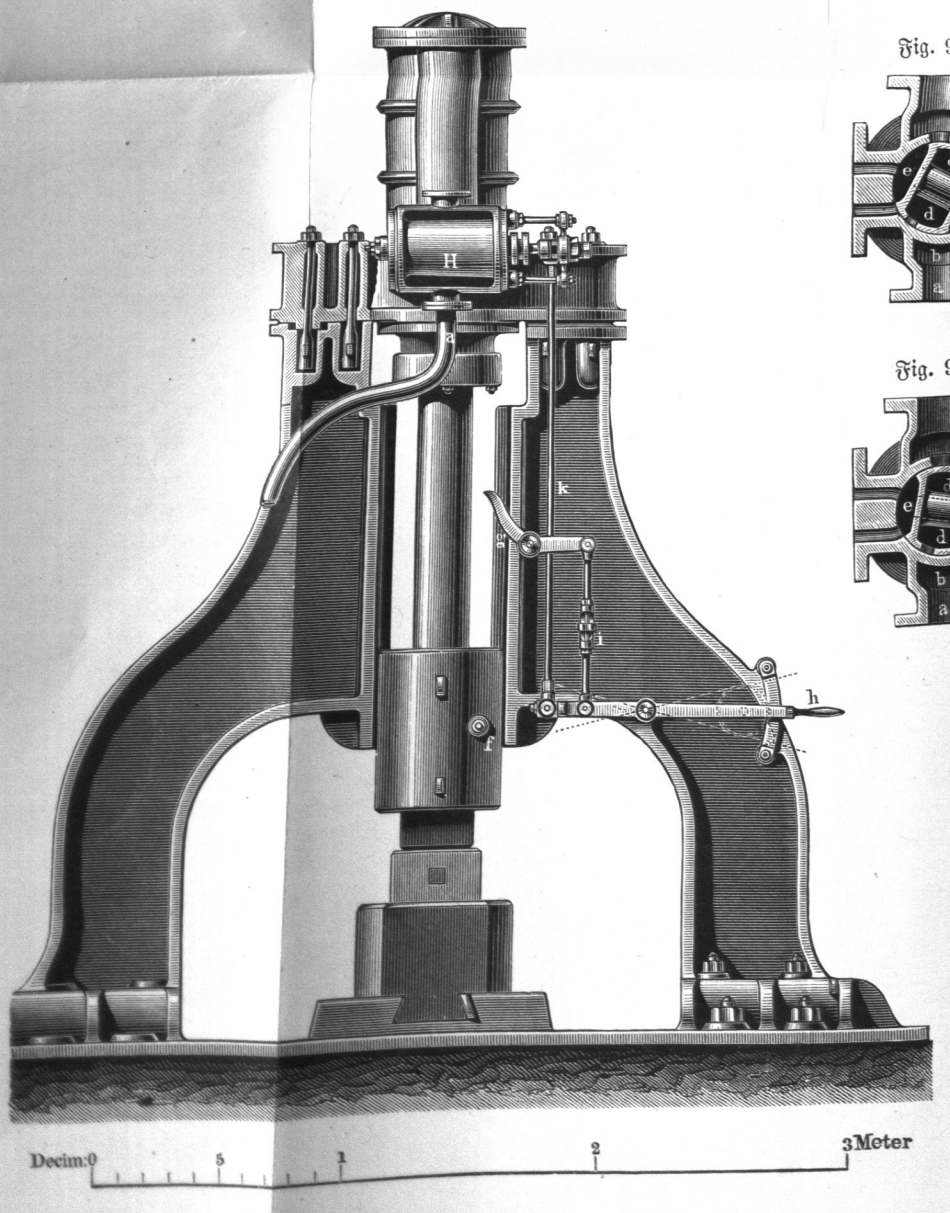



Fig. 901.

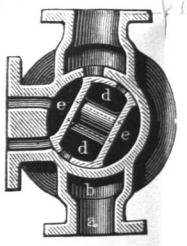



Fig. 902.

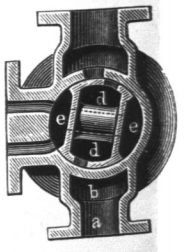



Fig. 900.

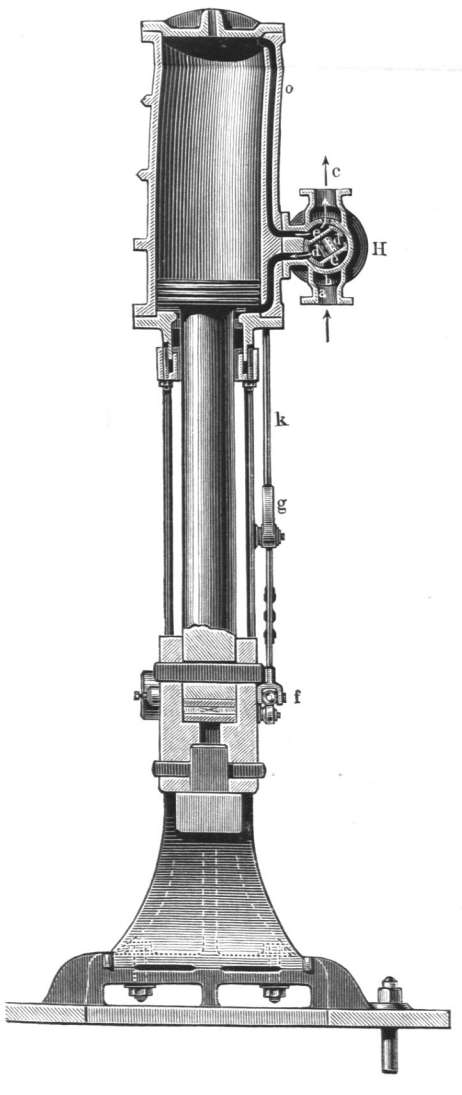


Fig. 891, welcher den Zweck hat, bei einem etwa möglichen Lösen des Dampfkolbens ein Durchſchlagen des Deckels zu vermeiden, indem der Dampfdruck gegen den Kolben in dieſem erweiterten Raume aufhört.

Aus den Figuren 895 und 896 iſt noch die Fundirung dieſes Hammers zu erſehen. Während die Gerüſtſäulen *A* auf einem ſtarken Quadermauerwerke ruhen, iſt die den Amboß *B* tragende, aus mehreren durch Keile mit einander verbundenen Gußſtücken beſtehende Chabotte *C* auf einen hölzernen Chabottenſtock *D* geſtellt, der aus ſenkrechten, etwa 3 m langen Hölzern ſorgfältig zuſammengeſetzt und durch eiſerne Ringe gebunden iſt. Die etwa 170 000 kg ſchwere, im Grundriſſe achteckige Chabotte iſt übrigens von dem Gerüſte vollſtändig iſolirt aufgeſtellt, um die entſtehenden Erſchütterungen von der Umgebung möglichſt fern zu halten.

**Andere Dampfhämmer.** Die Einrichtung und Wirkungsweiſe eines Condié'ſchen Dampfhammers iſt aus Fig. 897 I, II u. III zu erſehen. Der zwiſchen den Gerüſtſtändern *G* in beſonderen Führungen *E* geleitete Cylinder *C* trägt am unteren Ende die ſchwalbenſchwanzförmig eingeſetzte Hammerbahn *B* und wird gehoben durch Dampf, der durch die feſt aufgehängte hohle Kolbenſtange *M* hindurch in den Raum über dem Kolben *K* geführt wird. Zur Zuleitung des Dampfes iſt die Kolbenſtange mit ihrem oberen offenen Ende in das Querſtück *T* des Geſtelles gehängt, Fig. 897 II, und durch zwei Canäle mit den beiden Glockenventilen, *H* für den Eintritt und *J* für den Austritt, verſehen, welche beiden Ventile übrigens in ganz ähnlicher Art, wie bei dem vorſtehend beſchriebenen Nasmyth'ſchen Hammer, durch einen dreiarmigen Winkelhebel *HJR* und die Steuerwelle *PQ* bewegt werden, indem dieſe Steuerwelle ebenfalls durch einen Anſchlag *U* an dem Hammer und eine Reibrolle in der höchſten Hammerſtellung ſo gedreht wird, daß das Einlaßventil *H* geſchloſſen und das Auslaßventil *J* geöffnet iſt. Um die Verbindung zwiſchen dem Dampfcylinder und dem Inneren der Kolbenſtange herzuſtellen, iſt die letztere unmittelbar über dem Kolben mit mehreren Durchbrechungen verſehen, durch welche der Dampf ein- und austreten kann. Wenn man hier in dem unteren Theile des Cylinders in gewiſſer Höhe über dem Boden Oeffnungen in der Cylinderwandung anbringt, durch welche die atmoſphäriſche Luft frei ein- und austreten kann, ſo erreicht man dadurch eine Prallung des Hammers mittels der in dem Cylinder unter dem Kolben enthaltenen Luft, welche abgeſperrt iſt, ſobald die gedachten Oeffnungen über den Kolben getreten ſind. Im Uebrigen gelten hier für den Betrieb des Hammers die gleichen Bemerkungen, wie für den im vorigen Paragraphen beſprochenen Nasmyth'ſchen Hammer, d. h. es muß auch hier, um vollwuchtige Schläge zu erhalten, die Steuerwelle *PQ* durch einen Sperrzahn *XY*, Fig. 897 III, feſtgehalten werden, §. 219.

deſſen Zurückziehung der Feder die Möglichkeit giebt, das Einlaßventil zum Zwecke der folgenden Erhebung des Hammers zu öffnen. Wie ſchon bemerkt, werden Condié'ſche Hämmer in neuerer Zeit nur noch wenig angewendet.

Einen Morriſon'ſchen Hammer zeigen die Figuren 898 I, II u. III. Das eigentliche Hammergewicht wird hier durch die dicke Kolbenſtange *KL* dargeſtellt, welche beiderſeits durch Stopfbüchſen geführt wird, ſo daß man eine beſondere Führung, wie ſie bei dem dargeſtellten Hammer durch den Kreuzkopf *M* vorgeſehen iſt, bei dieſen Hämmern ganz entbehren kann, womit dann freilich eine ſchnelle Abnutzung der Stopfbüchſen verbunden iſt. Der Cylinder wird bei dieſen Hämmern meiſt als verbindendes Glied zwiſchen die beiden Gerüſtſtänder gebracht, hierdurch und weil die ſonſt für den eigentlichen Bär erforderliche Höhe ganz wegfällt, erreicht man eine verhältnißmäßig geringe Höhe des ganzen Hammers und einen großen freien Arbeitsraum um den Amboß. Wenn man eine beſondere Führung der Kolbenſtange mittels eines Kreuzkopfes, wie in der Figur angenommen iſt, nicht anwendet, ſo muß jedenfalls dafür geſorgt werden, daß die Kolbenſtange ſich nicht in den Stopfbüchſen drehen kann, was man entweder durch eine Abflachung der Kolbenſtange oder auch dadurch erreicht, daß man die obere Kolbenſtange excentriſch auf den Kolben ſetzt. Uebrigens müſſen die Stopfbüchſen in dem Falle aus zwei Theilen gebildet werden, wenn nicht nur der Kolben, ſondern auch der Hammer und der Kreuzkopf mit der Kolbenſtange aus einem Stücke hergeſtellt ſind.

Dieſer ältere Hammer iſt mit einer ebenfalls ſelbſtthätigen Ventilſteuerung verſehen, welche, da ſie in dieſer Art jetzt kaum noch verwendet werden dürfte, nur einer kurzen Erläuterung bedarf. Das Einlaßventil wird durch eine Feder fortwährend geöffnet und durch Niederdrücken der Stange *FO* geſchloſſen. Dieſes Niederdrücken beſorgt das Querhaupt *M*, indem daſſelbe beim Aufſteigen den um *W* ſchwingenden Hebel nach außen und mit einem daran ſitzenden Winkelarm die Stange *O* nach unten drückt. Gleichzeitig wird wieder, ähnlich wie in den vorhergehenden Beiſpielen, dieſe Stange *FO* in ihrer Lage durch einen Sperrzahn feſtgehalten, welcher erſt beim Niedergange des Hammers ausgelöſt wird. Eine nähere Beſchreibung dieſer Steuerung iſt unnöthig, da dieſelbe in dieſer Art bei neueren Hämmern wohl kaum noch ausgeführt werden dürfte.

Ein Daelen'ſcher Hammer[1]) von 1300 kg Fallgewicht und 0,95 m Fallhöhe mit Hahnſteuerung iſt in Fig. 899 u. 900 veranſchaulicht. Damit der unter dem Kolben befindliche Dampf beim Niederfallen des Hammers über den Kolben treten und denſelben beſchleunigen kann, iſt der Dampf-

---

[1]) Aus Ledebur's Verarbeitung der Metalle. S. a. Killer, Riedler, Seeberg, Dampfhämmer.

Fig. 890.

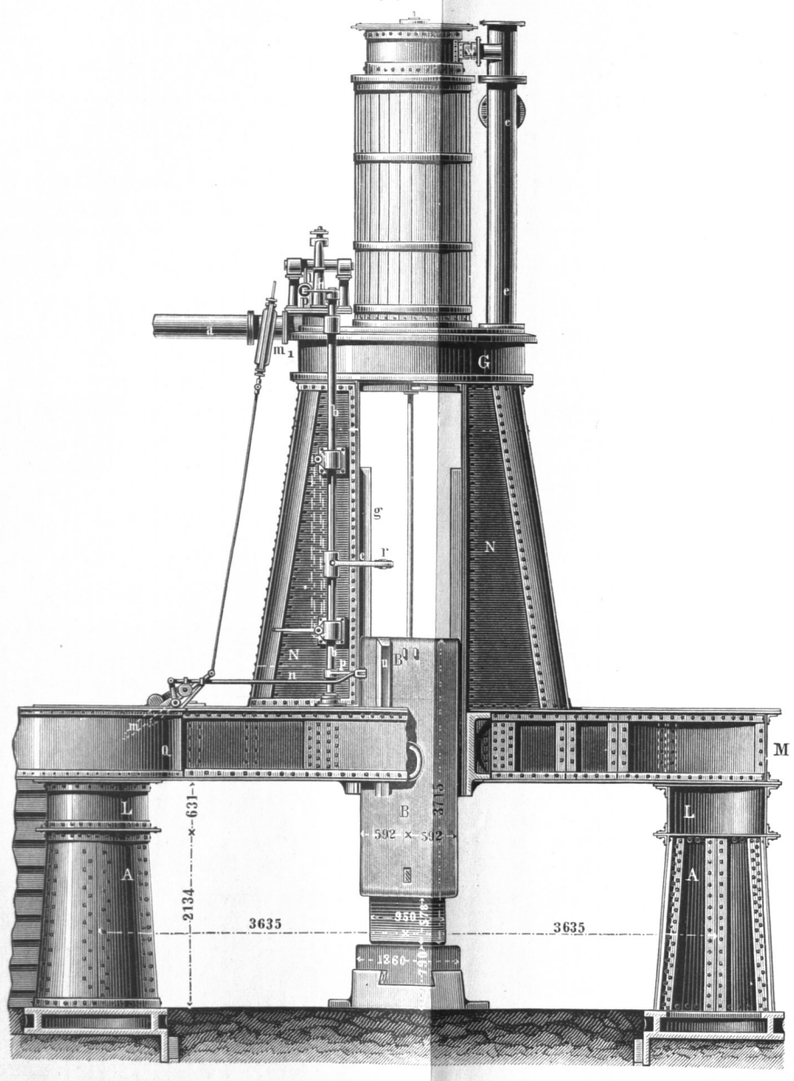



Fig. 891.

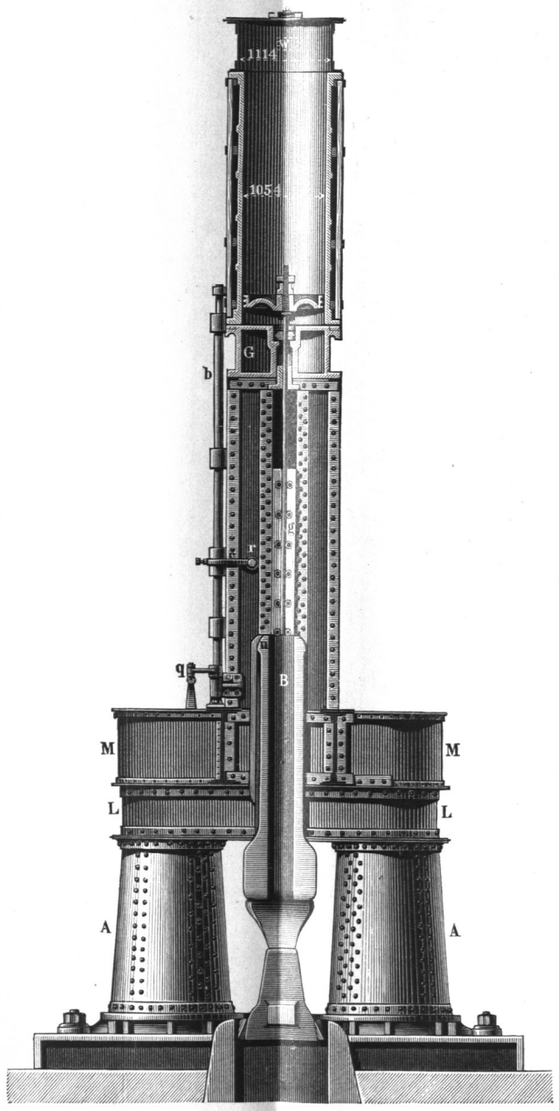



Fig. 895.

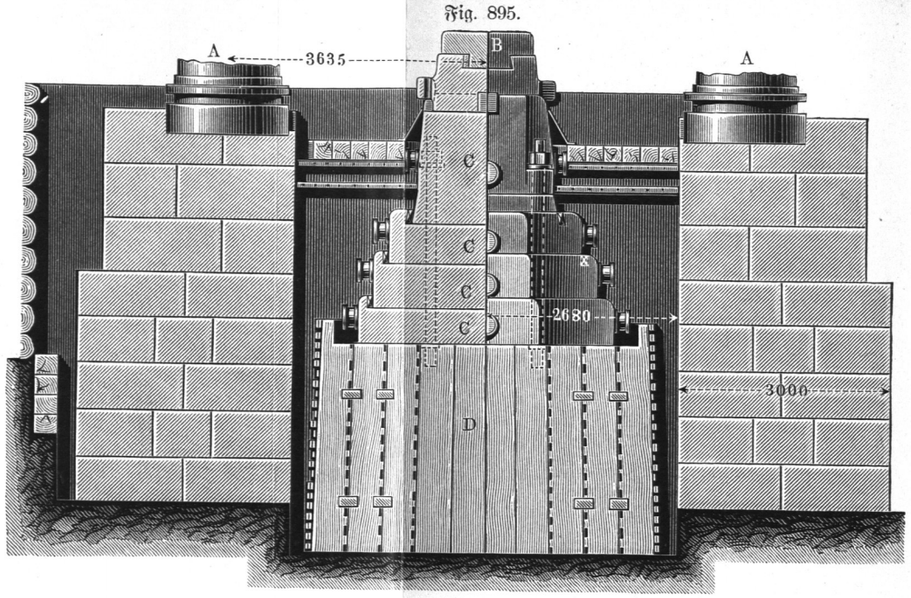



Fig. 896.

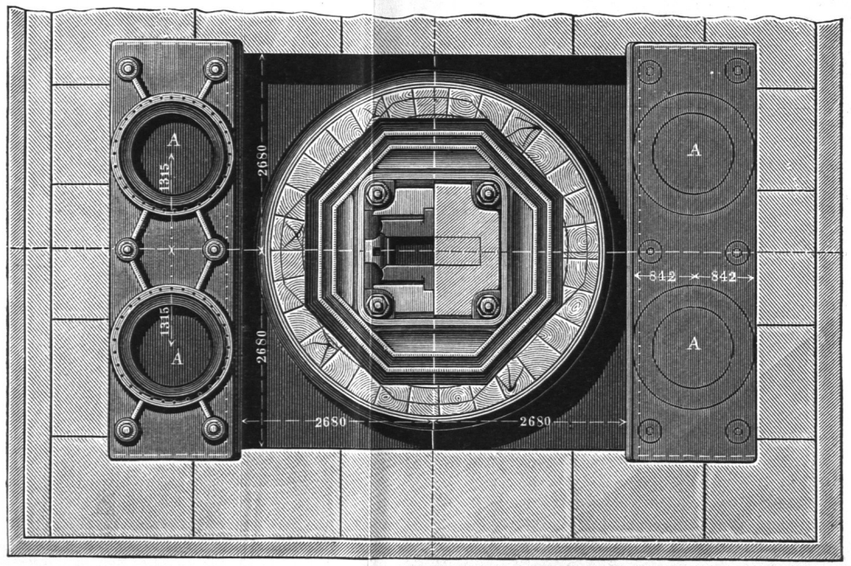



Fig. 892.

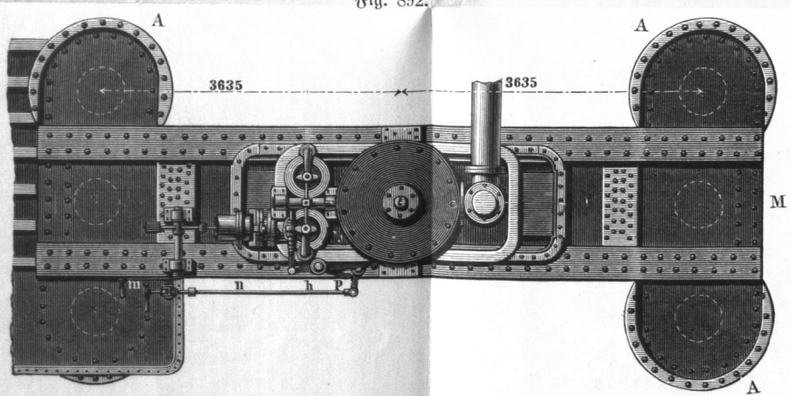



Fig. 893.

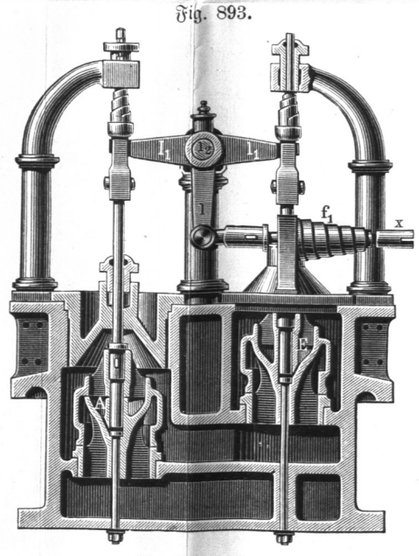
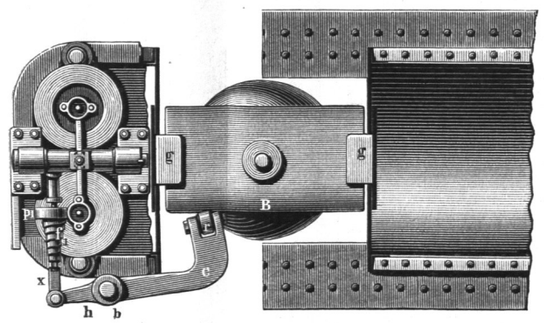



Fig. 894.



cylinder, wie bei doppeltwirkenden Maſchinen, mit den beiden Dampfcanälen *o* und *u* verſehen, die durch den entlaſteten Drehſchieber oder Wilſon'ſchen Hahn *H* mit einander in Verbindung gebracht werden können. Die aus Fig. 901 u. 902 erſichtliche Einrichtung des letzteren iſt ſo beſchaffen, daß der durch *a* zutretende Dampf zuerſt in den Raum *b* und nach den beiden Stirnſeiten des coniſchen Hahnwirbels gelangt, von wo er in deſſen Inneres treten kann. Von hier gelangt in der Stellung der Fig. 900 der friſche Keſſeldampf unter den Kolben, den er zum Aufſteigen zwingt, wobei der noch von dem vorhergehenden Spiele über dem Kolben befindliche Dampf durch den Canal *o* nach dem Ausblaſerohre *c* entweichen kann. Bei einer geringen Drehung des Hahnes in die Stellung Fig. 901 werden beide Canäle abgeſchloſſen, ſo daß unterhalb des Kolbens Expanſion und darüber Compreſſion eintreten muß, und bei noch weiterer Drehung in dieſem Sinne, Fig. 902, ſtehen beide Dampfcanäle mit einander in Verbindung, wodurch Druckausgleichung und bei dem Niederfallen des Hammers Expanſion des Dampfes aus dem unteren Cylinderraume in den größeren oberhalb des Kolbens herbeigeführt wird. Die Steuerung wird mit der Hand vermittelſt des Hebels *h* erzielt, doch iſt noch am Geſtell der Winkelhebel *g* angebracht, gegen welchen der Hammer in ſeiner höchſten Stellung mit der Rolle *f* anſtößt, um ſelbſtthätig umzuſteuern. Durch die Anwendung dieſes Hahnes, der vollſtändig entlaſtet iſt und daher leicht gehandhabt werden kann, gewinnt die ganze Steuerung eine bemerkenswerthe Einfachheit.

Um zur Erzielung einer noch beſſeren Ausnutzung des Dampfes eine größere Expanſionswirkung zu erreichen, hat J. E. Reinecker[1]) zwei Cylinder über einander angewandt, von denen der untere, zum Heben des Hammers dienende, einen kleineren Durchmeſſer hat, als der obere, über deſſen Kolben beim Niedergange des Hammers der Dampf geführt wird, welcher bei dem Erheben unter dem Kolben des kleineren Cylinders zur Wirkung kam, während die beiden Räume über dem unteren und unter dem oberen Kolben mit der äußeren Atmoſphäre in Verbindung ſtehen. Wegen der hierdurch erreichbaren höheren Expanſion verſpricht dieſe Anordnung eine beſſere Ausnutzung des Dampfes, doch dürfte ſie ſich mit Rückſicht auf die durch die größere Höhe verringerte Standfähigkeit hauptſächlich nur für die leichteren Hämmer mit ſchnellem Gange eignen.

Die vorſtehend beſprochenen Daelen'ſchen bilden in gewiſſer Weiſe den Uebergang zu den doppeltwirkenden Hämmern, die ſich von jenen hauptſächlich dadurch unterſcheiden, daß oberhalb des Kolbens ebenſo wie unter demſelben friſcher Keſſeldampf zur Verwendung kommt. Wie ſchon oben bemerkt worden, kann hier ein doppelter Zweck verfolgt werden, nämlich

[1]) D. R.-P. Nr. 50712.

entweder die Wirkung des Schlages oder die Zahl der in beſtimmter Zeit möglichen Schläge zu erhöhen. Für beide Zwecke iſt das Mittel der Anwendung von friſchem Oberdampf vorzüglich geeignet, doch iſt die Ausnutzung des Dampfes dabei weniger vollkommen, weil man im allgemeinen hohe Expanſionsgrade nicht erzielen kann. Die erſten derartigen Dampfhämmer wurden von Naylor ausgeführt, nach welchem ſie auch wohl benannt werden, und zwar hatten dieſe Hämmer nach Art der Nasmyth'ſchen eine dünne Kolbenſtange, ſo daß die Kolbenflächen ober- und unterhalb nahezu gleich waren. Später wurde die Doppelwirkung auch bei Hämmern mit dicker Kolbenſtange nach Art der Daelen'ſchen angewandt, und zwar eignet ſich dieſe Bauart vorzugsweiſe für ſchnellen Gang, weil die Wirkung des Dampfes auf Beſchleunigung beim Fallen natürlich um ſo mehr vorherrſcht, je größer die obere Kolbenfläche im Vergleich zur unteren iſt. Auch Morriſon'ſche Hämmer hat man vielfach als Schnellhämmer mit Oberdampfwirkung ausgeführt.

Von den verſchiedenen Ausführungsarten der Hämmer mit Oberdampf ſoll hier eine ſolche mit Ventilſteuerung von der Maſchinenfabrik von G. Brinkmann und Co. in Witten a. d. Ruhr in Fig. 903 u. 904 [1]) angeführt werden. In Bezug auf die allgemeine Anordnung des Hammers laſſen die Figuren die Uebereinſtimmung mit dem Nasmyth'ſchen Syſtem erkennen, indem der ſchwere Hammerklotz durch eine dünne Kolbenſtange mit dem Dampfkolben in Verbindung ſteht, und durch Führungsleiſten ſenkrecht geführt iſt, die in dem vorliegenden Falle durch warm aufgezogene Ringe *c* (Schrumpfringe) an den Gerüſtſtändern befeſtigt ſind. Zur Vertheilung des durch das Rohr *E* und das Abſperrventil *e* hinzutretenden Dampfes ſind vier entlaſtete Ventile, zu jeder Seite des Cylinders zwei, angebracht, von denen zwei, *EO* und *EU*, für den Dampfeintritt ober- und unterhalb des Kolbens und *AO* und *AU* für den Dampfaustritt zu dienen haben. Durch den Handhebel *h* wird der Winkelhebel *w* bewegt, welcher in erſichtlicher Weiſe ſo mit den Ventilen in Verbindung gebracht iſt, daß mit dem unteren Eintrittsventile *EU* zugleich das obere Austrittsventil *AO* geöffnet wird, während die beiden anderen Ventile währenddeſſen geſchloſſen ſind und umgekehrt. Es wird hierdurch die Doppelwirkung in derſelben Weiſe erreicht, wie bei den durch Ventile geſteuerten gewöhnlichen Dampfmaſchinen. Dabei iſt aber auch die Möglichkeit gegeben, den Hammer nur einfachwirkend ohne Oberdampf arbeiten zu laſſen, wozu folgende einfache Einrichtung dient. Der das obere Eintrittsventil *EO* bewegende Hebelarm hat in dem Schlitze der Ventilſtange ſo viel Spielraum oder todten Gang, daß dieſes Ventil erſt geöffnet wird, nachdem das damit gleichzeitig bewegte untere Austritts-

[1]) Aus Ledebur, Verarbeitung der Metalle.

Fig. 903.

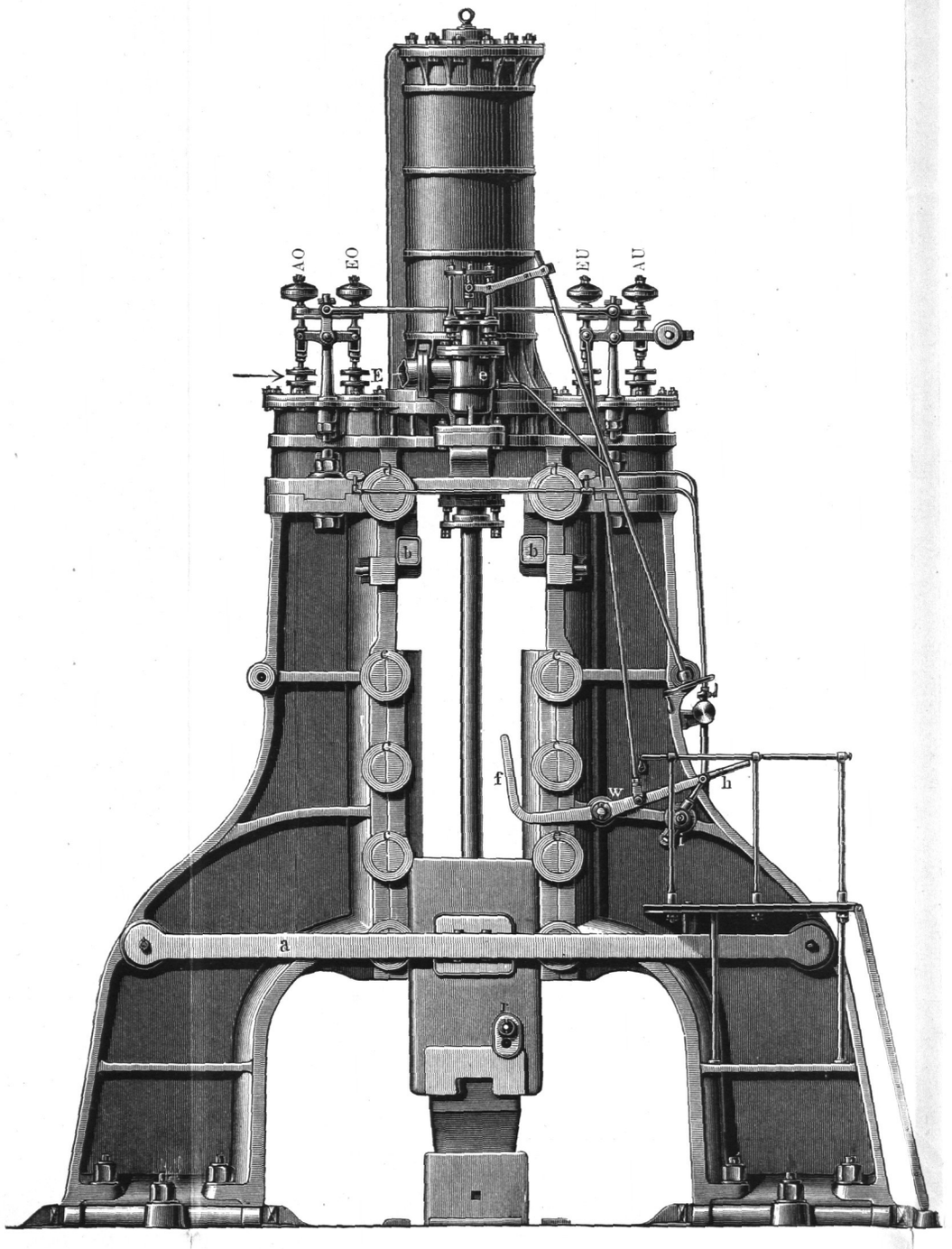



Fig. 904.

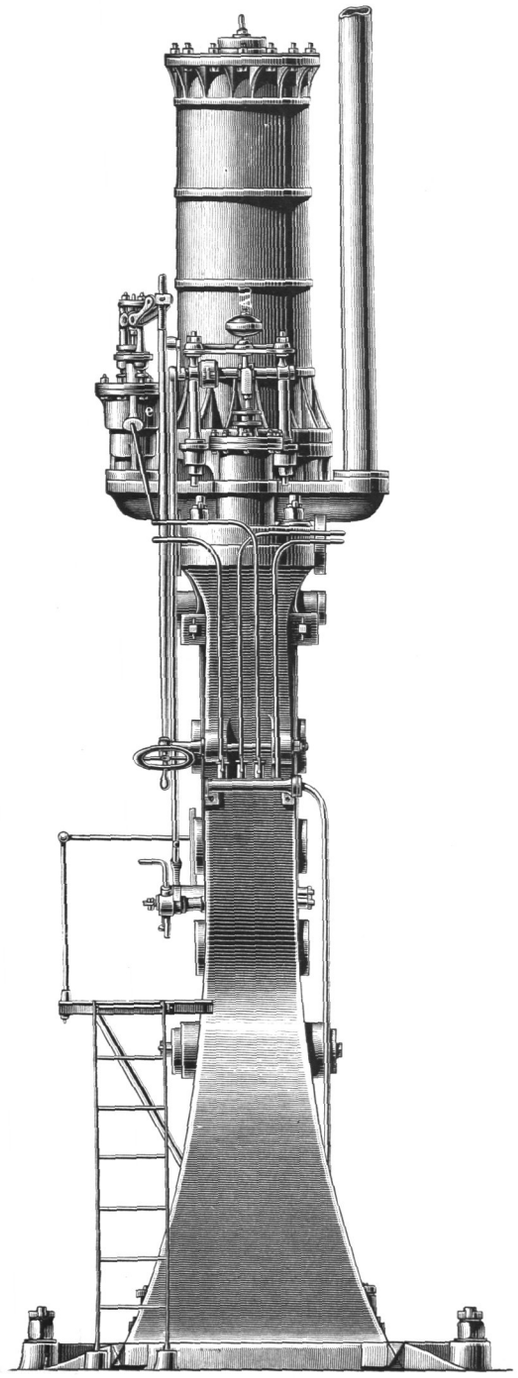



Fig. 907.

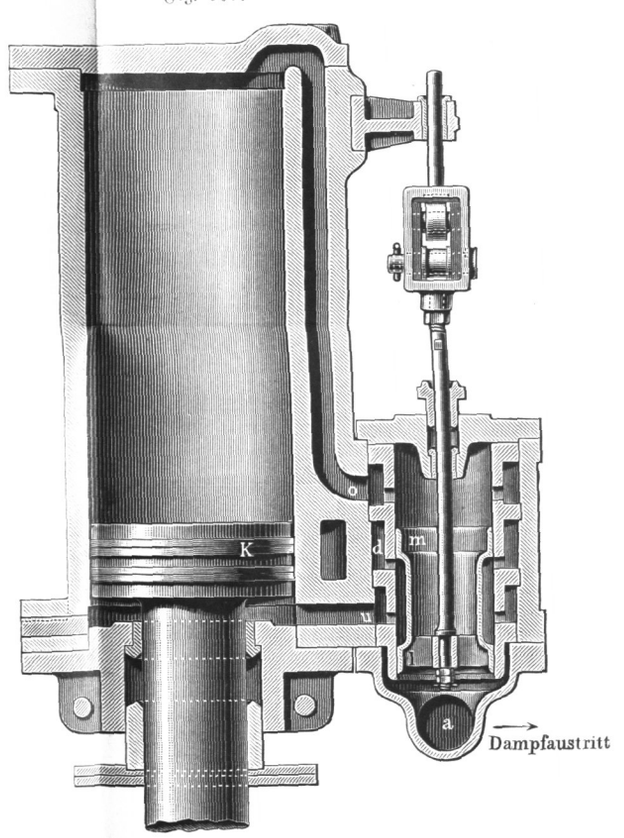



Fig. 905.

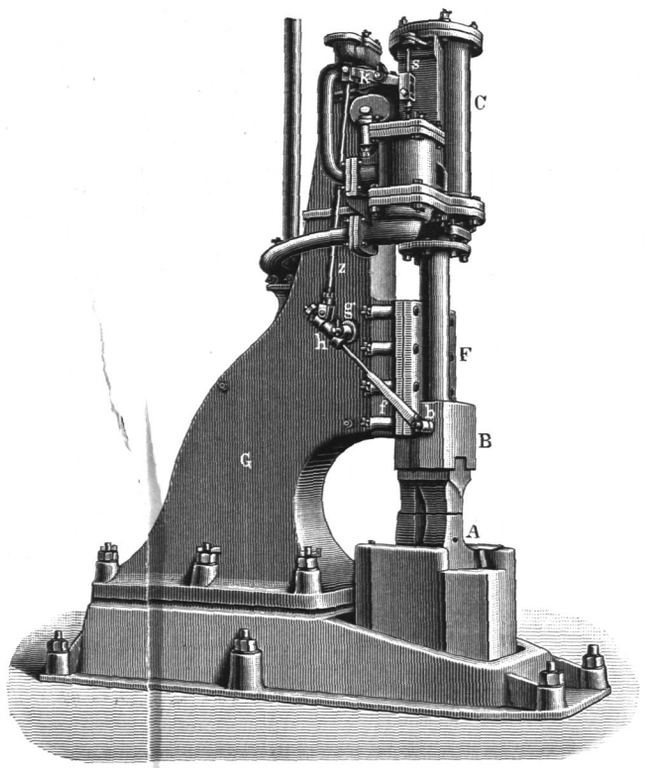
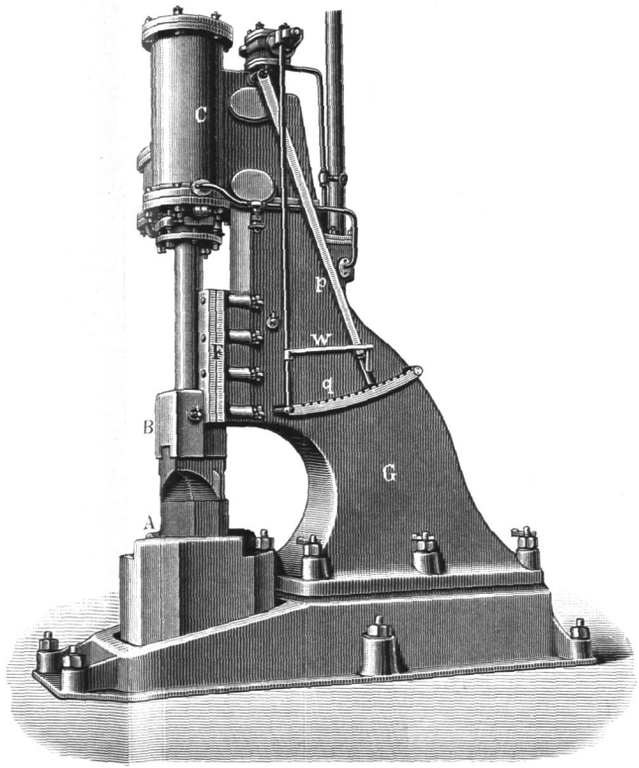



Fig. 906.



ventil schon vollständig geöffnet ist, also dem unter dem Kolben befindlichen Dampfe den Austritt ins Freie gestattet. Wenn man daher die Ventilhebel nur bis in eine Stellung bewegt, in der das obere Eintrittsventil überhaupt noch nicht geöffnet ist, so fällt der Hammer nur unter dem Einflusse des eigenen Gewichtes nieder, während man Oberdampfwirkung erhält, wenn der Steuerungshändel $h$ bis zu seiner tiefsten Lage herabgedrückt wird. Um dem entsprechend den Händel jederzeit sicher bis zu der gerade erforderlichen Tiefe zu bewegen, dient eine um den festen Bolzen $i$ drehbare excentrische Scheibe, die in bestimmter Stellung festgestellt wird und als veränderlicher Anschlag dient, bis zu welchem der Steuerungshändel von dem Arbeiter niederzudrücken ist. Im Uebrigen ist die Einrichtung des Hammers aus der Figur deutlich, welche auch die rückwärtige Verlängerung $f$ des Steuerhändels erkennen läßt, gegen welche der Hammerbär mit einem daran verstellbar angebrachten Bolzen $r$ anstößt, um in der höchsten Lage selbstthätig umzusteuern. Zur Sicherung gegen ein trotz dieser Einrichtung etwa mögliches Durchschlagen des oberen Cylinderdeckels durch den zu hoch geschleuderten Dampfkolben dienen zwei hölzerne Prallbalken $b$; die zu beiden Seiten des Gerüstes mit den Ständern verbundenen schmiedeeisernen Schienen $a$ dienen zur wirksamen Verankerung der Ständer unter einander.

Einen Schnellhammer derselben Firma, G. Brinkmann u. Co., zeigen die Figuren 905 u. 906. Der Cylinder $C$ ist hierbei, wie es bei leichten Hämmern ausreichend und wegen der damit verbundenen besseren Zugänglichkeit gebräuchlich ist, durch ein einständriges Gestell $G$ unterstützt, das über dem Amboß $A$ die Geradführung $F$ für den Hammerbär $B$ bildet, der mit der dicken Kolbenstange und dem Kolben in einem Stücke aus Gußstahl geschmiedet ist. Um den Kolben einbringen zu können, muß daher der untere Cylinderdeckel zweitheilig ausgeführt werden. Zur Dampfvertheilung dient ein entlasteter Kolbenschieber, wie er in Fig. 907 näher dargestellt ist, worin $a$ das Austrittsrohr vorstellt, in das der Dampf aus dem oberen Cylinderraume durch die Schieberhöhlung hindurch entweichen kann, während der gehobene Schieber dem aus dem unteren Cylinderraume durch $u$ austretenden Dampfe den Eintritt in das Ausblaserohr gestattet. Der frische Kesseldampf tritt in der mittleren Höhe der Schieberkammer durch das Rohr $e$ zunächst in den ringsum laufenden Canal $d$ ein, und daher kann in der gezeichneten tiefsten Schieberstellung frischer Dampf durch die Schiebereinschnürung unter den Kolben $K$ gelangen, während der über demselben befindliche Dampf entweichen kann, wie es für die aufsteigende Bewegung des Hammers erforderlich ist. Bei diesem Aufsteigen des Hammers wird ein mit demselben bei $b$, Fig. 905, drehbar angeschlossener Lenker $f$, welcher sich am anderen cylindrischen Ende durch die um den festen Punkt $g$ schwingende Hülse $h$ verschieben kann, eine Drehung dieser Hülse um $g$ veranlassen, vermöge deren

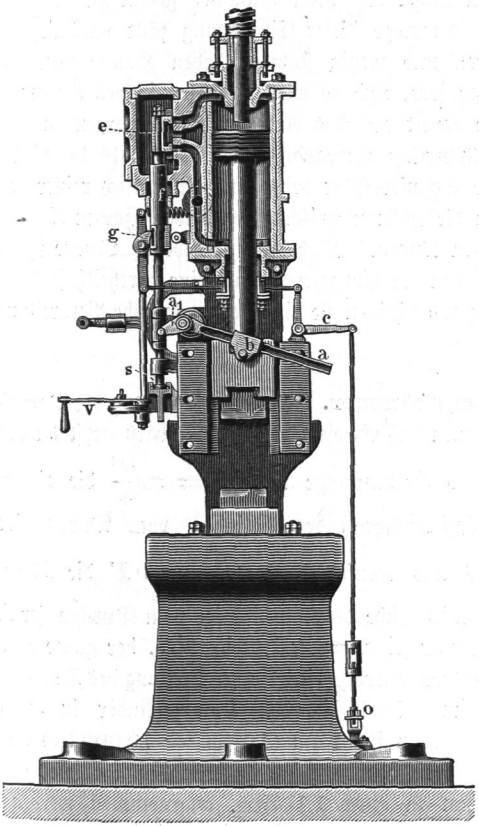
die an $h$ angeſchloſſene Zugſtange $z$ den Hebel $k$ niederzieht, ſo daß die am entgegengeſetzten Arme angehängte Schieberſtange $s$ den Schieber emporzieht. Aus Fig. 907 erkennt man, wie bei dieſer Erhebung des Schiebers zunächſt der Dampfeintritt $u$ durch den unteren Schieberlappen $l$ abgeſchloſſen wird, ſo daß unter dem Kolben Expanſion eintritt, worauf auch der obere Canal durch den Schieberlappen $m$ geſchloſſen und über dem Kolben Compreſſion des dort noch vorhandenen Dampfes eingeleitet wird. Bei weiterem Steigen des Schiebers tritt friſcher Dampf aus dem Zuleitungsrohre $e$ durch den Ringcanal $d$ über den Kolben, ſo daß derſelbe mit einer um ſo größeren Beſchleunigung niedergeworfen wird, je länger der Canal $o$ dem über den Kolben geführten friſchen Dampfe geöffnet wird. Man hat es daher in der Hand, die Wucht der Schläge, ſowie auch die Hubhöhe des Hammers dadurch zu verändern, daß man durch Verlegung des Drehpunktes für den Schieberhebel $k$ den Beginn der Oberdampfwirkung früher oder ſpäter eintreten läßt. Hierzu dient der lange Hebel $p$, Fig. 906, durch deſſen Stellung die Hubhöhe und Schlagſtärke veränderlich gemacht werden kann, und welcher feſt in einen der Einſchnitte des Führungsbogens $q$ eingeſtellt wird, wenn man Schläge von gleichbleibender Stärke erzielen will. Dagegen dient der wagerechte, auf der ſtehenden Axe angebrachte Hebel $w$ zur Regelung des Dampfzutrittes durch das Abſperrventil. Die Figur zeigt auch, wie die den Amboß aufnehmende Chabotte auf einem beſonderen Fundamente ruht, von welchem dasjenige für den Gerüſtſtänder ganz getrennt aufgeführt iſt. Dieſe Hämmer werden mit Fallgewichten von 150 bis zu 1000 *kg* und Hubhöhen zwiſchen 500 und 1000 *mm* ausgeführt.

Von dem Vorſtehenden in mancher Hinſicht abweichend iſt der Dampfhammer von A. Henckels in Solingen [1]), Fig. 908. Dieſer Hammer wird durch einen Muſchelſchieber $e$ gewöhnlicher Art geſteuert, welcher dadurch ſtets das Beſtreben erhält, in die tiefſte Lage ſich zu bewegen, daß die Schieberſtange mit einer plungerartigen Verdickung durch die Stopfbüchſe in das Innere des Schieberkaſtens hineintritt, groß genug, um durch den Dampfdruck auf ihren Querſchnitt die Reibungswiderſtände des Schiebers zu überwinden. In dieſer Abwärtsbewegung wird der Schieber aber begrenzt entweder durch den kurzen Arm $a_1$ des Steuerungshebels $a$ bei dem Gebrauche des Hammers als Schnellhammer, oder beim Geſenkſchmieden durch eine Sperrklinke $g$, welche durch eine Feder in einen Einſchnitt der Schieberſtange eingedrückt wird, und den Schieber in der höheren Lage ſo lange feſthält, bis die Klinke vermittelſt des Fußtrittes $o$ und Winkelhebels $c$ ausgelöſt wird. Hierbei iſt die Anordnung ſo getroffen, daß der Schieber in der durch die Klinke feſtgehaltenen Stellung ſo viel Dampf unter den Kolben

[1]) D. R.-P. Nr. 35606.

eintreten läßt, als zum Hochhalten des Hammers erforderlich iſt, ſo daß man, was beim Geſenkſchmieden von beſonderer Wichtigkeit iſt, das betreffende Arbeitsſtück genau über das Untergeſenk einführen kann, ehe der Hammer durch Treten des Fußtrittes veranlaßt wird, in Folge der dann ſtattfindenden Oberdampfwirkung mit voller Wucht niederzufallen. So lange der Fußtritt niedergehalten wird, ſteuert ſich der Hammer vermittelſt des Hebels $aba_1$ ſelbſtthätig um. Eigenthümlich iſt bei dieſem nach dem Vorſtehenden ſowohl zum Recken wie zum Geſenkſchmieden geeigneten Hammer die Einrichtung, um die Stärke der Schläge zu regeln, indem hierzu ein in dem Führungsprisma $s$ verſchieblicher Keil angewandt wird, auf deſſen obere Fläche ſich das untere Ende der Schieberſtange aufſetzt. Durch Verſtellung dieſes Keiles mittels der Handkurbel $v$ kann man daher die Tiefe veränderlich machen, bis zu welcher der Schieber durch den Dampfdruck auf die dicke Schieberſtange herabgeſchoben wird, womit auch eine Veränderung in der Oeffnungsweite des Oberdampfcanals und damit der Schlagſtärke erzielt wird. Dieſer Hammer ſoll, wie aus dem Vorſtehenden ſich ergiebt, ebenſowohl zum gewöhnlichen Schmieden als Schnellhammer, wie auch zum Geſenkſchmieden als ſogenannte Dampfſtanze verwendet werden können.

Fig. 908.

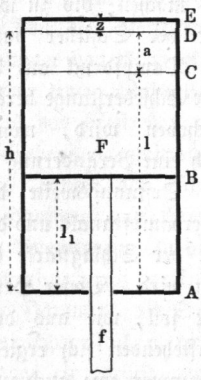



Die mancherlei ſonſt noch ausgeführten Schnellhämmer unterſcheiden ſich von den hier beſprochenen hauptſächlich nur in Einzelheiten, insbeſondere in Betreff der Steuerungsanordnungen. Der Eigenthümlichkeiten der Hämmer von Türck und derjenigen von Farcot wurde ſchon vorſtehend gedacht.

Zum Schluſſe mag noch angeführt werden, daß man auch horizontale Dampfhämmer [1]) zum Schmieden, und zwar in der Art ausgeführt hat, daß man zwei ſchwere, mit Rollen auf wagerechten Schienen laufende Hammerklötze durch die Kolben von zwei Dampfcylindern gegen einander und gegen ein zwiſchen ihnen befindliches Schmiedeſtück ſchnellt, ſo daß das Arbeitsſtück von beiden Seiten den Stoß erhält. Das Arbeitsſtück ruht hierbei auf einem quer zu den Hammerbahnen beweglichen Rollwagen, der ſo viel Beweglichkeit haben muß, daß beide Hämmer genau zu derſelben Zeit den Stoß ausüben. Vermöge dieſer Einrichtung fällt natürlich die Nothwendigkeit des ſchweren und wenig ſtabilen hohen Hammergeſtelles, ſowie der theuren Fundirung fort, und es wird die ganze in den Hammerklötzen enthaltene lebendige Kraft auf das Arbeitsſtück übertragen und in nutzbare Arbeit zur Formänderung verwandelt; auch wird als beſonderer Vortheil angeführt, daß die Schmiedeſtücke beſſer und namentlich reiner von Schlacken ausfallen, indem die letzteren zwiſchen den beiden Hammerbahnen frei nach unten hindurchfallen können. Nach der angegebenen Quelle ſollen derartige Hämmer in engliſchen Stahlwerken vielfach eine vortheilhafte Verwendung finden, in Deutſchland ſcheinen ſie eine nennenswerthe Verbreitung nicht gefunden zu haben.

§. 220. **Berechnung der Dampfhämmer.** Für die Berechnung der Dampfhämmer ſei $G$ in Kilogrammen das Gewicht des Hammerbärs nebſt Kolben und Kolbenſtange und $F = \pi \frac{D^2}{4}$ die Querſchnittsfläche [2]) des Cylinders vom Durchmeſſer $D$ und ebenſo $f = \pi \frac{d^2}{4} = \nu F$ die Querſchnittsfläche der Kolbenſtange vom Durchmeſſer $d$. Ferner ſei $h = AD$, Fig. 909, der ganze Hub des Hammers, $p$ die abſolute Preſſung des Dampfes beim Eintritt in den Dampfcylinder in Kilogrammen für 1 qm (1 Atm. = 10000 kg) und $p^1$ der Gegendruck des austretenden Dampfes ($p^1$ kann zu etwa 1,1 Atm. angenommen werden). Die Reibung des Kolbens im Cylinder, der Kolbenſtange in der Stopfbüchſe und des Hammerbärs in den Führungen mögen zuſammen $R$ kg betragen.

Fig. 909.




Es werde zunächſt ein einfach wirkender Dampfhammer mit dünner Kolbenſtange vorausgeſetzt (Nasmyth) und angenommen, daß der Dampf

[1]) Dampfhämmer von O. Killer, A. Riedler, L. Seeberg.

[2]) Alle Maße in Metern.

während des Kolbenweges $AB = l_1$ einströme, dann abgeschlossen werde und bis zur Kolbenstellung $C$, also auf dem Wege $BC = l - l_1$ expandire und darauf entweichen könne. Der Raum über dem Kolben ist, da er mit dem Abblaserohre in Verbindung steht, beim vorherigen Kolbenniedergange mit Abdampf gefüllt worden, der jetzt beim Aufgange mit der Spannung $p^1$ durch Oeffnungen in der Cylinderwand fortgedrückt wird, bis diese Oeffnungen von dem Kolben in der Stellung $C$ verschlossen werden, so daß dann der oberhalb befindliche Dampf behufs der Prallung noch auf dem Wege $CD = a$ zusammengedrückt wird. Es soll dabei angenommen werden, daß in der höchsten Kolbenstellung $D$ noch ein Raum von der Höhe $DE = z$ zwischen dem Kolben und dem oberen Cylinderdeckel verbleibe, so daß $\varepsilon^1 = \frac{a+z}{z}$ das Verhältniß der Zusammendrückung ist, während $\varepsilon = \frac{l}{l_1}$ das Expansionsverhältniß bedeutet. Von der Einwirkung der schädlichen Räume soll, um den Ueberblick nicht zu erschweren, hier abgesehen und für die Ausdehnung und Zusammendrückung des Dampfes soll das Mariotte'sche Gesetz zu Grunde gelegt werden.

Man findet hiernach die Arbeitsgleichung für den Aufgang des Kolbens, wenn man annimmt, daß der Druck gegen die untere Kolbenfläche $F - f$ während des Weges $CD = a$ gleich dem atmosphärischen $p_0$ ist, wie folgt. Es ist, da die Geschwindigkeit des Hammers sowohl im Beginn wie zu Ende der aufsteigenden Bewegung gleich Null ist:

$$(G+R)h = (F-f)pl_1(1 + ln\varepsilon) + (F-f)p_0a + fp_0h - Fp^1l - Fp^1(a+z)ln\varepsilon^1 \quad \ldots\ldots 1)$$

Beim Niedergange des Kolbens dehnt sich der über demselben befindliche Dampf von der Spannung $\varepsilon^1 p^1$ während des Weges $a$ wieder auf die Spannung $p^1$ aus, wobei die Arbeit $Fp^1(a+z)ln\varepsilon^1$ wiederum an den Kolben zurückgegeben wird und man kann auf dem folgenden Wege $h - a$ über dem Kolben die atmosphärische Pressung $p_0$ annehmen, da der obere Cylinderraum hierbei mit dem Abblaserohre in Verbindung ist. Man erhält daher die Geschwindigkeit $v$, mit welcher der Hammer nach dem Niederfallen auf den Amboß schlägt, durch die Gleichung

$$(G-R)h + Fp^1(a+z)ln\varepsilon^1 + Fp_0(h-a) - (F-f)p^1h - fp_0h = G\frac{v^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots 2)$$

Die Zeitdauer eines Hammeraufganges besteht aus drei Theilen, während deren die Wege $l_1$ unter Volldruck, $l - l_1$ durch Expansion und $a = h - l$ zur Zusammendrückung des Dampfkissens durchlaufen werden. Dabei ist die Beschleunigung auf dem ersten Wege $l_1$ unveränderlich, auf

den beiden anderen Strecken $l - l_1$ und $a$ veränderlich. Zur Berechnung der Zeiten und Geschwindigkeiten ist es zulässig, die mittlere Beschleunigung zu Grunde zu legen, welche sich ergiebt, wenn man die gesammte Arbeit aller Kräfte auf dem betreffenden Wege durch die Wegstrecke dividirt, indem man die Bewegung als eine gleichmäßig veränderliche betrachtet, für welche jener Mittelwerth in Rechnung zu stellen ist. Man hat für die erste Wegstrecke $l_1$ unter Volldruck die constante Beschleunigung:

$$c_1 = \frac{(F-f)p + fp_0 - Fp^1 - G - R}{G} g \quad \ldots \quad 3)$$

wenn $g = 9{,}81$ die Beschleunigung der Schwere bedeutet, und man erhält hiermit die Zeit zum Durchlaufen des Weges $l_1$ zu

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\,l_1}{c_1}} \quad \ldots \quad 4)$$

und die Endgeschwindigkeit in $B$, Fig. 909,

$$v_1 = c_1 t_1 = \sqrt{2\,c_1\,l_1} \quad \ldots \quad 5)$$

Die mittlere Beschleunigung während der Expansion auf dem Wege $l - l_1$ erhält man nach dem Angeführten zu

$$c_2 = \frac{(F-f)\,\frac{p l_1 ln\,\varepsilon}{l - l_1} + fp_0 - Fp^1 - G - R}{G} g \quad 6)$$

und hiermit die Geschwindigkeit zu Ende der Expansion, $v_2$ aus

$$v_2^2 = v_1^2 + 2\,c_2 (l - l_1) \quad \ldots \quad 7)$$

während die zugehörige Zeit zu

$$t_2 = 2\,\frac{l - l_1}{v_1 + v_2} \quad \ldots \quad 8)$$

folgt.

Für die Zusammendrückung des Dampfes auf dem Wege $a = h - l$ hat man die mittlere Verzögerung zu

$$c_3 = \frac{Fp^1 \varepsilon^1 z\,\frac{ln\,\varepsilon^1}{a} - Fp_0 + G + R}{G} g \quad \ldots \quad 9)$$

welche die anfängliche Geschwindigkeit $v_2$ in der Zeit

$$t_3 = \frac{v_2}{c_3} \quad \ldots \quad 10)$$

bis auf Null herabsetzt.

Der hierauf folgende Niedergang des Kolbens geschieht während des Weges $a$, auf welchem sich der Dampf wieder ausdehnt, mit einer durchschnittlichen Beschleunigung

$$c_4 = \frac{F\frac{a+z}{a}\,p^1 ln\,\varepsilon^1 - (F-f)\,p^1 - f p_0 + G - R}{G} g \quad . \quad 11)$$

so daß zu Ende der Ausdehnungsperiode die Geschwindigkeit

$$v_4 = \sqrt{2\,c_4\,a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

erzeugt ist, wozu die Zeit

$$t_4 = \sqrt{\frac{2\,a}{c_4}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 13)$$

erfordert wird.

Hierauf folgt das Fallen durch die Höhe $h - a$ mit der unveränderlichen Beschleunigung

$$c_5 = \frac{G - R - (F-f)\,(p^1 - p_0)}{G} g \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 14)$$

in Folge deren der Hammer eine Endgeschwindigkeit $v$ erreicht, die sich aus

$$v^2 = v_4^2 + 2\,c_5\,(h - a) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 15)$$

ergiebt nach der Zeit

$$t_5 = 2\,\frac{h-a}{v_4 + v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 16)$$

Die ganze Dauer eines Spieles bestimmt sich daher zu

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 17)$$

und die Zahl der in einer Minute möglichen Schläge ist jedenfalls kleiner als der Werth

$$n = \frac{60}{T} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 18)$$

Für jeden Hub des Hammers ist eine Dampfmenge erforderlich, deren Gewicht durch

$$Q = \alpha\,(F-f)\,l_1\,\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 19)$$

gegeben ist, wenn $\gamma$ das specifische Gewicht des Dampfes von der Spannung $p$ und $\alpha$ einen Coëfficienten größer als Eins bedeutet, der dem Einfluß des schädlichen Raumes Rechnung trägt. Der Werth

$$\eta = \frac{G\,\frac{v^2}{2\,g}}{Q} = \frac{G\,h_0}{Q} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 20)$$

kann in gewissem Sinne als das Güteverhältniß oder der Wirkungsgrad des Dampfhammers angesehen werden, insofern er angiebt, welche Schlagwirkung in Meterkilogrammen bei dem betreffenden Hammer von je 1 kg Dampf erwartet werden darf.

Beispiel. Das Gewicht eines Dampfhammers sei $G = 2000$ kg, seine ganze Hubhöhe betrage $h = 1$ m; der Dampf soll mit einer Spannung von

fünf Atmosphären (4 Atm. Ueberdruck) in den Cylinder eintreten und mit zweifacher Expansion ($\varepsilon = 2$) zur Wirkung kommen, während der über dem Kolben befindliche Abdampf behufs der Prallung einer vierfachen Zusammendrückung ($\varepsilon^1 = 4$) unterworfen sein soll, nach deren Erreichung zwischen der höchsten Kolbenstellung und dem oberen Cylinderdeckel noch ein Zwischenraum von $z = 0{,}050$ m Höhe verbleiben möge. Hiermit erhält man den Weg $a$ für die Zusammendrückung zu $a = (\varepsilon - 1)\, z = 3 \,.\, 0{,}050 = 0{,}150$ m, daher

$$l = h - a = 0{,}850 \text{ m und } l_1 = \frac{1}{2}\, 0{,}850 = 0{,}425 \text{ m}.$$

Für die Rechnung sei die Spannung des ausblasenden Dampfes zu 1,1 Atmosphären, die Reibung $R$ zu 0,1 $G = 200$ kg angenommen und ein Durchmesser $d$ der Kolbenstange gleich $\frac{1}{6}\, D$, also das Querschnittsverhältniß $\frac{f}{F} = \nu = \frac{1}{36}$ vorausgesetzt, so daß die untere Kolbenfläche $F - f = \frac{35}{36}\, F$ anzunehmen ist. Hiermit erhält man, wenn man den Druck einer Atmosphäre zu 10000 kg für 1 qm annimmt, aus 1):

$$(2000 + 200)1 = 10000\Big(\frac{35}{36} F \,.\, 5 \,.\, 0{,}425\ (1 + ln\, 2) + \frac{35}{36} F \,.\, 0{,}150 + \frac{1}{36} F - F \,.\, 1{,}1 \,.\, 0{,}850 - F \,.\, 1{,}1 \,.\, 0{,}20\, ln\, 4\Big),$$

oder

$$0{,}2200 = F\,(3{,}49770 + 0{,}14589 + 0{,}02778 - 0{,}9350 - 0{,}3050 = 2{,}4314\, F$$

woraus $F = 0{,}09048$ qm folgt, welchem Querschnitte ein Durchmesser $D = 0{,}339$ m oder rund 34 cm entspricht; die Kolbenstange erhält demgemäß einen Durchmesser $d = 56$ mm. Man erhält ferner für den Niedergang des Kolbens nach 2):

$$1800 + 10000\, F\Big(1{,}1 \,.\, 0{,}2\, ln\, 4 + 0{,}850 - \frac{35}{36} 1{,}1 - \frac{1}{36}\Big) = \frac{2000}{2 \,.\, 9{,}81} v^2 = 101{,}940\, v^2,$$

woraus sich

$$v = \sqrt{18{,}1205} = 4{,}26 \text{ m}$$

ergiebt, entsprechend einer Fallhöhe von $h_0 = 0{,}051 \,.\, 18{,}12 = 0{,}924$ m. Ferner folgt aus 3) die Beschleunigung für die Volldruckperiode:

$$c_1 = \frac{10000 \,.\, F\Big(\frac{35}{36} \cdot 5 + \frac{1}{36} - 1{,}1\Big) - 2200}{2000} 9{,}81 = 6{,}03 \text{ m},$$

und damit

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \,.\, 0{,}425}{6{,}03}} = 0{,}375 \text{ Sec.},$$

sowie die Endgeschwindigkeit

$$v_1 = 0{,}375 \,.\, 6{,}03 = 2{,}26 \text{ m}.$$

Ebenso ist für die Expansionsperiode nach 6):

$$c_2 = \frac{10000 \,.\, 0{,}0905\Big(\frac{35}{36} \cdot 5\, ln\, 2 + \frac{1}{36} - 1{,}1\Big) - 2200}{2000} 9{,}81 = -\, 0{,}59 \text{ m},$$

woraus die Geschwindigkeit

$$v_2 = \sqrt{2{,}26^2 - 2.0{,}59\,.\,0{,}425} = 2{,}15\text{ m},$$

und die Zeit

$$t_2 = 2\,\frac{0{,}425}{2{,}26 + 2{,}15} = 0{,}193\text{ Sec.}$$

folgt.

Für die Zusammendrückung hat man die Verzögerung:

$$c_3 = \frac{905\left(1{,}1\,.\,4\,.\,0{,}050\,\frac{ln\,4}{0{,}150} - 1\right) + 2200}{2000}\,g = 15{,}37\text{ m},$$

und die Zeit zum Steigen

$$t_3 = \frac{2{,}15}{15{,}37} = 0{,}14\text{ Secunden.}$$

Für die Ausdehnungsperiode ist die Beschleunigung nach 11):

$$c_4 = \frac{905\left(\frac{0{,}200}{0{,}150}\,1{,}1\,ln\,4 - \frac{35}{36}\,1{,}1 - \frac{1}{36}\right) + 1800}{2000}\,9{,}81 = 12{,}98\text{ m},$$

womit

$$v_4 = \sqrt{2\,.\,0{,}15\,.\,12{,}98} = 1{,}97\text{ m},$$

und

$$t_4 = \sqrt{\frac{2\,.\,0{,}15}{12{,}98}} = 0{,}152\text{ Secunden}$$

folgt. Endlich hat man für den Fall durch die Strecke $h - a = 0{,}85$ m die Beschleunigung

$$c_5 = \frac{1800 - 905\,\frac{35}{36}\,0{,}1}{2000}\,9{,}81 = 8{,}397\text{ m}$$

und erhält damit die Endgeschwindigkeit beim Aufschlagen auf den Amboß

$$v = \sqrt{1{,}97^2 + 2\,.\,8{,}397\,.\,0{,}85} = 4{,}25\text{ m},$$

wie vorstehend aus 2), während die Zeit

$$t_5 = \frac{2\,.\,0{,}850}{1{,}97 + 4{,}25} = 0{,}273\text{ Secunden}$$

folgt.

Hiernach ermittelt sich die ganze Zeit eines Spieles

$$T = 0{,}375 + 0{,}193 + 0{,}140 + 0{,}152 + 0{,}273 = 1{,}33\text{ Secunden},$$

so daß die höchstmögliche Zahl der Schläge in einer Minute sich zu

$$n = \frac{60}{1{,}133} = 53$$

ergiebt.

Der Dampfverbrauch für jede Hebung bestimmt sich, wenn das Gewicht eines Cubikmeters Dampf von 5 Atm. Spannung zu $\gamma = 2{,}75$ kg angenommen und von den schädlichen Räumen abgesehen wird, zu

$$Q = 0{,}0905\,.\,0{,}425\,.\,2{,}75 = 0{,}106\text{ kg},$$

so daß man den Werth

$$\eta = \frac{2000\,.\,0{,}924}{0{,}106} = 17434$$

erhält.

Wenn man den Dampfhammer ohne Prallung arbeiten laſſen will, ſo gehen die Formeln 1) und 2) über in

$$(G+R)h = (F-f)p l_1(1+ln\varepsilon) + (F-f)p_0 a + fp_0 h - Fp^1 h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1\,a)$$

und

$$(G-R)h + Fp_0 h - (F-f)p^1 h - fp_0 h = G\frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad 2\,a)$$

und ebenſo ändern ſich die in den übrigen Formeln enthaltenen Werthe für die Arbeit, welche zur Zuſammendrückung des Dampfes über dem Kolben aufgewendet und durch die nachherige Ausdehnung wieder geleiſtet wird.

Läßt man bei dem vorſtehend berechneten Dampfhammer die Prallung fort, ſo ergiebt ſich aus der Gleichung 1a) die Größe $l_1$ der Füllung durch

$$2200 \,.\, 1 = 905\left(\frac{35}{36}\cdot 5 l_1\,(1+ln2) + \frac{35}{36}\,(1-2l_1) + \frac{1}{36} - 1{,}1\right)$$

zu

$$l_1 = \frac{2290{,}5}{5688{,}3} = 0{,}403\text{ m},$$

alſo $l = 2\,.\,l_1 = 0{,}806$ m und $a = 0{,}194$ m. Hiermit erhält man weiter nach 2a):

$$1800 + 905\left(1 - \frac{35}{36}1{,}1 - \frac{1}{36}\right) = 2000\cdot\frac{v^2}{2\,.\,9{,}81},$$

wonach

$$v = \sqrt{16{,}792} = 4{,}097\text{ m}$$

und

$$h_0 = 0{,}051\,.\,16{,}792 = 0{,}856\text{ m}$$

folgt.

Die Beſchleunigung iſt während der Volldruckwirkung wie vorſtehend $c_1 = 6{,}03$ m; während der Expanſion ebenfalls wie vorſtehend $c_2 = -0{,}59$ m, dagegen berechnet ſich während des freien Emporſteigens auf die Höhe $a = 0{,}194$ m die Verzögerung durch

$$c_3 = \frac{F(p_0 - p^1) - G - R}{G}\,g = \frac{-0{,}1\,.\,905 - 2200}{2000}\,9{,}81 = -11{,}23\text{ m} \quad . \quad 9\,a)$$

Für das Niederfallen durch die ganze Höhe iſt hier die Beſchleunigung wie vorſtehend $c_5 = 8{,}397$ m. Damit ergiebt ſich:

$$v_1 = 2{,}207\text{ m};\quad v_2 = 2{,}096\text{ m}\quad\text{und}\quad v = 4{,}097\text{ m}$$

wie oben, und

$t_1 = 0{,}366$ Sec.; $t_2 = 0{,}188$ Sec.; $t_3 = 0{,}186$ Sec. und $t_4 = 0{,}488$ Sec.; ſo daß die ganze Zeit eines Spieles zu $T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = 1{,}228$ Sec., und die größtmögliche Zahl der Schläge zu $n = 48{,}8$ ſich ergiebt. Das Gewicht des für einen Schlag ohne Rückſicht auf den ſchädlichen Raum erforderlichen Dampfes iſt $Q = 0{,}1004$ kg und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{2000\,.\,0{,}856}{0{,}1004} = 17052.$$

Aus dem Vergleiche dieſer und der vorher gefundenen Reſultate erkennt man, daß durch die Prallung die Wirkung jedes Schlages geſteigert wird und der

Hammer mehr Schläge in derſelben Zeit machen kann, als ohne Prallung. Die erforderliche Dampfmenge und der Wirkungsgrad fallen bei den Hämmern mit Prallung etwas größer aus, als bei denen ohne Prallung.

Für Hämmer mit Oberdampfwirkung werde angenommen, daß nach beendigter Expanſionswirkung, wenn der Kolben den Weg $l$ durchlaufen hat, gleichzeitig mit dem Auspuffen des Dampfes unter dem Kolben friſcher Keſſeldampf von der Spannung $p$ über den Kolben geführt werden ſoll, welcher während des ganzen Niederganges in den Cylinder geführt wird und den Fall beſchleunigt. Eine Expanſionswirkung des Dampfes oberhalb wird hierbei in der Regel nicht angewendet, da eine ſolche durch die Handſteuerung nicht wohl erreichbar iſt und durch Anordnung einer ſelbſtthätigen Steuerung der Hammer an Einfachheit einbüßen würde. Durch eine Expanſion des Oberdampfes würde zwar eine beſſere Ausnutzung des Dampfes erzielt werden, doch würde wegen der dann kleineren Endgeſchwindigkeit die Wirkung jedes Schlages und auch die minutliche Schlagzahl geringer ausfallen. Die Kolbenſtange wird bei dieſen Hämmern viel ſtärker beanſprucht, als bei Hämmern ohne Oberdampf, weshalb man ihren Durchmeſſer etwa zwiſchen $^1/_3$ und $^2/_5$ des Kolbendurchmeſſers anzunehmen pflegt.

Die Gleichung 1) ändert ſich hierbei nur inſofern, als während des letzten Kolbenweges um die Größe $a = h - l$ friſcher Keſſeldampf von der Spannung $p$ dem Kolben entgegentritt, ſo daß man hier hat:

$$(G + R)h = (F - f)pl_1(1 + ln\varepsilon) + (F - f)p_0 a + fp_0 h - Fp^1 l - Fpa \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1\,b)$$

Ebenſo gilt für den Niedergang die Gleichung:

$$(G - R)h + Fph - (F - f)p^1 h - fp_0 h = G\frac{v^2}{2g} \quad 2\,b)$$

Zur Beſtimmung der Dauer eines Schlages hat man die Beſchleunigungen und Geſchwindigkeiten für die Volldruckwirkung und für die Expanſionswirkung des Unterdampfes wie vorher nach den Formeln 3) bis 8) zu beſtimmen. Für die Bewegung des Kolbens um die Länge $a = h - l$ hat man die Verzögerung

$$c_3 = \frac{F(p - p_0) + G + R}{G} g \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9\,b)$$

während die Beſchleunigung für die ganze Dauer des Niederfallens durch

$$c_4 = \frac{G - R + Fp - (F - f)p^1 - fp_0}{G} g \quad . \quad . \quad 14\,b)$$

dargeſtellt iſt.

Die für einen Schlag erforderliche Dampfmenge ſetzt ſich hierbei zuſammen aus der unter den Kolben geführten Dampfmenge $Q_1$ und der über den Kolben tretenden $Q_2$. Während $Q_1$ ſich, abgeſehen von den ſchädlichen

Räumen, wie oben durch $Q_1 = (F - f)\, l_1 \gamma$ ermittelt, iſt zu berückſichtigen, daß oberhalb des Kolbens in dem Augenblicke, wo der friſche Keſſeldampf dem Aufſteigen entgegenwirkt, von dem vorhergehenden Spiele noch das Volumen $Fa$ mit Dampf von der Spannung $p^1$ erfüllt iſt, für welches man bei der Zuſammendrückung auf die Spannung $p$ einen Raum annehmen kann gleich $Fa\frac{p^1}{p}$. Daher muß über den Kolben ein Gewicht $Q_2 = F\left(h - a\frac{p^1}{p}\right)\gamma$ eingeführt werden, und das für jeden Schlag erforderliche Gewicht Dampf wird durch

$$Q = Q_1 + Q_2 = \alpha\left[(F - f)\, l_1 + F\left(h - a\frac{p^1}{p}\right)\right]\gamma \qquad 19\,\text{b})$$

ausgedrückt, wenn wieder unter $\alpha$ eine die ſchädlichen Räume berückſichtigende Verhältnißzahl verſtanden wird.

Es kann bemerkt werden, daß mit der Einführung des friſchen Dampfes von der Spannung $p$ in den Raum $Fa$ oberhalb des Kolbens wegen der daſelbſt vorherrſchenden geringeren Dampfſpannung $p^1$ in Folge des plötzlichen Spannungsabfalles ein Arbeitsverluſt verbunden iſt, welcher in derſelben Weiſe zu beurtheilen iſt, wie bei allen anderen Dampfmaſchinen, und welcher nur dann vermieden werden kann, wenn der über dem Kolben befindliche Abdampf vor Einführung friſchen Oberdampfes bis auf die Spannung $p$ des letzteren zuſammengedrückt wird.

Setzt man bei dem vorſtehend berechneten Dampfhammer von 2000 kg Fallgewicht und 1 m Hubhöhe Oberdampfwirkung voraus und nimmt den Durchmeſſer der Kolbenſtange gleich $^1/_3$ von dem des Kolbens, alſo $f = {}^1/_9 F$ an, und ſetzt ferner voraus, daß der Weg, auf welchem dem aufſteigenden Kolben friſcher Dampf entgegentritt, ebenfalls $a = 0{,}150$ m betrage, ſo erhält man unter denſelben Vorausſetzungen wie oben den Querſchnitt $F$ des Kolbens nach 1 b) aus:

$$(2000 + 200)\,1 = 10\,000\left(\frac{8}{9}F.5.0{,}425\left(1 + ln\,2\right) + \frac{8}{9}F\,0{,}150 + \frac{1}{9}F - F.1{,}1.0{,}85 - F\,5.0{,}150,\right.$$

oder

$$0{,}2200 = F\,(3{,}198 + 0{,}133 + 0{,}111 - 0{,}935 - 0{,}750) = 1{,}757\,F,$$

woraus

$$F = \frac{0{,}2200}{1{,}757} = 0{,}1252\ \text{qm}$$

folgt, welchem Querſchnitte ein Durchmeſſer $D = 0{,}399$ oder rund $D = 0{,}400$ m entſpricht. Die Kolbenſtange erhält demgemäß einen Durchmeſſer von 133 mm. Ferner gilt für den Niedergang des Hammers die Gleichung 2 b):

$$1800 + 10\,000.0{,}1252\left(5 - \frac{8}{9}1{,}1 - \frac{1}{9}\right) = \frac{2000}{2.9{,}81}v^2 = 101{,}94\,v^2,$$

woraus ſich

$$v = \sqrt{\frac{6696{,}8}{101{,}94}} = \sqrt{65{,}68} = 8{,}10\,\text{m}$$

ergiebt, entsprechend einer Fallhöhe $h_0 = 0{,}051 \,.\, 65{,}68 = 3{,}350\,\text{m}$, gegenüber den entsprechenden Höhen von 0,924 m und 0,856 m, welche sich für denselben Hammer ohne Oberdampf vorstehend ergaben. Diese beträchtliche Steigerung der Arbeit erklärt sich außer durch die Wirkung des Oberdampfes auch durch den größeren Cylinderdurchmesser. Man erhält zur Bestimmung der Fallzeit nach den vorstehend angegebenen Formeln die Beschleunigung beim Aufsteigen während des Volldruckes nach 3):

$$c_1 = \frac{1252\left(\frac{8}{9}\cdot 5 + \frac{1}{9} - 1{,}1\right) - 2200}{2000}\,9{,}81 = 10{,}426\,\text{m},$$

womit

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\,.\,0{,}425}{10{,}426}} = 0{,}285 \text{ Secunden}$$

und die Endgeschwindigkeit

$$v_1 = 0{,}285 \,.\, 10{,}426 = 2{,}971\,\text{m}$$

folgt. Für die Expansionsperiode ist

$$c_2 = \frac{1252\left(\frac{8}{9}\,5\,ln\,2 + \frac{1}{9} - 1{,}1\right) - 2200}{2000}\,9{,}81 = 2{,}05\,\text{m},$$

womit die Endgeschwindigkeit sich zu

$$v_2 = \sqrt{2{,}971^2 + 2\,.\,2{,}05\,.\,0{,}425} = 3{,}250\,\text{m}$$

ergiebt, während die Zeit

$$t_2 = 2\frac{0{,}425}{2{,}971 + 3{,}250} = 0{,}136 \text{ Secunden}$$

folgt. Die Verzögerung während des Weges $a = 0{,}150$ folgt nach 9 b) zu

$$c_3 = \frac{1252\,.\,4 + 2200}{2000}\,9{,}81 = 35{,}355\,\text{m}$$

und die Zeit zum Steigen auf die Höhe $a = 0{,}150$ zu

$$t_3 = \frac{3{,}250}{35{,}355} = 0{,}092 \text{ Secunden}.$$

Für das Niederfallen hat man die Beschleunigung nach 14 b):

$$c_4 = \frac{1800 + 1252\left(5 - \frac{8}{9}\,1{,}1 - \frac{1}{9}\right)}{2000}\,9{,}81 = 32{,}84\,\text{m},$$

womit die Endgeschwindigkeit beim Aufschlagen zu

$$v = \sqrt{2\,.\,1\,.\,32{,}84} = 8{,}10\,\text{m}$$

folgt, übereinstimmend mit dem aus 2 b) gefundenen Werthe. Die Fallzeit ergiebt sich zu

$$t_4 = 2\,\frac{1}{8{,}10} = 0{,}247 \text{ Secunden}.$$

Man erhält daher die ganze Zeit für einen Schlag zu

$$T = 0{,}285 + 0{,}136 + 0{,}092 + 0{,}247 = 0{,}760 \text{ Secunden},$$

ſo daß die größtmögliche Zahl von Schlägen in einer Minute ſich zu

$$n = \frac{60}{0{,}760} = 79$$

berechnet. Die für einen Schlag erforderliche Dampfmenge hat, abgeſehen von den ſchädlichen Räumen, nach 19 b) ein Gewicht

$$Q = 0{,}1252\left(\frac{8}{9}\cdot 0{,}425 + 1 - 0{,}15\,\frac{1{,}1}{5}\right)2{,}75 = 0{,}463\text{ kg},$$

womit man für den Wirkungsgrad einen Werth

$$\eta = \frac{2000\,.\,3{,}350}{0{,}463} = 14471\text{ mkg}$$

erhält, der alſo erheblich kleiner iſt als bei den einfachwirkenden Hämmern; ein Ergebniß, welches hauptſächlich dem Umſtande zuzuſchreiben iſt, daß der Oberdampf ganz ohne Expanſion, alſo ſehr unvortheilhaft zur Wirkung kommt.

Für die Berechnung der Daelen'ſchen Hämmer werde vorausgeſetzt, daß der Dampf von der Spannung $p$ Atmoſphären während des Weges $l_1$ unter den Kolben geführt werde, während der oberhalb befindliche ausbläſt, welcher wegen der Widerſtände in der Ableitung eine Spannung $p^1$ Atmoſphären haben mag. Dann ſoll der Eintritt des Dampfes abgeſperrt und gleichzeitig die Verbindung des oberen mit dem unteren Cylinderraume hergeſtellt werden, ſo daß eine Miſchung der in beiden Räumen enthaltenen Dampfmengen ſtattfindet, der zufolge eine mittlere Spannung $p_m$ ſich einſtellt, die, abgeſehen von den ſchädlichen Räumen, nach dem Mariotte'ſchen Geſetze durch

$$p_m[(F-f)\,l_1 + F(h-l_1)] = p\,(F-f)\,l_1 + p^1 F(h-l_1)$$

beſtimmt werden kann.

Dieſe Spannung, vermöge deren auf die untere kleinere Kolbenfläche ein Druck $(F-f)\,p_m$ treibend und auf die obere Kolbenfläche ein Widerſtand $Fp_m$ zur Wirkung kommt, vergrößert ſich bei der weiteren Aufwärtsbewegung des Kolbens bis zur Weglänge $h$, indem hierbei die dicke Kolbenſtange in den Cylinder eintritt und das Volumen wie durch einen Plungerkolben verkleinert wird. Das Verhältniß der hierbei ſtattfindenden Compreſſion iſt durch

$$\varepsilon_1 = \frac{(F-f)\,l_1 + F(h-l_1)}{(F-f)\,h} \quad \ldots \quad 21)$$

gegeben, und es wird zu der gedachten Zuſammendrückung eine Arbeit verbraucht, die ſich nach dem Mariotte'ſchen Geſetze zu

$$A_1 = [p\,(F-f)\,l_1 + p^1 F(h-l_1)]\,ln\,\varepsilon_1 \quad \ldots \quad 22)$$

beſtimmt. Beim Niedergange des Kolbens tritt die Kolbenſtange wieder aus dem Cylinder heraus, in Folge deſſen der von dem Dampfe eingenommene Raum ſich in dem Verhältniſſe

$$\varepsilon = \frac{F}{F-f} \quad \ldots \quad 23)$$

vergrößert, womit eine von dem Dampfe ausgeübte Expansionsarbeit

$$A = [p(F - f)l_1 + p^1 F(h - l_1)]\, ln\, \varepsilon \quad . \quad . \quad . \quad 24)$$

verbunden ist.

Da man der Kolbenstange hierbei einen Durchmesser zwischen 0,5 $D$ und 0,6 $D$ zu geben pflegt, also $f$ zwischen 0,25 $F$ und 0,36 $F$ gelegen ist, so erhält man bei diesen Hämmern ein Expansionsverhältniß $\varepsilon$ zwischen

$$\frac{100}{75} = 1{,}33 \text{ und } \frac{100}{64} = 1{,}56,$$

während das Compressionsverhältniß $\varepsilon_1$ außer von den Querschnitten $f$ und $F$ auch von den Größen $l_1$ und $h$ abhängig ist. Hiernach ermittelt sich die Wirkung des Dampfes wie folgt. Man findet für den Aufgang wie in den vorhergehenden Fällen die Gleichung

$$(G + R)h = (F - f)pl_1 + fp_0 h - Fp^1 l_1 - A_1 - \zeta F(h - l_1) \quad 1\,c)$$

worin $A_1$ nach 22) die Arbeit zur Verdichtung des abgeschlossenen Dampfes durch die in den Cylinder eintretende Kolbenstange vorstellt und der Ausdruck $\zeta F(h - l_1)$ dem Widerstande Rechnung trägt, welcher sich dem Uebertritte des Dampfes aus dem oberen in den unteren Cylinderraum entgegensetzt, indem angenommen wird, daß diesem Widerstande ein Druck von der Größe $\zeta$ für die Flächeneinheit auf die Kolbenfläche $F$ entspricht. In ähnlicher Weise findet man die Gleichung für den Niedergang:

$$(G - R)h + A - fp_0 h - \zeta(F - f)h = G\frac{v^2}{2g} \quad 2\,c)$$

wenn $A$ nach 24) die Expansionsarbeit des Dampfes ist und der Widerstand beim Uebertritte des Dampfes durch einen Druck von $\zeta$ Atmosphären auf die Unterfläche des Kolbens dargestellt wird.

Die Dauer eines Schlages zerfällt in die drei Perioden:

1. der Aufwärtsbewegung um die Länge $l_1$, für welche die Beschleunigung $c_1$, die Zeitdauer $t_1$ und die Endgeschwindigkeit $v_1$ durch 3, 4 und 5 gefunden werden,

2. der Aufwärtsbewegung um die Strecke $h - l_1$, wobei die erlangte Endgeschwindigkeit $v_1$ bis zu Null herabgezogen wird, wozu unter der Annahme einer gleichmäßig verzögerten Bewegung eine Zeit $t_2 = 2\frac{h - l_1}{v_1}$ erforderlich ist,

3. des Niederganges um die Größe $h$, wobei die Geschwindigkeit $v$ erzeugt wird, was eine Zeit $t_3 = \frac{2h}{v}$ erfordert, wenn die Bewegung wiederum als gleichmäßig beschleunigt angesehen wird.

Die für einen Schlag erforderliche Dampfmenge bestimmt sich hier wie bei dem einfachwirkenden Hammer nach 19) durch $Q = \alpha(F - f)l_1\gamma$.

Es sei der in den vorstehenden Beispielen berechnete Dampfhammer von 2000 kg Fallgewicht und $h = 1$ m Hubhöhe als Daelen'scher Hammer auszuführen, wobei der Durchmesser der Kolbenstange $d = 0{,}6\ D$, also $f = 0{,}36\ F$ angenommen werden möge. Ferner sei die Länge $l_1$ des Kolbenhubes bis zur Absperrung zu $l_1 = 0{,}75$ m vorausgesetzt. Unter diesen Voraussetzungen erhält man das Verdichtungsverhältniß nach 21) zu

$$\varepsilon_1 = \frac{(1 - 0{,}36)\,0{,}75 + (1 - 0{,}75)}{(1 - 0{,}36)\,1} = \frac{73}{64} = 1{,}140$$

und damit die Arbeit zum Verdichten nach 22):

$$A_1 = 10\,000\,F\,(5\,.\,0{,}64\,.\,0{,}75 + 1{,}1\,.\,0{,}25)\,ln\,1{,}140 = 0{,}350\,.\,10\,000\,F \text{ mkg}.$$

Hiermit ergiebt sich der erforderliche Kolbenquerschnitt $F$ aus 1c), wenn man $\zeta$ zu 0,1 Atmosphären voraussetzt:

$$2200\,.\,1 = 10\,000\,.\,F\,(0{,}64\,.\,5\,.\,0{,}75 + 0{,}36 - 1{,}1\,.\,0{,}75 - 0{,}350 - 0{,}1\,.\,0{,}25)$$

oder

$$0{,}22 = F\,(2{,}4 + 0{,}36 - 0{,}825 - 0{,}350 - 0{,}025) = F\,.\,1{,}56,$$

woraus

$$F = \frac{0{,}22}{1{,}56} = 0{,}1410 \text{ qm}$$

folgt. Hierzu gehört ein Durchmesser $D = 0{,}424$ m und demnach ein Durchmesser der Kolbenstange $d = 0{,}254$ m.

Man erhält ferner mit dem Expansionsverhältnisse $\varepsilon = \frac{1}{0{,}64} = 1{,}562$ die Arbeit des Dampfes bei seiner Ausdehnung nach 24):

$$A = 10\,000\,.\,F\,(5\,.\,0{,}64\,.\,0{,}75 + 1{,}1\,.\,0{,}25)\,ln\,.\,1{,}562 = 1{,}193\,.\,10\,000\,F \text{ mkg}.$$

Hiermit erhält man dann die Endgeschwindigkeit des Hammers $v$ beim Aufschlagen aus 2c):

$$1800 + 10\,000\,F\,(1{,}193 - 0{,}36 - 0{,}1\,.\,0{,}64) = \frac{2000}{2\,.\,9{,}81}\,v^2$$

oder

$$1800 + 1084 = 101{,}94\,v^2,$$

woraus

$$v = \sqrt{28{,}291} = 5{,}319 \text{ m}$$

entsprechend einer Fallhöhe $h_0 = 1{,}443$ m

folgt.

Die Beschleunigung des Hammers beim Steigen auf die Höhe $l_1 = 0{,}75$ m ergiebt sich nach 3) zu

$$c_1 = \frac{1410\,(0{,}64\,.\,5 + 0{,}36 - 1{,}1) - 2200}{2000}\,9{,}81 = 7{,}200 \text{ m},$$

woraus die Zeit

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\,.\,0{,}75}{7{,}20}} = \sqrt{0{,}2083} = 0{,}456 \text{ Secunden}$$

und die Endgeschwindigkeit

$$v_1 = 7{,}2\,.\,0{,}456 = 3{,}283 \text{ m}$$

folgt.

Die Zeit $t_2$ zum weiteren Aufsteigen um $h - l_1 = 0{,}25$ m, während dessen die Geschwindigkeit $v_1 = 3{,}283$ m auf Null herabsinkt, erhält man zu

$$t_2 = 2\,\frac{0{,}25}{3{,}283} = 0{,}152 \text{ Secunden},$$

während die Zeit $t_3$ zum Niederfallen aus der erlangten Endgeschwindigkeit $v = 5{,}319$ m zu

$$t_3 = 2\frac{1}{5{,}319} = 0{,}376 \text{ Secunden}$$

sich berechnet. Demnach folgt die ganze Zeit eines Schlages zu

$$T = 0{,}456 + 0{,}152 + 0{,}376 = 0{,}984 \text{ Secunden},$$

entsprechend einer größten Hubzahl von 60 in der Minute.

Endlich folgt noch die für einen Schlag erforderliche Dampfmenge ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume, zu

$$Q = 0{,}1410 \,.\, 0{,}64 \,.\, 0{,}75 \,.\, 2{,}75 = 0{,}186 \text{ kg},$$

so daß man den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{2000 \,.\, 1{,}443}{0{,}186} = 15\,516$$

findet.

Zur Veranschaulichung sind die in den vorstehend berechneten Beispielen gefundenen Resultate in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Dampfhammer von 2000 kg Fallgewicht und 1 m Hubhöhe für 5 Atmosphären Dampfspannung.

| Art des Hammers | Cylinderdurchmesser | Durchmesser der Kolbenstange | $h_0$ | Schlagzahl in der Minute | Dampfmenge für einen Schlag | Wirkungsgrad |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | m | m | m | | kg | mkg |
| Einfachwirkend mit Prallung . . | 0,339 | 0,056 | 0,924 | 53 | 0,106 | 17 434 |
| ohne Prallung . | 0,339 | 0,056 | 0,856 | 48 | 0,104 | 17 052 |
| Doppeltwirkend . . | 0,400 | 0,133 | 3,350 | 79 | 0,463 | 14 471 |
| Daelenhammer. . | 0,424 | 0,254 | 1,443 | 60 | 0,186 | 15 516 |

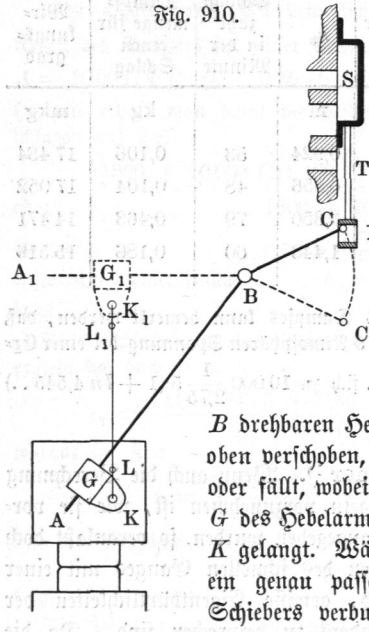
Zur Beurtheilung der Ausnutzung des Dampfes kann bemerkt werden, daß die theoretische Arbeit von 1 kg Dampf von 5 Atmosphären Spannung bei einer Expansion im Verhältniß $\frac{p}{p^1} = \frac{5}{1{,}1} = 4{,}545\,..$ sich zu $10\,000\frac{1}{2{,}75}5\,(1 + ln\,4{,}545\,..)$ $= 45700$ mkg berechnet.

**Berechnung der Schnellhämmer**[1]). Wenn auch die Berechnung der Schnellhämmer nach denselben Regeln vorzunehmen ist, wie sie vorstehend für die anderen Dampfhämmer angegeben wurden, so veranlaßt doch der Umstand, daß diese Hämmer wegen des schnellen Ganges mit einer selbstthätigen Steuerung versehen sind, gewisse Eigenthümlichkeiten der Dampfvertheilung, die hier noch besonders zu besprechen sind. Da die §. 221.

[1]) Nach Ritter J. v. Hauer, Die Hüttenwesensmaschinen, 2. Aufl., 1875, Leipzig.

Steuerung durch den Fallklotz in Bewegung geſetzt wird, ſo iſt bei einer beſtimmten Stellung des letzteren und daher des Dampfkolbens auch das Vertheilungsmittel (Schieber, Ventil) im allgemeinen in einer beſtimmten Stellung befindlich, und zwar iſt dieſe Stellung bei einer beſtimmten Kolbenlage dieſelbe, gleichviel, ob der Kolben dieſe Lage in auf- oder niedergehender Bewegung erreicht, wenn die Steuerungseinrichtung eine zwangläufige und ein todter Gang oder ein freies Spiel zwiſchen den einzelnen Gliedern des Steuerungsgetriebes vermieden iſt. Nur wenn ein beſtimmter todter oder leerer Gang innerhalb der ſteuernden Theile vorgeſehen iſt, ſo daß der Fallklotz eine gewiſſe Bewegung auf- oder abwärts machen kann, ohne dadurch auf den Schieber zu wirken, iſt die Lage des letzteren bei einer gewiſſen Kolbenſtellung um einen von der Größe jenes todten Ganges abhängigen Betrag verſchieden, je nachdem ſich der Kolben im Auf- oder im Abſteigen befindet. Man hat hiervon bei manchen Schnellhämmern Gebrauch gemacht, indem man innerhalb des Steuerungsgetriebes abſichtlich einen todten Gang zuläßt, in Folge deſſen der Schieber vor Beginn ſowohl der auf- wie der abſteigenden Bewegung des Kolbens erſt eine gewiſſe Zeit in Ruhe bleibt, ehe er von dem Hammerbär bewegt wird, während bei einer vollkommen zwangläufigen Bewegung ohne Leergang ſolche Stillſtandspauſen nicht auftreten, der Schieber vielmehr ſtetig aus der einen Bewegung in die entgegengeſetzte übergeht. Ein deutliches Bild hiervon erhält man aus der Fig. 910, welche das Weſen der an den Schnellhämmern von Keller und Banning angewandten Steuerung verſinnlicht. Der Vertheilungsſchieber $S$ wird hierbei durch die Schwingung des um den feſten Punkt $B$ drehbaren Hebels $ABC$ abwechſelnd nach unten oder oben verſchoben, ſobald der Hammerblock entweder ſteigt oder fällt, wobei die um den Bolzen $K$ drehbare Schleife $G$ des Hebelarmes $AB$ von $K$ nach $K_1$ und wieder nach $K$ gelangt. Wäre hierbei das Ende $C$ des Hebels durch ein genau paſſendes Auge mit der Stange $T$ des Schiebers verbunden, ſo hätte man eine zwangläufige Steuerung ohne Leergang und ohne Ruhepauſen des Schiebers in den Bewegungswechſeln. Bei der gedachten Steuerung iſt aber dem in $C$ angebrachten Bolzen ein gewiſſes freies Spiel innerhalb des

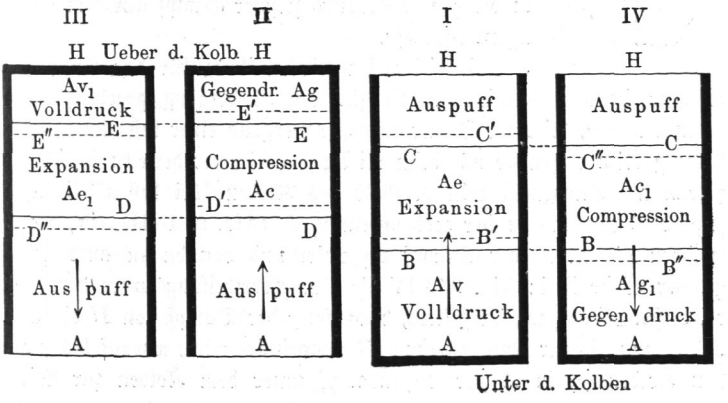
Fig. 910.



Rahmens $R$ gelaſſen, in Folge wovon der Hebel ſich ſowohl in der Lage $ABC$ wie $A_1BC_1$ erſt um einen gewiſſen Winkel $\alpha$ drehen muß, ehe er nach Verlaſſen der einen Rahmenkante die andere erreicht und den Schieber entſprechend verſchiebt.

Man hat derartige Steuerungen mit todtem Gange bei Schnellhämmern hauptſächlich zur Erzielung einer beſſeren Dampfwirkung ausgeführt, um die Dampfvertheilung auf der einen Kolbenſeite von derjenigen auf der anderen in gewiſſem Grade unabhängig zu machen, und man erreicht dadurch unter gleichen Verhältniſſen ſtärkere Schläge als mit Steuerungen ohne Leergang. Dagegen ſind alle Steuerungen mit todtem Gange einem raſcheren Verſchleiße in den Steuerungstheilen unterworfen, da der Schieber bei jedem Wechſel der Bewegung durch einen Stoß angetrieben wird, alſo z. B. bei 300 Schlägen in der Minute 600 Stöße in derſelben Zeit

Fig. 911.




empfängt, ein Nachtheil, welcher vielfach dazu geführt hat, auf die Vortheile der Dampfvertheilung durch den Leergang zu verzichten.

Es möge zur Beurtheilung der Dampfwirkung zunächſt eine zwangläufige Steuerung ohne Leergang vorausgeſetzt werden, wie ſie beiſpielsweiſe der Hammer von Brinkmann in Fig. 905 zeigt, eine Steuerung, welche mit der in Fig. 910 dargeſtellten von Keller und Banning im weſentlichen übereinſtimmt.

Es werde angenommen, der Dampfkolben beginne ſeine aufſteigende Bewegung in $A$, Fig. 911 I, indem der Vertheilungsſchieber die Stellung Fig. 912 (a. f. S.) haben möge. Durch den aufſteigenden Fallblock wird der Schieber niedergezogen, bis in der Kolbenſtellung $B$ (Fig. 911 I) die Schieberkante $a$ über die Canalkante $e$ (Fig. 912) getreten iſt, in welchem Augenblicke der Dampfeintritt unter dem Kolben beendigt iſt, ſo daß nun-

mehr der Dampf expandirt. Die Expanſion erſtreckt ſich bis zu derjenigen Kolbenſtellung $C$, in welcher die innere Schieberkante $c$ über $f$ getreten iſt, und bei dem weiteren Aufſteigen des Kolbens bis zum höchſten Punkte $H$ kann der Dampf durch die Schieberhöhlung in das Ausblaſerohr gelangen.

Fig. 912.

Die Vorgänge während dieſes Aufganges oberhalb des Kolbens ſind in Fig. 911 II beſonders dargeſtellt. In der tiefſten Kolbenſtellung kann der oberhalb befindliche Dampf durch die Schieberhöhlung ſo lange ausblaſen, bis die Schieberkante $d$ über $h$ (Fig. 912) getreten iſt, was in der Kolbenſtellung $D$ der Fall ſein mag, und bei weiterem Steigen des Kolbens wird der Dampf oberhalb comprimirt, bis in der Kolbenſtellung $E$ die äußere Schieberkante $b$ bis nach $g$ heruntergegangen iſt. Nunmehr tritt dem Kolben auf ſeinem Wege bis in die höchſte Stellung friſcher Dampf aus dem Schieberkaſten entgegen.

Mit dieſer Dampfvertheilung für den Aufgang des Kolbens iſt auch unmittelbar die für den Niedergang gegeben, da, wie bemerkt wurde, bei einer Steuerung ohne Leergang einer beſtimmten Kolbenſtellung beim Aufgange wie beim Niedergange immer derſelbe Schieberſtand zukommt. Demgemäß tritt oberhalb des Kolbens bei deſſen Niedergange friſcher Dampf bis zu der Kolbenſtellung $E$ (Fig. 911 III) ein, während zwiſchen $E$ und $D$ der Dampf expandirt und von da an ausbläſt. In gleicher Weiſe iſt in Fig. 911 IV die Dampfvertheilung unter dem Kolben bei deſſen Niedergang dargeſtellt, demzufolge der Dampf von $H$ bis $C$ ausbläſt, dann bis zur Kolbenſtellung $B$ comprimirt wird, worauf bis zur tiefſten Kolbenlage in $A$ der Gegendampf unter dem Kolben zur Wirkung kommt.

Dieſe Dampfvertheilung zeigt, daß während eines vollen Spieles, d. h. während eines Doppelhubes, die Wirkungen des Volldampfes von den ihnen gleichen Wirkungen des Gegendampfes aufgehoben werden, und daß während eines ſolchen Spieles die ganze im Schlage zur Wirkung kommende Energie außer von dem Reibungswiderſtande $R$ lediglich von den Arbeiten der Expanſion und der Compreſſion abhängt, da auch die Arbeit des Eigengewichtes $G$ und des Atmoſphärendruckes auf den Querſchnitt der Kolbenſtange für dieſen Zeitraum gleich Null iſt, und die Zeit des Ausblaſens beim Aufgange ebenſo groß iſt wie beim Niedergange. Bezeichnet man daher die Arbeiten des Volldampfes, der Expanſion, der Compreſſion und des Gegendampfes beim Aufgange bezw. mit $A_v$, $A_e$, $A_c$ und $A_g$, ſowie beim Niedergange mit $A_{v_1}$, $A_{e_1}$, $A_{c_1}$ und $A_{g_1}$, ſo erhält man aus der Summe aller beſchleunigenden und verzögernden Arbeiten

während eines Doppelhubes die Energie des Schlages oder die Geſchwindigkeit des Hammers beim Aufſchlagen durch:

$$A_v + A_e - A_c - A_g - (G+R)h + A_{v_1} + A_{e_1} - A_{c_1} - A_{g_1} + (G-R)h = G\frac{v^2}{2g},$$

oder, da $A_v = A_{g_1}$ und $A_{v_1} = A_g$ iſt,

$$A_e + A_{e_1} - A_c - A_{c_1} - 2Rh = G\frac{v^2}{2g} \quad \cdots \quad 25)$$

Es ergiebt ſich hieraus, daß der Effect des Schlages bei dieſen Hämmern von der Größe des Gewichtes $G$ gar nicht unmittelbar abhängt, ſondern außer von der Reibung nur von dem Ueberſchuſſe der beiden Expanſionsarbeiten $A_e$ und $A_{e_1}$ über die Arbeit der Compreſſion beſtimmt wird. Man wählt aus dieſem Grunde bei dieſen Hämmern den Durchmeſſer des Dampfkolbens meiſt viel größer (zwei- bis dreimal ſo groß), als zum Erheben des Rammbärs erforderlich wäre, um eine genügende Wirkſamkeit der einzelnen Schläge und eine große Schlagzahl zu erhalten. Es iſt aber hieraus auch zu entnehmen, warum dieſe Hämmer nur eine ſehr unvortheilhafte Ausnutzung des Dampfes ermöglichen, der dabei nur durch die meiſt ſehr mäßige Expanſion zur Wirkung kommt, und mit vergleichsweiſe hoher Preſſung auspufft.

Dieſe Verhältniſſe laſſen auch den ſchon angeführten Vortheil erkennen, der in wirthſchaftlicher Hinſicht dadurch zu erreichen iſt, daß man in der Steuerung einen gewiſſen Leergang zuläßt, wovon man ſich, wie folgt, überzeugt. Nimmt man an, daß in einer Steuerung, wie der in Fig. 910 dargeſtellten, durch den Zwiſchenraum innerhalb des Rahmens $R$ dem Steuerungshebel $ABC$ ein gewiſſer todter Gang um den Winkel $\alpha$ ermöglicht iſt, ſo wird der aufſteigende Kolben nicht ſchon in der tiefſten Lage $K$ des die Schleife $G$ tragenden Bolzens den Schieber herabzuziehen beginnen, ſondern erſt von einer höheren Stellung, etwa in $L$, aus, und demgemäß werden die betreffenden Kolbenſtellungen $B$, $C$, $D$ und $E$ in Fig. 911 I u. II, in denen eine Aenderung in der Dampfvertheilung beim Hochgange des Kolbens eintritt, ſämmtlich eine entſprechend höhere Lage $B'$, $C'$, $D'$ und $E'$ einnehmen, wie in den Figuren durch Punktirung angedeutet iſt.

In gleicher Art wird beim Kolbenniedergange der gedachte Bolzen aus ſeiner höchſten Lage in $K_1$ erſt um eine gewiſſe Größe, etwa bis $L_1$, leer herabgehen, ehe die Einwirkung auf den Schieber ſtattfindet, was mit einer gewiſſen Senkung der in Betracht kommenden Kolbenſtellungen $E$, $D$, $C$ und $B$ in die punktirt gezeichneten $E''$, $D''$, $C''$ und $B''$ verbunden iſt (Fig. 911 III u. IV). Aus den Figuren erkennt man leicht, wie mit dieſer Veränderung eine Vergrößerung der fördernden Arbeiten des Dampfes beim Volldruck und der Expanſion und eine Verkleinerung der hemmenden Com-

preſſions- und Gegendruckwirkungen erreicht wird, in Folge wovon die Wirkung der Schläge vergrößert und auch der Dampf beſſer ausgenutzt wird. Es mag auch bemerkt werden, daß bei der Steuerung der Fig. 910 der dem gedachten Winkel $\alpha$ entſprechende Leergang des Kolbens in deſſen tiefſter Stellung ($KG$) größer ausfällt, als in der höchſten ($K_1 G_1$). Wie man aus der Figur leicht erkennt, hat dieſe Steuerung wegen der Veränderlichkeit des Armes $BG$ die für die hier beabſichtigte Wirkungsweiſe günſtige Eigenſchaft, daß gleichen Kolbenwegen in den tieferen Lagen kleinere Schieberverſetzungen zukommen, als in höheren Kolbenſtellungen.

Beiſpiel. Zur Erläuterung des Vorhergehenden möge hier ein Schnellhammer unterſucht werden, wie er in dem angezeigten Werke[1]) berechnet worden iſt, und für welchen man hat $G = 170$ kg, $p = 4$ Atm., $F = 0{,}0254$ qm, entſprechend einem Kolbendurchmeſſer von 0,18 m. Die Kolbenſtange vom Durchmeſſer $\frac{1}{2} . 0{,}18 = 0{,}09$ m hat einen Querſchnitt von 0,0064 qm, ſo daß $F - f = \frac{3}{4} F = 0{,}0190$ qm iſt. Für den ausblaſenden Dampf ſei wieder eine Spannung von $p_1 = 1{,}1$ Atm. vorausgeſetzt, und der Reibungswiderſtand ſoll mit Rückſicht auf den kleinen Durchmeſſer und die dicke Kolbenſtange zu $R = 0{,}12 . 170 = 20$ kg angenommen werden. Für dieſen Hammer ergab die Unterſuchung der Steuerung für eine Hubhöhe des Hammers von 0,40 m beim Aufgange folgende Wege des Kolbens für die verſchiedenen in Betracht kommenden Stellungen (Fig. 911 I u. II):

bis zum Dampfabſchluß in $B$ . . . . . $l_e = 0{,}21$ m,
„ „ Dampfaustritt in $C$ . . . . . $l_a = 0{,}27$ m,
„ „ Eintritt der Compreſſion in $D$ . . $l_c = 0{,}21$ m,
„ „ Eintritt des Gegendampfes in $E$ . $l_g = 0{,}30$ m.

Mit dieſen Werthen erhält man nun nach Gleichung 25) die Geſchwindigkeit $v$ des Hammers beim Aufſchlagen, und zwar hat man darin unter Berückſichtigung der gleichen Schieberſtellungen für den Niedergang folgende Werthe einzuführen:

$$A_e = 10000 . 0{,}019 . 0{,}21 . 4\, ln \frac{27}{21} = 159{,}6 . 0{,}2513 = 40{,}1 \text{ mkg},$$

$$A_{e_1} = 10000 . 0{,}0254\,(0{,}40 - 0{,}30)\, 4\, ln \cdot \frac{40 - 21}{40 - 30} = 101{,}6 . 0{,}6418 = 65{,}2 \text{ mkg},$$

$$A_c = 10000 . 0{,}0254\,(0{,}40 - 0{,}21)\, 1{,}1\, ln \frac{40 - 21}{40 - 30} = 53{,}1 . 0{,}6418 = 34{,}1 \text{ mkg},$$

$$A_{c_1} = 10000 . 0{,}0190\,(0{,}27)\, 1{,}1\, ln \frac{27}{21} = 56{,}43 . 0{,}2513 = 14{,}2 \text{ mkg}.$$

Man erhält daher aus

$$40{,}1 + 65{,}2 - 34{,}1 - 14{,}2 - 2 . 20 . 0{,}40 = 170 \frac{v^2}{2 . 9{,}81},$$

$$v = \sqrt{\frac{41{,}0}{170} 2 . 9{,}81} = \sqrt{4{,}731} = 2{,}175 \text{ m},$$

entſprechend einer Fallhöhe

$$h_0 = 0{,}051 . 4{,}731 = 0{,}241 \text{ m}.$$

[1]) J. v. Hauer, Die Hüttenweſensmaſchinen.

Die Wirkung eines Schlages ist danach nur gleich 41,0 mkg.

Eine genauere Bestimmung der Zeitdauer ist ziemlich umständlich, denn man hat dabei sowohl für den Aufgang wie für den Niedergang je fünf Perioden zu unterscheiden, für welche man einzeln die Beschleunigung, Geschwindigkeit und Zeiten zu bestimmen hat, wie im vorhergehenden Paragraphen gezeigt worden ist. Diese Perioden entsprechen für den Aufgang den Kolbenwegen $AB$, $BD$, $DC$, $CE$ und $EH$, Fig. 911 I u. II, und für den Niedergang den Wegen $HE$, $EC$, $CD$, $DB$ und $BA$, Fig. 911 III und IV. Für die praktische Rechnung genügt eine annähernde Bestimmung, welche nach v. Hauer hier in der Weise durchgeführt werden möge, daß man die Bewegung vom Beginn der Expansion bis zum Beginn der Gegendruckwirkung, also zwischen $B$ und $E$, als eine gleichförmig veränderliche, also mit constanter Acceleration vor sich gehende ansieht; diese Annahme liefert für die gesammte Zeit einen Werth, der nur sehr wenig größer als der wirkliche sein wird. Unter dieser Voraussetzung hat man für den Aufgang wie für den Niedergang je drei Perioden zu unterscheiden, entsprechend den Wegen $AB$, $BE$ und $EH$ beim Aufgange, und $HE$, $EB$ und $BA$ beim Niedergange des Kolbens. Hierfür ermitteln sich die bestimmenden Größen ähnlich wie bisher in folgender Art.

Für die Aufwärtsbewegung um $AB = l_e$ unter Volldruck unterhalb und Auspuff oberhalb hat man die Beschleunigung:

$$c_1 = \frac{(F-f)p + fp_0 - Fp^1 - (G+R)}{G} g$$

$$= \frac{190 \,.\, 4 + 64 - 254 \,.\, 1{,}1 - 190}{170} 9{,}81 = 20{,}42 \text{ m},$$

ebenso findet sich für die dritte Periode von $E$ bis $H$ unter Auspuff unterhalb und Gegendruck oberhalb die Verzögerung:

$$c_3 = \frac{G + R + Fp - (F-f)p^1 - fp_0}{G} g$$

$$= \frac{190 + 254 \,.\, 4 - 190 \,.\, 1{,}1 - 64}{170} 9{,}81 = 53{,}84 \text{ m}.$$

Desgleichen ist die Beschleunigung der vierten Periode des Kolbenniederganges von $H$ bis $E$ unter Volldruck oberhalb und Auspuff unten:

$$c_4 = \frac{G - R + Fp - (F-f)p^1 - fp_0}{G} g$$

$$= \frac{150 + 254 \,.\, 4 - 190 \,.\, 1{,}1 - 64}{170} 9{,}81 = 51{,}43 \text{ m},$$

während ebenso die Verzögerung der sechsten Periode des Kolbenlaufes von $B$ bis $A$ unter Auspuffen oben und Gegendruck unten sich zu

$$c_6 = \frac{(F-f)p + fp_0 - Fp^1 - (G-R)}{G} g$$

$$= \frac{190 \,.\, 4 + 64 - 254 \,.\, 1{,}1 - 150}{170} 9{,}81 = 22{,}72 \text{ m}$$

ergiebt.

Hiermit folgt die Geschwindigkeit zu Ende des Kolbenaufganges um 0,21 m zu

$$v_1 = \sqrt{2 \,.\, 20{,}42 \,.\, 0{,}21} = 2{,}93 \text{ m}$$

und die Zeitdauer $t_1 = \sqrt{\frac{2 \,.\, 0{,}21}{20{,}42}} = 0{,}144$ Secunden.

Die Geſchwindigkeit $v_2$ am Ende der zweiten Periode ergiebt ſich daraus, daß dieſe Geſchwindigkeit durch die Verzögerung $c_3 = 53{,}84\,\mathrm{m}$ auf dem Wege $0{,}10\,\mathrm{m}$ bis auf Null verringert wird durch

$$v_2 = \sqrt{2 \,.\, 53{,}84 \,.\, 0{,}10} = 3{,}28\,\mathrm{m},$$

ſo daß die Zeit $t_2$ für die zweite Periode auf dem Wege $0{,}30 - 0{,}21 = 0{,}09\,\mathrm{m}$ zu

$$t_2 = 2\,\frac{0{,}09}{2{,}93 + 3{,}28} = 0{,}029 \text{ Secunden}$$

folgt, während der Weg von 0,1 m beim Aufgange unter Gegendampf in der Zeit

$$t_3 = \sqrt{2\,\frac{0{,}1}{53{,}84}} = 0{,}061 \text{ Secunden}$$

zurückgelegt wird. Ebenſo ergiebt ſich für die vierte Periode während des Kolbenniederganges um 0,1 m die Endgeſchwindigkeit

$$v_4 = \sqrt{2 \,.\, 51{,}43 \,.\, 0{,}1} = 3{,}207\,\mathrm{m},$$

und die Zeit

$$t_4 = \sqrt{2\,\frac{0{,}1}{51{,}43}} = 0{,}062 \text{ Secunden}.$$

Da die Endgeſchwindigkeit beim Aufſchlagen zu $v = 2{,}175\,\mathrm{m}$ gefunden wurde, ſo ergiebt ſich die Geſchwindigkeit zu Anfang der ſechſten Periode, d. h. vor dem Niedergange um 0,21 m, unter Einfluß des Gegendampfes unterhalb durch

$$v_5 = \sqrt{v^2 + 2 \,.\, 22{,}72 \,.\, 0{,}21} = \sqrt{4{,}731 + 9{,}542} = 3{,}778\,\mathrm{m},$$

woraus die Zeit für die fünfte Periode zu

$$t_5 = 2\,\frac{0{,}09}{3{,}207 + 3{,}778} = 0{,}026 \text{ Secunden}$$

folgt, während ſich für die letzte Periode

$$t_6 = 2\,\frac{0{,}21}{2{,}175 + 3{,}778} = 0{,}070 \text{ Secunden}$$

ergiebt.

Hiernach folgt die Zeit eines ganzen Hubes zu

$$T = 0{,}144 + 0{,}029 + 0{,}061 + 0{,}062 + 0{,}026 + 0{,}070 = 0{,}392 \text{ Secunden},$$

entſprechend einer Anzahl von $\frac{60}{0{,}392} = 153$ Schlägen in der Minute.

Die erforderliche Dampfmenge beſtimmt ſich mit Rückſicht auf die bei der Compreſſion zurückbleibende und, abgeſehen von den ſchädlichen Räumen, bei dem Aufgange zu

$$Q_1 = 0{,}0190\left(0{,}21 - \frac{1{,}1}{4}\,0{,}27\right)2{,}23 = 0{,}00576\,\mathrm{kg}$$

und bei dem Niedergange zu

$$Q_2 = 0{,}0254\left(0{,}10 - \frac{1{,}1}{4}\,0{,}19\right)2{,}23 = 0{,}00271\,\mathrm{kg},$$

alſo zuſammen $Q = Q_1 + Q_2 = 0{,}00847\,\mathrm{kg}$.

Hiermit und mit $E = 41{,}0\,\mathrm{mkg}$ ergiebt ſich der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{41{,}0}{0{,}00847} = 4840,$$

ein ſehr kleiner Werth (vergl. den vorherigen Paragraphen), welcher die unvortheilhafte Ausnutzung des Dampfes in den Schnellhämmern deutlich erkennen und die Klagen über deren großen Dampfverbrauch berechtigt erſcheinen läßt.

**Dampfhämmer im Allgemeinen.** Da die Wirkung eines Schlages §. 222.
von dem Producte aus dem Fallgewichte $G$ und der Fallhöhe $H$ abhängig ist, so sind diese beiden Größen entsprechend der von dem Dampfhammer geforderten Leistung zu wählen. Das Gewicht des Fallklotzes schwankt, wie erwähnt, zwischen sehr weiten Grenzen, indem die leichtesten Schnellhämmer zuweilen nur 100 kg Fallgewicht haben, während das letztere bei den großen, zum Ausschmieden von Stahlblöcken dienenden Hämmern bis zu 1000 Centnern (50000 kg) und darüber sich erhebt. Auch die Fallhöhe ist sehr verschieden, dieselbe beträgt bei kleinen Schnellhämmern in der Regel nicht mehr als 0,3 bis 0,4 m, während die größten Hämmer mit Fallhöhen von 3 m und darüber arbeiten. Im Allgemeinen pflegt die Hubhöhe um so größer gewählt zu werden, je größer das Fallgewicht ist; nach v. Hauer kann man das Verhältniß zwischen der größten Fallhöhe $H$ und dem Fallhöhegewichte $G$ in Kilogrammen durch die empirische Formel $H = 0{,}026\sqrt{G\,\mathrm{m}}$ ausdrücken, welche zum ungefähren Anhalt bei der Ausführung eines Dampfhammers dienen kann. Bei der Bestimmung der Fallhöhe ist übrigens darauf zu achten, daß dieselbe bei einem bestimmten Hammer um so geringer ausfällt, je dicker das auf dem Amboſſe liegende Schmiedestück ist, falls nicht eine entsprechende Einrichtung getroffen ist, welche ermöglicht, immer mit demselben Hube zu arbeiten, wie z. B. bei dem großen Hammer zu Woolwich, bei dem die Kolbenstange je nach Erfordern sich mehr oder weniger tief in den Fallblock einsenken läßt. Die Spannung des Dampfes in dem Cylinder bleibt natürlich um so weiter unter der Spannung im Dampfkessel zurück, je schneller die Hämmer arbeiten und je länger die Dampfleitung ist. Man wird sie für gewöhnliche Verhältnisse zu etwa $^3/_4$ und bei Schnellhämmern zu $^2/_3$ der Kesselspannung annehmen können. Wegen der verschiedenen Dicke der Schmiedestücke, die sich während der Bearbeitung stetig verringert, ist der schädliche Raum unter dem Kolben im Allgemeinen ein großer, und da mit Rücksicht auf genügende Sicherheit gegen das Durchschlagen des oberen Deckels auch der Raum oberhalb des Kolbens meist ziemlich groß genommen werden muß, so wird der Dampfverbrauch dadurch meistens bedeutend vergrößert, so daß die Ausnutzung des Dampfes in den Dampfhämmern in der Regel noch viel ungünstiger ausfällt, als die Rechnung in dem vorhergehenden Paragraphen ergiebt.

Die Mittel, deren man sich zur Sicherung gegen ein Durchschlagen des oberen Cylinderdeckels bedient, wurden schon mehrfach erwähnt; bei einfachwirkenden Hämmern bedient man sich der Prallung durch Luft oder Dampf, womit gleichzeitig eine Beschleunigung des niederfallenden Hammers wie durch den Reitel der Hebelhämmer erreicht wird; bei doppeltwirkenden Hämmern kann nur durch rechtzeitiges Eintreten des Oberdampfes einem Durchschlagen vorgebeugt werden. Auch hat man, wie bei dem Hammer

Fig. 903, unter dem Cylinder hölzerne Prallſtücke oder Pufferfedern angebracht, gegen welche der Fallblock bei übermäßigem Hube anſtößt; bei dem Hammer von Türck dient zu gleichem Zwecke ein im oberen Cylinderraume befindlicher Gummipuffer. Zuweilen wird auch der obere Cylinderdeckel aus Blech hergeſtellt, um bei einem allfälligen Bruche die ſchädliche Wirkung zu verringern.

Während man dem Dampfcylinder mit Rückſicht auf die Erſchütterungen und Stöße eine größere Wandſtärke zu geben hat, als für gewöhnliche Dampfmaſchinen üblich, muß gleichfalls wegen dieſer Stoßwirkungen der Dampfkolben thunlichſt leicht ausgeführt werden; denn die in dieſem Kolben vom Gewichte $G$ kg im Augenblicke des Aufſchlagens mit der Geſchwindigkeit $v$ enthaltene mechaniſche Arbeit $A = G\frac{v^2}{2g}$ mkg beanſprucht die Kolbenſtange auf Zerknicken; eine Wirkung, die insbeſondere einer dünnen Kolbenſtange gefährlich werden kann. Es tritt hierzu der Umſtand, daß der Kolben, welcher wegen der elaſtiſchen Liederungsringe einen etwas kleineren Durchmeſſer erhält, als der Cylinder, in dem Augenblicke des Schlages eine gewiſſe ſeitliche Bewegung annehmen kann, wodurch die Kolbenſtange auch auf Biegung in Anſpruch genommen wird. Für die Herſtellung der Kolben iſt daher Schmiedeeiſen oder Stahl beſſer geeignet als Gußeiſen; auch ſind die Liederungsringe als ſelbſtſpannende, ohne Verwendung beſonderer Federn auszuführen, welche letzteren bei den fortdauernden Stößen leicht zerbrechen.

Ganz beſondere Schwierigkeiten bereitet die Verbindung der Kolbenſtange mit dem Kolben, da die bei den gewöhnlichen Dampfmaſchinen üblichen Mittel der Verbindung durch Keile oder Schrauben in der Regel wegen der wiederholten Stoßwirkungen bald verſagen. Bei der Anwendung einer dicken Kolbenſtange, wie ſie bei Daelen'ſchen und Schnellhämmern verwendet wird, ſtellt man daher meiſtens Kolben und Kolbenſtange aus einem einzigen Stücke her, eine Einrichtung, die bei dünnen Kolbenſtangen wohl auch verſucht iſt, aber dabei dem Vorwurfe unterliegt, daß bei einem Bruche des einen Theils das Ganze erneuert werden muß.

Der Fallblock wird bei den größeren Hämmern aus Gußeiſen, bei kleineren Hämmern aus Schmiedeeiſen oder Stahl gebildet; iſt in dem letzteren Falle der Hammer mit einer dicken Kolbenſtange verſehen, ſo macht man wohl den Fallblock und die Kolbenſtange aus einem Stücke. Bei manchen Hämmern, wie z. B. denen von Morriſon, Fig. 898, wird die Kolbenſtange ſowohl mit dem Kolben wie mit dem Fallblocke aus dem Ganzen geſchmiedet, welche Anordnung jedoch einen zweitheiligen Cylinderdeckel erfordert, um den Kolben einſetzen zu können. Die Verbindung der Kolbenſtange mit dem Fallblocke kann bei einer dicken Stange ſtarr ſein, wogegen bei einer dünnen Stange dieſe Verbindung elaſtiſch und mit einer

gewiſſen Nachgiebigkeit begabt ſein muß, weil in Folge des unvermeidlichen Spielraumes in den Führungen des Fallblockes der letztere bei einem nicht vollkommen centriſchen Schlage einer beſtimmten Verdrehung ausgeſetzt iſt, welcher eine dünne Kolbenſtange bei ſtarrer Angliederung an den Fallblock nicht würde widerſtehen können. Man pflegt daher an der beſagten Verbindung meiſtens elaſtiſche Zwiſchenglieder, etwa hölzerne Unterlagsſcheiben, einzuſchalten und vielfach auch der Kolbenſtange ein kugelig geformtes Ende zu geben, um eine gewiſſe Drehbarkeit zu erreichen. Aus denſelben Gründen muß man die hohle Kolbenſtange der Condié'ſchen Hämmer in dem Geſtell etwas nachgiebig aufhängen.

Bei den Führungen des Fallblockes iſt darauf zu achten, daß der Block auch in der tiefſten Lage noch genügend weit zwiſchen den Führungen eingeſchloſſen iſt und daß man ihn andererſeits auch bequem aus dem Hammer herausnehmen kann, welche letztere Bedingung am beſten dadurch erfüllt wird, daß man beſondere Führungsſchienen an das Gerüſt ſchraubt, nach deren Löſung der Bär fortgenommen werden kann. Die Führungen ſind ſo anzuordnen, daß ſie nicht nur Kräften in ihrer gemeinſamen Mittelebene, ſondern auch in der dazu ſenkrechten Richtung widerſtehen können, und daß ein durch den Betrieb entſtandener Spielraum durch Nachſtellen wieder zu beſeitigen iſt. Bei kleinen Hämmern mit dicker Kolbenſtange läßt man die Führungen unter Umſtänden ganz fort, indem man ſich damit begnügt, die Stange beiderſeits in ihren Stopfbüchſen zu führen; in dieſem Falle hat man durch eine Abflachung oder mittels Nuth und Feder die Verdrehung der Kolbenſtange unmöglich zu machen, auch hat man zu dem Ende wohl die obere Kolbenſtange excentriſch mit dem Kolben verbunden, wodurch zwar jede Drehung ſehr wirkſam verhindert, die Ausführung aber erſchwert wird.

Die Gerüſtſtänder der Dampfhämmer ſind, wie überhaupt die Geſtelle aller Maſchinen, welche beträchtliche Stoßwirkungen aufzunehmen haben, nicht nur mit Rückſicht auf die genügende Feſtigkeit zu bemeſſen, ſondern ſie müſſen auch eine hinreichende Maſſe in ſich enthalten, um den Erſchütterungen wirkſam zu widerſtehen. Man kann annehmen, daß jeder der beiden gußeiſernen Gerüſtſtänder eines gewöhnlichen Hammers etwa ein Gewicht gleich dem Fallgewichte hat. Anſtatt der Ständer mit gerippten Querſchnitten hat man zweckmäßig die auch bei anderen Werkzeugmaſchinen und bei Dampfmaſchinen in neuerer Zeit beliebt gewordenen Hohlgußgeſtelle angewandt. Vielfach führt man die Gerüſte, wenn es auf beſondere Bruchſicherheit ankommt, auch ganz aus Blech (Stahl oder Schmiedeeiſen) aus, wofür der große Neuberger Hammer, Fig. 890 u. f., ein Beiſpiel iſt. Kleinere Hämmer, insbeſondere die meiſten Schnellhämmer, erhalten dagegen in der Regel ein nur einſtändriges Geſtell; in dieſem Falle hat man dem

großen, nicht nur durch das Eigengewicht, ſondern auch durch den Dampfdruck hervorgerufenen Umſturzmomente durch eine genügend dicke und weit über den Amboß vorſpringende Grundplatte entgegenzuwirken. Die möglichſt unverrückbare Befeſtigung der Gerüſte auf ſicheren Fundamenten iſt überhaupt für alle Dampfhämmer von hervorragender Bedeutung. Es iſt dafür eine möglichſt geringe Höhe, insbeſondere eine tiefe Lage des Schwerpunktes, ſowie eine thunlichſte Verbreiterung der Grundplatte anzuſtreben; Bedingungen, welche wegen der nothwendigen freien Höhe und der leichten Zugänglichkeit zu dem Amboß meiſt nur ſchwierig zu erfüllen ſind. Aus dieſem Grunde ſind die zweicylindrigen Dampfhämmer von Boiſin und von Thwaite & Carbutt ausgeführt worden, bei denen der Fallblock in der Mitte eines Querbalkens angebracht iſt, deſſen beide Enden durch zwei beſondere Dampfkolben bewegt werden. Wenn auch vermöge dieſer Anordnung die Höhe bedeutend verringert wird, haben ſich dieſe Zweicylinderhämmer doch wenig eingebürgert, da ſie nicht einfach genug ſind und aus der nicht immer ganz übereinſtimmenden Wirkung des Dampfes auf beiden Seiten wiederum andere Unzuträglichkeiten entſtehen.

Das Hammergerüſt ſtellt man neuerdings faſt allgemein auf ein beſonderes, von dem des Amboſſes ganz getrenntes Fundament, während man bei den älteren Hämmern für beide eine gemeinſame Grundplatte anwandte. Denn wenn auch dieſe letztgedachte Anordnung inſofern für die Wirkſamkeit der Schläge von Vortheil iſt, als dabei das Gewicht des Amboſſes um dasjenige des Gerüſtes vergrößert wird, ſo iſt doch damit der große Uebelſtand verbunden, daß die von den Schlägen erzeugten Erſchütterungen auch dem Geſtelle unmittelbar mitgetheilt werden. Dies zu vermeiden, ſtellt man daher das Gerüſt auf ein beſonderes, aus Mauerwerk hergeſtelltes Fundament, in deſſen mittlerem Theile die Unterſtützung des Amboſſes ſtattfindet. Der eigentliche Amboß (Sattel) wird in einer gußeiſernen Unterlage, der Chabotte, verkeilt, die auf eine Holzunterlage geſtellt wird. Ueber den Einfluß, den das Gewicht des Amboſſes einſchließlich der Chabotte auf die Wirkung der Schläge ausübt, wurde ſchon in §. 209 das Nähere angegeben, wobei ſich ergab, daß dieſe Wirkung um ſo günſtiger ausfallen muß, je größer das Ambußgewicht gewählt wird. Nach den Angaben von v. Hauer macht man dieſes Gewicht bei Hämmern ohne Oberdampf etwa gleich $4\,GH$ bis $5\,GH$, wenn $G$ in Kilogrammen und die Hubhöhe $H$ in Metern ausgedrückt iſt, und die Hämmer zum Schmieden von Eiſen verwendet werden, während man für das Schmieden von Stahl das Ambußgewicht um etwa die Hälfte größer nehmen ſoll. Bei Daelen'ſchen Hämmern ſoll man dieſen Werthen noch etwa 30 Proc. hinzufügen. Bei großen Hämmern geht man zuweilen unter dieſe Werthe herab, z. B. bei dem Oberdampfhammer in Perm auf $4{,}2\,GH$, und bei dem großen

Hammer in Neuberg auf 4 $GH$, während bei dem Hammer in Woolwich mit Oberdampfwirkung das Chabottengewicht 8 $GH$ und bei Krupp'ſchen Hämmern 8 $GH$ bis 10 $GH$ beträgt.

Zur Unterſtützung der Chabotte wendet man wohl mehrere horizontale Holzlagen über einander an, wobei indeß die Wirkung der Schläge wegen der erheblichen Durchfederung der Holzbalken ſehr geſchwächt und auch die Chabotte leichter verſchoben wird. Daher iſt es mehr gebräuchlich, die Chabotte auf einen Chabottenſtock zu ſtellen, der aus mehreren genau zuſammengearbeiteten, ſtehenden Holzſtämmen beſteht, die durch eiſerne Ringe oder Bänder feſt zuſammengehalten werden, wie dies in Fig. 895 dargeſtellt wurde. Ausnahmsweiſe hat man die Chabotte [1]) auch auf abwechſelnde Lagen von Holz und Eiſen geſtellt, und auch verſucht, unter Vermeidung von Holz einen aus Blech [2]) zuſammengenieteten und mit Beton ausgefüllten Kaſten zur Unterſtützung anzuwenden; größere Verbreitung ſcheint dieſe Ausführungsart indeſſen nicht erlangt zu haben.

In Betreff der conſtructiven Einzelheiten muß auf die beſonderen Veröffentlichungen über Dampfhämmer verwieſen werden.

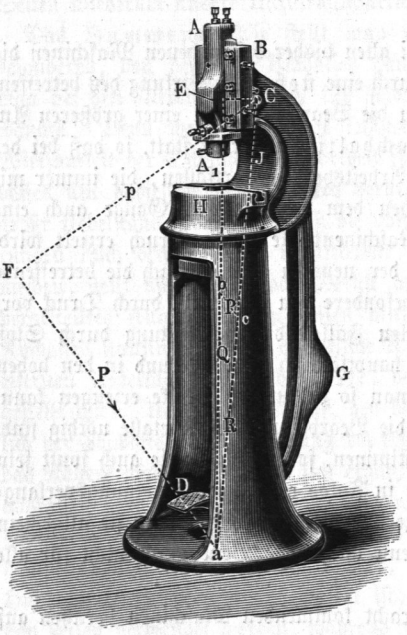
**Hebelpreſſen.** §. 223. Während bei allen bisher beſprochenen Maſchinen die Verſchiebung der Maſſentheilchen durch eine ſtoßende Wirkung des betreffenden Werkzeuges erreicht wird, findet die Bearbeitung bei einer größeren Anzahl von Maſchinen durch einen nachhaltigen Druck ſtatt, ſo daß bei der Verwendung dieſer Maſchinen die Arbeitsverluſte fortfallen, die immer mit Stößen verbunden ſind, und neben dem geräuſchloſen Gange auch eine größere Sicherheit der einzelnen Maſchinentheile gegen Bruch erzielt wird. Aus dieſen Gründen hat man in der neueren Zeit vielfach die betreffende Bearbeitung bildſamer Stoffe, insbeſondere von Metallen, durch Druck vorgenommen, und wenn doch in vielen Fällen die Bearbeitung durch Stoß beibehalten worden iſt, ſo hat dies hauptſächlich ſeinen Grund in den hohen Koſten der Maſchinen, durch die man ſo bedeutende Drucke erzeugen kann, wie ſie in den meiſten Fällen für die Bearbeitung der Metalle nöthig ſind. Alle hierher gehörigen Maſchinen ſtimmen, ſo verſchieden ſie auch ſonſt ſein mögen, doch darin überein, daß ſie in Folge erheblicher Bewegungsverlangſamung große Druckkräfte zur Aeußerung bringen, ſo daß man ſie allgemein als Preſſen bezeichnen kann, wenn auch dieſe Benennung nicht für alle dieſe Maſchinen gebräuchlich iſt.

Die einfachſten der hier in Betracht kommenden Maſchinen beruhen auf der Anwendung des Hebels, der naturgemäß ſo anzuordnen iſt, daß die

[1]) Polyt. Centralblatt 1873, S. 624.
[2]) Zeitſchr. d. Vereins deutſch. Ing. 1867, S. 355.

bewegende Kraft an einem längeren Hebelarme angreift, ſo daß ſich an dem kürzeren Arme ein Widerſtand überwinden läßt, der, abgeſehen von den ſchädlichen Bewegungshinderniſſen, in dem Verhältniſſe der Hebelarme größer iſt, als die zur Bewegung angewandte Triebkraft. Das einfachſte Beiſpiel einer ſolchen Wirkung zeigt jede gewöhnliche Plombirzange, wie ſie in bekannter Art verwendet wird, um behufs eines Verſchluſſes eine Schnur zwiſchen zwei zuſammengepreßte Bleiſcheibchen einzuſchließen, auf deren Oberfläche ſich gleichzeitig durch den ausgeübten Druck ein Wappen oder Schriftzeichen in erhabenen Zügen ausprägt, welches in dem angewandten Stempel vertieft ausgearbeitet enthalten iſt. Bei der Weichheit des Bleies und der geringen Größe dieſer Scheibchen genügt für den beabſichtigten Zweck der mäßige, mit dieſem Werkzeuge erhältliche Druck. In ähnlicher Art wirken die zangenartigen Werkzeuge, deren man ſich z. B. zur Befeſtigung der bekannten kleinen, meſſingenen Hülſen bedient, mit welchen die Schnürlöcher in Schuhen, Kleidern u. ſ. w. ausgefüttert werden.

Fig. 913.




Für die Maſſenerzeugung von kleinen Gegenſtänden aus Blech und Draht, wie Knöpfe, Nadeln, Stahlſchreibfedern u. dergl. mehr, wendet man zum Prägen und Biegen vielfach kleine Hebelpreſſen an, bei welchen der Oberſtempel in einer ſenkrechten Führung beweglich iſt, in welcher er durch den kurzen Arm eines wagerechten Hebels niedergepreßt wird, wenn der Arbeiter den am längeren Arme angebrachten Handgriff abwärts drückt. Um hierbei beide Hände zur gehörigen Vorlegung des Arbeitsſtückes frei zu laſſen, wird auch vielfach die Bewegung des Hebels durch einen Fußtritt veranlaßt, wie dies bei der Fußpendelpreſſe, Fig. 913, aus der Fabrik von Erdmann Kircheis in Aue erſichtlich iſt. Hier iſt der an ſeinem unteren Ende $A_1$ zur Aufnahme des betreffenden Oberſtempels eingerichtete Schieber $AA_1$ in der langen ſenkrechten Führung $B$ ſicher geleitet, und empfängt durch den um den Bolzen $C$ pendelnden Hebel $ECD$ die niedergehende

Bewegung, wenn der Fußtritt $D$ vom Arbeiter niedergetreten wird. Die als Gegengewicht wirkende Verdickung des Pendels bei $G$ veranlaßt bei nachlaſſendem Drucke ſelbſtthätig den Aufgang des Schiebers. Zur Anbringung des erforderlichen Untergeſenkes oder der Matrize iſt die ebene obere Fläche $H$ des Säulengeſtelles mit einer entſprechenden T-förmigen Nuth verſehen; auch geſtattet die in der Mitte von $H$ angebrachte Oeffnung, wenn nöthig, das Durchfallen der gepreßten Gegenſtände. Stellt $FD$ die Richtung vor, in welcher der Fuß des Arbeiters eine beſtimmte Kraft $P$ ausübt, ſo erhält man den von dem Stempel auf das Arbeitsſtück ausgeübten Druck zu $Q = P\frac{p}{q}$, wenn mit $q$ die Länge $CE$ des kurzen Hebelarmes und mit $p = CF$ der Hebelarm der Kraftrichtung $P$ bezeichnet wird. Durch die Zeichnung erhält man das Verhältniß der Kräfte in bekannter Weiſe vermittelſt des Dreiecks $abc$, in welchem $a$ der Durchſchnitt von $P$ und $Q$ und $bc$ parallel mit $FD$ gezogen iſt. Die Länge $ac$ ſtellt hierin die Größe der auf den Drehzapfen $C$ wirkenden Kraft $R$ vor, welche den Geſtellbügel bei $J$ abzubrechen ſtrebt. Dieſe Maſchine kann, wie die meiſten der im Folgenden zu beſprechenden, auch zum Durchſcheren und Lochen von Blechen gebraucht werden, wenn man die paſſenden Schneideſtempel anwendet.

Man hat derartige Handhebelpreſſen auch vielfach zum Nachpreſſen der gewöhnlichen Ziegel vor dem Brennen derſelben verwendet, um ihnen eine genauere parallelepipediſche Form zu geben, als dies durch das übliche Handſtreichen möglich iſt. Trotz der natürlichen Weichheit der hierbei der Preſſung unterliegenden Maſſe muß der auszuübende Druck doch ein ziemlich erheblicher ſein, da er auf eine verhältnißmäßig große Fläche von etwa 300 qcm wirkt. Aus dieſem Grunde iſt bei der in Fig. 914 (a. f. S.) dargeſtellten Handpreſſe von C. Schlickeyſen in Berlin eine zweifache Hebelüberſetzung zur Anwendung gebracht, indem der lange Handhebel $A$ an ſeinem kurzen Arme durch eine Zugſtange an einem zweiten auf der Axe $B$ angebrachten Hebel $F$ angreift, ſo daß durch Umlegen des Hebels $A$ aus der Lage II in diejenige von I dieſe Axe $B$ um einen geringen Betrag gedreht wird. Wie aus der Figur erſichtlich iſt, wird hierdurch vermittelſt des auf $B$ befeſtigten Daumens der ſenkrecht bewegliche Boden der Form nach oben gedrückt, in welche der geſtrichene Ziegel zuvor eingelegt wurde. Der zur Preſſung erforderliche Widerſtand wird hierbei durch den Deckel der Preßform gebildet, welchen man nach Einlegen des Ziegels vermittelſt des um $C$ drehbaren Hebels $D$ kräftig auf die Form niedergeſchlagen und mittels des Handgriffes $E$ feſtgehakt hat. Bezeichnet man mit $a$ und $b$ die Armlängen des Handhebels $A$ und iſt ebenſo $c$ die Länge des Hebelarmes $F$, und $d$ die ſenkrechte Entfernung der Drehaxe $B$ von der Mittellinie der Schub-

ſtange $G$, wo der Angriff des Daumens anzunehmen iſt, ſo kann man die ganze Hebelüberſetzung zu $\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$ annehmen, und man erhält daher bei einer Druckkraft des Arbeiters an dem Hebelarme $a$ von $P$ Kilogrammen einen

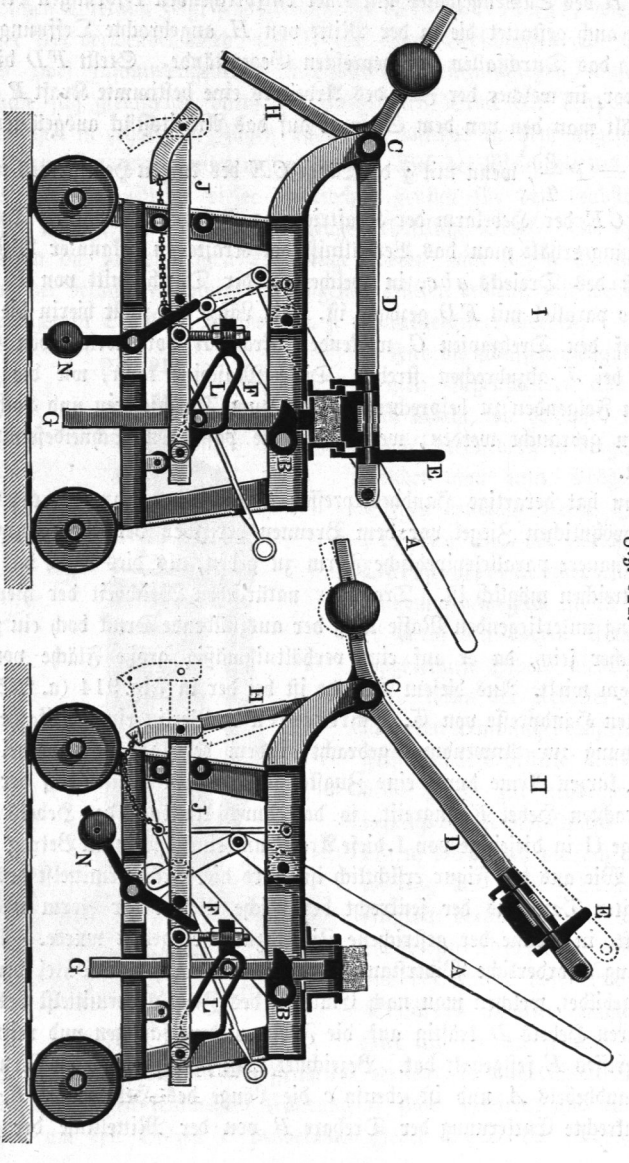
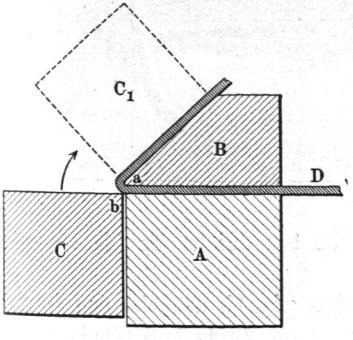



Fig. 914.

Preßdruck $Q = \eta P \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$, wenn $\eta$ den Wirkungsgrad der ganzen Hebelverbindung bedeutet, welcher mit Rückſicht auf die Reibungswiderſtände an den beiden Zapfen, ferner an dem Daumen und in den Führungen der Druckſtange $G$ zu beſtimmen iſt und etwa zu 0,75 geſchätzt werden mag. Wie man aus den Figuren erkennt, iſt dieſe Maſchine ſo eingerichtet, daß gleichzeitig mit dem Aufheben des Deckels nach vollbrachter Preſſung der Ziegel aus der Form nach oben ausgeſchoben wird, indem der Arm $H$ des Deckels bei deſſen Aufheben gegen die wagerecht verſchiebliche Stange $J$ trifft, welche bei ihrer Verſchiebung vermöge der unter der entſprechenden Neigung feſtgeſtellten ſchiefen Ebene (Fig. 914 I) den Boden der Form mit dem darauf ruhenden Ziegel emporhebt (Fig. 914 II). Der Gewichtshebel $N$ führt bei dem folgenden Niederſchlagen des Deckels $D$ die Stange $J$ wieder zurück, womit die entſprechende Senkung der Bodenplatte verbunden iſt.

Von den vielen verſchiedenen Maſchinen, bei denen man von dem Hebel Gebrauch macht, um Formänderungen von Gegenſtänden hervorzubringen, mögen hier nur noch zwei zum Biegen von Blechen dienende angeführt werden. Zum ſogenannten Abkanten, d. h. zum Umbiegen von dünnen Blechtafeln, längs einer geraden, mehr oder weniger langen Kante gebraucht man in der Klempnerei einfache Maſchinen, deren Wirkungsart aus Fig. 915 erſichtlich iſt. Die betreffende Blechtafel $D$ wird feſt zwiſchen zwei gerade Platten oder Wangen $A$ und $B$ eingeklemmt, zu welchem Zwecke die Hauptwange $A$ feſtſteht, während die obere Spannwange $B$ durch Keile, Hebel, Schrauben oder ſonſt geeignete Mittel feſt gegen die untere und das zwiſchen beiden befindliche Blech gepreßt wird. Zum Umbiegen dient eine dritte, die Biegewange $C$, die um zwei beiderſeits im Geſtelle angebrachte Zapfen gedreht werden kann, deren Axe mit der Kante $a$ der Spannwange genau übereinſtimmt. Wird dieſe Biegewange durch einen an ihr befeſtigten Hebel um dieſe Zapfen gedreht, ſo daß ſie aus der Lage $C$ in diejenige $C_1$ gelangt, ſo wird offenbar das feſtgehaltene Blech der ganzen Länge nach um die Kante $a$ umgebogen, und zwar hat man es dabei in der Hand, durch die Größe des Drehungswinkels, um den die Biegewange umgelegt wird, die Biegung unter einem beliebigen Winkel vorzunehmen. Auch kann man die Bleche anſtatt in ſcharfen, in

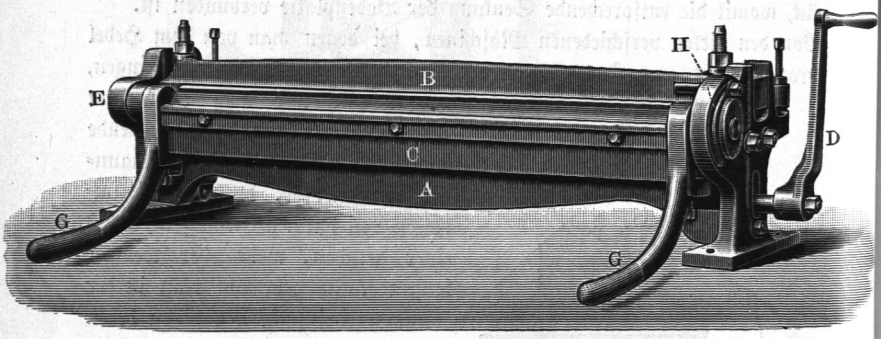
Fig. 915.



mehr oder weniger abgerundeten Kanten dadurch abbiegen, daß man die zur Wirkung kommende Kante *b* der Biegewange gegen den Mittelpunkt der Drehung, d. h. gegen die Kante *a* der oberen Spannwange verſtellt, indem der Abſtand dieſer beiden Kanten den Halbmeſſer für den Kreisbogen beſtimmt, in welchem die Faſern des Bleches an der Außenkante gebogen werden.

Hiernach iſt die Einrichtung der Abkantemaſchine, Fig. 916, leicht verſtändlich. Es ſtellt dabei *A* die mit dem Geſtell feſt vereinigte Hauptwange vor, gegen welche die in ſenkrechten Schlitzen verſchiebliche Spannwange *B* durch zwei Excenter angepreßt werden kann, die mittels der Kurbel *D* umgedreht werden. Die um die Zapfen *E* drehbare Biegewange *C* wird mittels der Hebel *G* umgelegt, wobei ein in dem kreisförmigen Schlitze

Fig. 916.



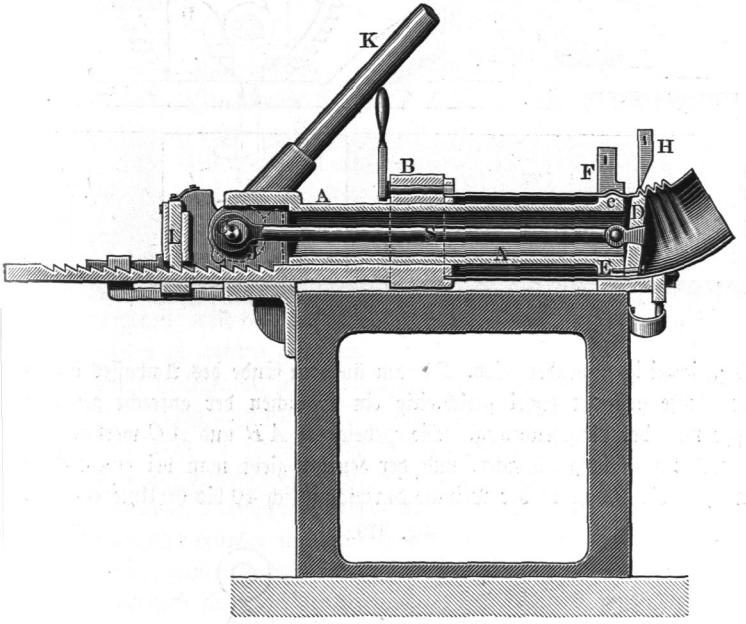

bei *H* feſt zu verſtellender Anſchlagſtift den Winkel für die Umlegung begrenzt.

Eine intereſſante Anwendung des Hebels zeigt die Maſchine von H. Bertrams in Burſcheid zum Zuſammenfalten von Blechröhren behufs Bildung der bekannten ellenbogenförmig gekrümmten Rohrſtücke, Fig. 917 [1]). Das aus Blech cylinderförmig gerollte Rohr wird hierbei über die am Geſtelle feſte Röhre *A* geſchoben und mit dem Ende an der Muffe *B* befeſtigt, die auf *A* verſchieblich iſt. Mittels eines Handhebels kann die am Geſtelle befeſtigte Klammer *F* feſt gegen die Blechröhre gepreßt werden, wodurch vermöge einer auf *E* angebrachten wulſtförmigen Erhöhung *c* das Blech in dem oberen Theile zu einer entſprechenden Ausbuchtung nach außen gepreßt wird. Ein beweglich an *E* angebrachter Kopf *D* drückt dieſe Ausbuchtung dann zu einer Falte zuſammen, wenn ſie zwiſchen *E* und *D* gebracht wird und man den Kopf *D* kräftig gegen *E* anpreßt. Dieſe Preſſung wird an

[1]) D. R.-P. Nr. 715.

einem langen Hebel $K$ auf der Axe $C$ ausgeübt, indem bei dem Umlegen dieſes Hebels ein auf der Axe $C$ befindliches Excenter die Zugſtange $S$ und damit den Kopf $D$ anzieht. Man erſieht aus der Figur, wie bei dieſer Bewegung des Hebels gleichzeitig ein zweites auf $C$ angebrachtes Excenter $J$ die Sperrklinke $L$ nach links verſchiebt, ſo daß ſie hinter dem nächſten Zahne einer gezahnten Stange einfällt, die mit der Muffe $B$ verbunden und in dem Geſtelle verſchieblich iſt. Wenn man daher nach vorheriger Oeffnung der Klammern $F$ und $H$ den Hebel $K$ wieder nach rechts zurück bewegt, ſo

Fig. 917.



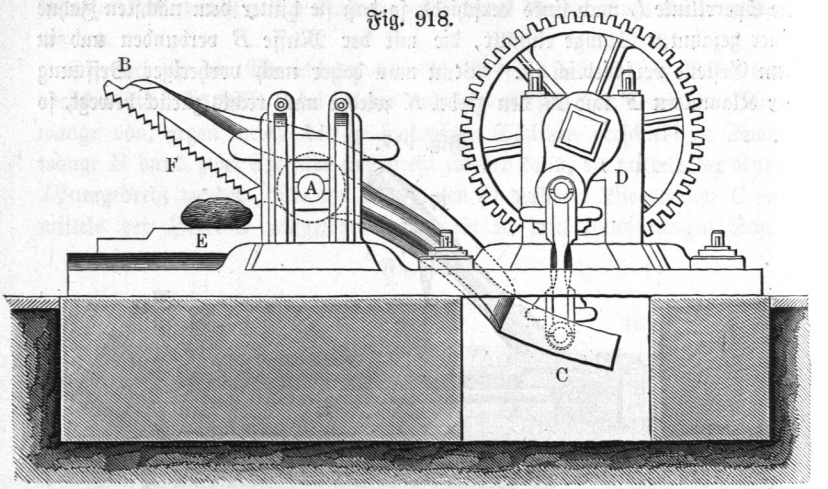

wird die Blechröhre um die Zahntheilung vorgeſchoben, ſo daß die zuvor über $c$ gebildete Ausbuchtung nunmehr zwiſchen $E$ und $D$ gelangt, in welcher Lage ſie durch das darauf folgende Anziehen des Kopfes $D$ mittels des Hebels $K$ in der angeführten Art zu einer Falte zuſammengedrückt wird u. ſ. w.

Zu den einfachen Hebelpreſſen hat man auch die Luppenquetſchen zu rechnen, deren man ſich früher, ehe zu demſelben Zwecke die Dampfhämmer allgemeiner verwendet wurden, dazu bediente, um aus den dem Puddelofen entnommenen Luppen die Schlacke auszuquetſchen. Eine ſolche Luppenquetſche zeigt Fig. 918[1]) (a. f. S.). Der um die Axe $A$ drehbare

[1]) Die Metallurgie von Percy, bearbeitet von Wedding, Bd. II, Abth. 3.

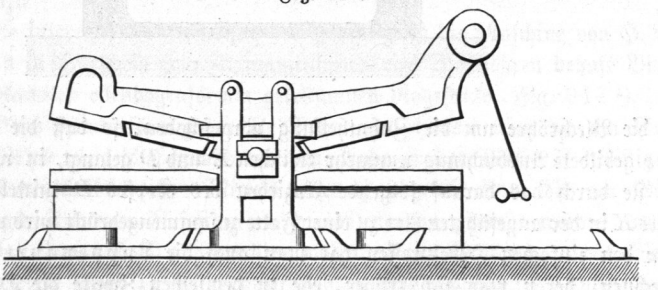
doppelarmige Hebel $BAC$ wird durch die Kurbel $D$ in Schwingungen verſetzt, wobei die auf dem feſten Amboſſe $E$ ruhende Luppe von der zur Verhütung des Abgleitens mit Zähnen verſehenen Preßplatte $F$ zuſammengedrückt (gezängt) wird, indem die Luppe allmählich nach innen verſchoben

Fig. 918.




und gleichzeitig gewendet wird. Die am äußeren Ende des Amboſſes befindliche Stufe geſtattet dabei gleichzeitig ein Stauchen der aufrecht geſtellten Luppe nach der Längsrichtung. Die Hebelarme $AB$ und $AC$ werden etwa 1,3 und 2,5 m lang gemacht, und der Kurbel giebt man bei einem Hube von 0,25 bis 0,3 m in der Minute durchſchnittlich 40 bis 60 Umdrehungen.

Fig. 919.

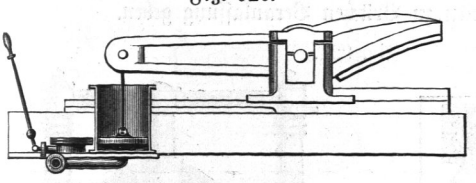


In mannigfacher Weiſe hat man dieſe Einrichtung abgeändert, z. B. derart, daß man die Preſſe zum gleichzeitigen Zängen von zwei Luppen doppeltwirkend nach Fig. 919 [1]) gemacht hat, in welchem Falle die Kurbelſtange

[1]) v. Hauer, Die Hüttenweſensmaſchinen, 2. Aufl., 1876.

ſowohl auf Druck wie auf Zug beanſprucht wird, während ſie bei der einfachwirkenden Quetſche in Fig. 918 nur gezogen wird. Auch hat man die Bewegung des längeren Hebelarmes durch eine darunter gelagerte excentriſche Scheibe bewirkt, oder nach Fig. 920 [1]) einen beſonderen, einfachwirkenden Dampfcylinder angebracht, deſſen Kolben zur Ausübung der erforderlichen Preſſung durch den darunter geleiteten Dampf emporgedrückt wird. Zur Abkühlung des einer ſtarken Erhitzung ausgeſetzten Amboſſes und Preßhebels dienen in dieſen angebrachte Schlangenröhren, durch welche Kühlwaſſer geleitet wird.

Fig. 920.



Wenn auch dieſe Luppenquetſchen den Vortheil darbieten, daß Stoßwirkungen vermieden und geringere Koſten des Unterbaues erfordert werden und daß auch die Leiſtung größer, der Betrieb geräuſchloſer und für die Arbeiter weniger gefährlich iſt, als bei der Verwendung von Hämmern, ſo hat man in neuerer Zeit doch mehr und mehr den Dampfhämmern den Vorzug gegeben, weil dieſe die Schlacke vollkommener ausquetſchen und ein beſſeres Eiſen zu erzielen geſtatten.

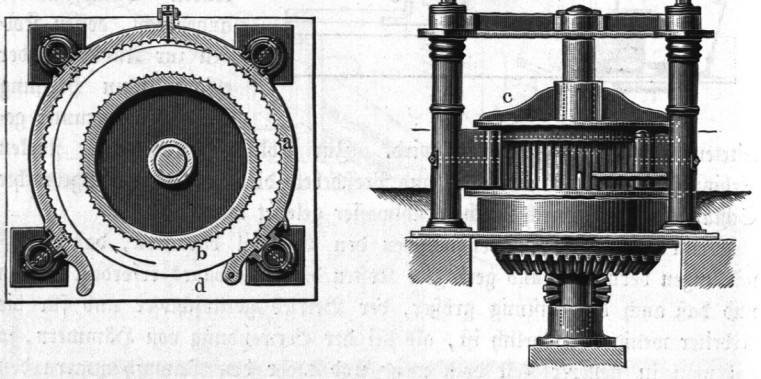
Bei dieſer Gelegenheit mag noch einer zuerſt in Amerika und ſpäter auch in Europa vielfach angewandten Maſchine gedacht werden, deren wirkſamer Theil zwar nicht in einem Hebel beſteht, deren Wirkungsweiſe aber im weſentlichen auf diejenige eines ſolchen hinauskommt. Dieſe als Luppenmühle bezeichnete Maſchine iſt in Fig. 921 (a. f. S.) dargeſtellt [2]). Hier iſt die mit Zähnen oder Riffeln am Umfange verſehene, ſtehende Walze *b* innerhalb eines dieſelbe excentriſch umgebenden Mantels *a* aufgeſtellt, der im Inneren ebenfalls geriffelt iſt. Bei der Umdrehung der Walze *b* wird die auf den vorſtehenden Walzenrand gebrachte Luppe mitgenommen und zwiſchen den beiderſeitigen Riffeln einem Würgeln ausgeſetzt, wobei in dem ſich nach dem Ausgange hin verengenden Zwiſchenraume gleichzeitig ein Zuſammenpreſſen ſtattfindet. Durch den über der Walze *b* angebrachten Teller *c* ſoll der Austritt der Maſſe nach oben verhindert und zugleich eine gewiſſe Stauchung erzielt werden; die fertige Luppe tritt bei *d* aus der Maſchine heraus. Wenn man für dieſe Maſchinen auch den Vortheil anführt, daß der Druck im Gegenſatze zu der abſetzenden Arbeit der Hämmer und Quetſchen ein ſtetig andauernder und daher für das Eiſen vortheilhafter iſt, ſo haben doch auch

[1]) v. Hauer, Die Hüttenweſensmaſchinen, 2. Aufl., 1876.

[2]) Die Metallurgie von Percy, bearbeitet von Wedding, Bd. II, Abth. 3.

dieſe Maſchinen den Dampfhämmern weichen müſſen, weil ſie die Schlacken nur mangelhaft entfernen und die Luppen nicht genügend ſtauchen. Auch iſt dieſe Maſchine nur für Luppen von ganz beſtimmten Abmeſſungen brauchbar; ſind dieſelben zu dünn, ſo werden ſie nicht erfaßt, ſind ſie zu groß, ſo bleiben ſie ſtecken und können zu Brüchen Veranlaſſung geben.

Fig. 921.



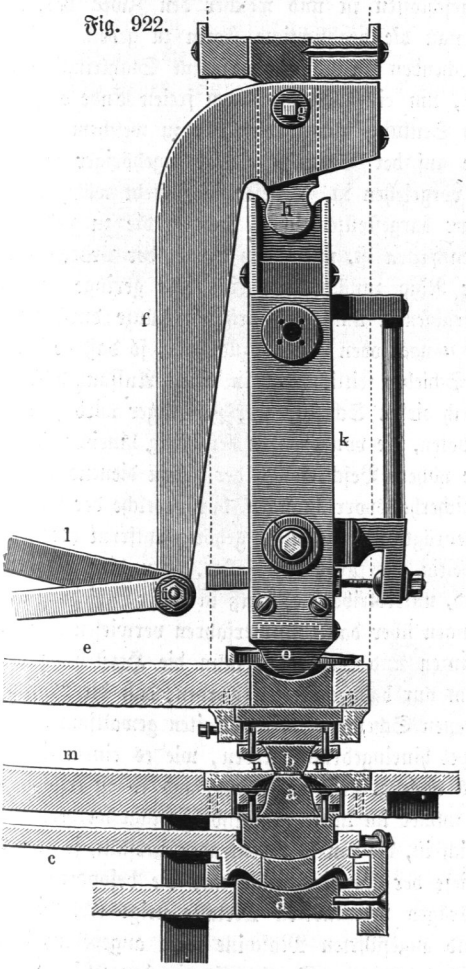

§. 224. **Kniehebelpreſſen.** Um einen bedeutenden Druck auf die zu preſſende Maſſe ausüben zu können, hat man vielfach das Kniehebelgetriebe zur Anwendung gebracht, insbeſondere zum Prägen von Münzen und zum Preſſen von allerlei Hohlformen aus Blechſcheiben. Auch hat man den Kniehebel in der Ziegelerzeugung bei den ſogenannten Trockenpreſſen verwendet, welche die Herſtellung der Ziegel aus einer nur wenig feuchten pulverförmigen Thonmaſſe zum Zwecke haben, wozu immer ein erheblicher Druck erforderlich iſt. Für die gedachten Zwecke iſt das beſagte Getriebe deswegen beſonders geeignet, weil der von dem Preßhebel auszuübende Druck zu Anfang der an ſich nur geringen Verſchiebung nur klein iſt, und bei dem weiteren Fortſchreiten ſtetig zunimmt, bis er in dem letzten Augenblicke bei der geſtreckten Stellung des Kniees ſeinen größten Werth erlangt. Dieſe Verhältniſſe ſtimmen im weſentlichen mit denjenigen überein, die für den Widerſtand bildſamer Stoffe bei deren Zuſammendrücken in geſchloſſenen Formen beobachtet werden.

Die Art der Druckerzeugung durch das Kniegelenk bei Münzprägemaſchinen iſt aus Fig. 922 [1]) zu erkennen, welche von einer Prägemaſchine dieſer Art aus der Fabrik von D. Uhlhorn in Grevenbroich die hier in Betracht kommenden Theile darſtellt. Man erkennt hier in *a* und *b* die beiden harten Stahlſtempel, zwiſchen denen die kreisrunde Metallſcheibe zu

[1]) Aus Kronauer's Atlas für mechaniſche Technologie, Hannover 1863.

beiden Seiten in einem einzigen Drucke das Gepräge empfängt, wie es vertieft in den beiden Stempeln enthalten iſt. Dabei iſt der Unterſtempel *a* in das Auge des Trägers *c* eingeſetzt, der auf der feſten Unterlage *d* ſeine Stütze findet, während der obere Prägeſtock *b* in dem um einen Zapfen am linksſeitigen Ende beweglichen Träger *e* befeſtigt iſt. Die Unterſtützung des unteren Prägeſtockes *a* in dem Zwiſchenſtücke *c* iſt aus dem Grunde gewählt, um dem Unterſtempel in dem Augenblicke der ſtattfindenden Prägung eine ſehr geringe Drehung um ſeine ſenkrechte Axe zu ertheilen, womit erfahrungsmäßig eine weſentliche Erleichterung des Prägens verbunden iſt und welche man dadurch erreicht, daß dem zu einem längeren Arme geſtalteten Zwiſchenſtücke *c* an dem hinteren freien Ende durch einen Anſtoßdaumen eine kleine Bewegung mitgetheilt wird. Zur Ausübung des erforderlichen Druckes dient das Knie *f*, welches bei *g* um einen halbcylindriſchen, am Geſtelle feſten Zapfen ſchwingend mit einem ebenſolchen Zapfen *h* ſich auf das Pendel *k* ſtützt und daſſelbe abwärts drückt, wenn der längere Arm durch eine bei *i* angreifende, von einer Kurbel der Betriebswelle bewegten Schubſtange *l* in Schwingung verſetzt wird. Um einen in Folge der Abnutzung durch den ſtarken Druck entſtehenden todten Gang unſchädlich zu machen, iſt hierbei das Pendel *k* mit dem oberen Stempel *b* nicht feſt verbunden, ſondern daſſelbe drückt mittels des Zapfens *o* auf den den Oberſtempel enthaltenden Träger *e*,

Fig. 922.



welcher durch ein in der Figur nicht weiter gezeichnetes Gewicht ſtetig nach oben gepreßt wird und daher bei dem Rückgange des Kniees das Pendel aufwärts bewegt.

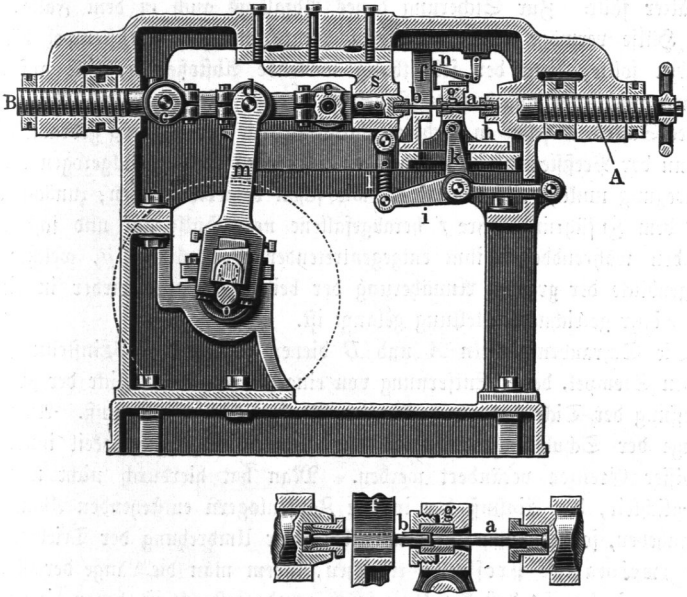
Noch iſt hierbei der Ring *n* zu erwähnen, innerhalb welchem die Münzplatte bei der Prägung eingeſchloſſen iſt und welcher den Zweck hat, der Münze an dem Umfange genau die beabſichtigte Form zu geben. Dieſer im Inneren mit der entſprechenden Gravirung verſehene Stahlring iſt in der Platte *m* enthalten, die, um ein Gelenk an dem freien Ende drehbar, einer geringen Hebung und Senkung unterworfen iſt, zu welchem Zwecke eine geeignete Curvenſcheibe auf der Betriebsaxe mit zugehöriger Schubſtange und Hebelanordnung vorgeſehen iſt. Dieſer Ring ſteht während der Prägung in der in der Figur dargeſtellten Lage, ſo daß die zu prägende Münzplatte gerade in ihm enthalten iſt, und wenn darauf der Prägeſtempel emportritt, ſo hebt ſich der Ring zunächſt um eine ſehr geringe Größe, worauf er ſich tief genug herabſenkt, um die geprägte Münze durch Aufſtoßen auf den Unterſtempel *a* nach oben hin auszudrücken, ſo daß ſie durch einen ſelbſtthätig wirkenden Schieber ſeitlich fort in einen Auffangebehälter geſchoben werden kann. Durch dieſen Schieber oder Zubringer wird zugleich eine neue Münzplatte dargeboten, die von oben in den Ring hinein und auf den Unterſtempel fällt. Die nähere Beſchreibung der hierzu dienenden Einrichtungen, ebenſo wie der Sicherheitsvorrichtungen, durch welche der Betrieb ausgerückt wird, wenn die geprägte Münze nicht gehörig entfernt oder eine neue Münzplatte nicht rechtzeitig zugeführt ſein ſollte, kann hier, als dem vorgeſetzten Zwecke fernliegend, unterbleiben; es muß in dieſer Beziehung auf die beſonderen Veröffentlichungen über das Münzverfahren verwieſen werden.

Bei dem Prägen der Münzen und Medaillen kann die Herſtellung der beabſichtigten erhabenen Form nur dadurch erzielt werden, daß die Maſſentheilchen der urſprünglich ebenen Scheibe zu beiden Seiten gewaltſam in die Vertiefungen der Prägeſtempel hineingedrückt werden, wie es einem eigentlichen Fließen des Materials nach §. 208 entſpricht, und es iſt erſichtlich, daß hierzu, da die Münzen immer im kalten Zuſtande geprägt werden, eine erhebliche Preſſung erforderlich iſt, die um ſo bedeutender ausfällt, je größer der Durchmeſſer und die Tiefe der Gravirung iſt und die beſonders auch mit der Härte der zum Prägen verwendeten Metalle ſteigt (Medaillenbronze). Von der vorſtehend angeführten Maſchine wird angegeben, daß ſie von kleineren Münzen bis zu 20 mm Durchmeſſer in der Minute 60 bis 70 mit $^1/_6$ Pferdekraft, bei mittlerer Größe von 20 bis 30 mm Durchmeſſer in gleicher Zeit 50 bis 55 mit $^1/_3$ bis $^1/_2$ Pferdekraft, und von großen Münzen zu 30 bis 40 mm Durchmeſſer 40 bis 45 mit $^2/_3$ bis 1 Pferdekraft erzeugt.

Als ein Beiſpiel für die Anwendung des Kniegelenkes bei Preſſen zur

Herſtellung von Hohlkörpern aus Blech möge die Kopfpreſſe zur Herſtellung von metallenen Patronenhülſen von W. Lorenz [1]) in Karlsruhe, Fig. 923, angeführt werden. Es handelt ſich hierbei darum, die ſchon anderweitig vorbereiteten kleinen cylindriſchen Hülſen von Kupfer- oder Meſſingblech an dem einen Ende mit einem den Innenraum abſchließenden Boden zu verſehen, zu welchem Zwecke zwei kleine Stempel angewandt werden, von denen der eine *a* in horizontaler Lage feſtſteht, während der andere *b* gegen den feſten Stempel in deſſen Axenrichtung bewegt wird. Dieſer

Fig. 923.




letztere Stempel, deſſen Hin- und Hergang durch das Kniegelenk *cde* veranlaßt wird, tritt jedesmal in der vom feſten Stempel entfernteſten Stellung bei der Umkehr ſeiner Bewegung zunächſt in eine der gedachten Hülſen ein, die, aus einem Zuführungsapparate *f* herabfallend, ſich ihm darbietet, und nun wird dieſe Hülſe bei dem weiteren Vorgange dieſes Stempels in einen Preßcylinder *g* geſchoben, der eine ſeitliche Hin- und Herbewegung empfängt. Dieſer die Hülſe ringsum einſchließende Preßcylinder (Matrize) iſt in einem Schieber *k* angebracht, der mittels des Winkelhebels *ik* von dem Preßſtempel *b* bewegt wird, indem der den Stempel enthaltende Schieber *s* durch die Lenkſtange *l* mit dem beſagten Winkelhebel verbunden iſt. Die Figur

[1]) D. R.-P. Nr. 11 399 und 18046.

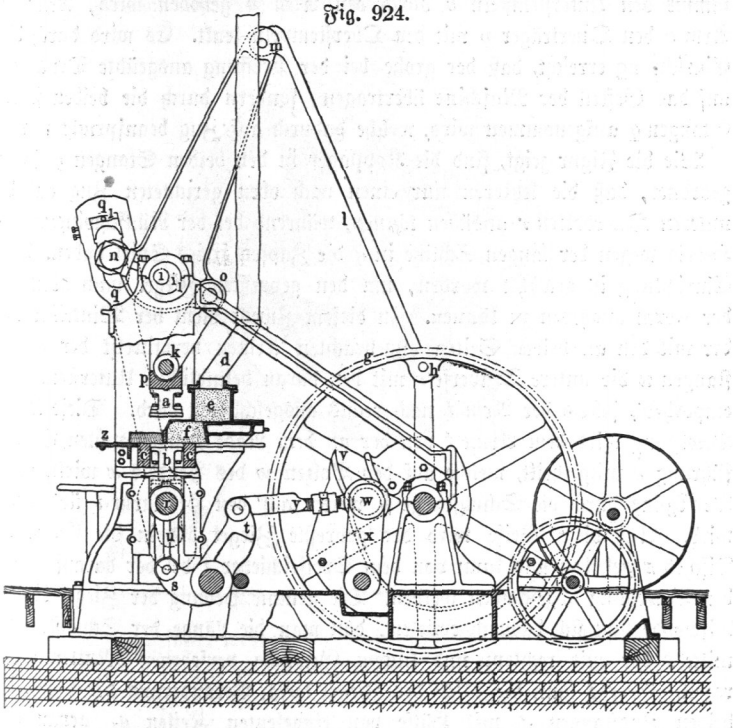
zeigt den Preßſtempel *b* in ſeine äußerſte Stellung nach rechts geſchoben, in die er bei gerade geſtrecktem Knie gekommen iſt, und in welcher die gedachte Preſſung einer Hülſe zwiſchen den beiden Stempeln im Inneren der Matrize *g* ſtattfindet. Wenn nach vollführter Preſſung der Stempel nach links zurückgezogen wird, ſo bewegt ſich der die Matrize *g* tragende Schlitten *h* vermöge der Wirkung des Winkelhebels *ik* nach rechts, wodurch der Preßcylinder über den feſten Stempel *a* hinweggeſchoben wird, ſo daß der letztere dabei die fertig gepreßte Hülſe aus der Matrize herausſchiebt, und die erſtere beim Austritt aus der Matrize in einen darunter befindlichen Auffangebehälter fällt. Zur Sicherung dieſes Abfallens auch in dem Falle, daß die Hülſe vermöge eines gebildeten Grats an dem Preßſtempel hängen bleiben ſollte, dient der ſelbſtthätig wirkende Abſtoßer *n*, eine auf dem Matrizenſchlitten angebrachte Hebelverbindung, die durch die Bewegung dieſes Schlittens ſelbſt in leicht erſichtlicher Weiſe zur Wirkung gebracht wird. Wenn der Preßſtempel *b*, nachdem er ganz nach links zurückgezogen iſt, die Bewegung umkehrt, ſo nimmt er, wie ſchon bemerkt worden, zunächſt eine aus dem Zuführungsrohre *f* herabgefallene neue Hülſe auf und ſchiebt ſie in den währenddeſſen ihm entgegentretenden Preßcylinder *g*, welcher im Augenblicke der größten Annäherung der beiden Stempel wieder in die in der Figur gezeichnete Stellung gelangt iſt.

Die Schraubenſpindeln *A* und *B* dienen zur genauen Einſtellung der beiden Stempel, deren Entfernung von einander im Augenblicke der größten Preſſung der Dicke des zu preſſenden Bleches entſprechen muß. Auch die Länge der Schubſtange *m* kann durch einen eingelegten Keil innerhalb gewiſſer Grenzen verändert werden. Man hat hierdurch nicht nur die Möglichkeit, den Einfluß der in den Zapfenlagern entſtehenden Abnutzung aufzuheben, ſondern man kann auch bei jeder Umdrehung der Triebwelle *o* eine zweimalige Preſſung erreichen, indem man die Länge der Schubſtange *m* ſo bemißt, daß das Knie ſchon gerade geſtreckt iſt, bevor die Kurbel in ihre obere Todtlage gelangt. Steht die Kurbel in dieſem Augenblicke der größten Preſſung von der Todtlage etwa noch um einen Winkel $\alpha$ zurück, ſo wird bei der weiteren Drehung der Kurbel um dieſen Winkel $\alpha$ das Kniegelenk nach oben ausſchlagen müſſen, womit eine geringe Entfernung des beweglichen Stempels *b* von dem feſten Stempel *a* verbunden iſt, und bei einer weiteren Drehung der Kurbel um einen Winkel $\alpha$ über den todten Punkt hinaus nähert ſich der bewegliche Stempel wieder dem feſten, ſo daß unmittelbar nach der erſten noch eine zweite Preſſung ausgeübt wird. Es wird von dem Erfinder angegeben, daß die gedachte Wirkungsweiſe bei dem Preſſen von Patronenhülſen deswegen von beſonderem Vortheil ſei, weil die in den Hülſen eingeſchloſſene Luft bei der erſten Preſſung eine außerordentliche Zuſammenpreſſung erleidet, in Folge deren die Hülſe einer gewiſſen

Formänderung unterworfen iſt, welche durch die zweite Preſſung vollſtändig beſeitigt werden kann.

Die Einrichtung einer mit Kniegelenken eingerichteten Trockenpreſſe zur Ziegelerzeugung, wie ſie in den Vereinigten Staaten vielfach in Anwendung iſt, verdeutlicht die Fig. 924, welche die in Chicago 1893 ausgeſtellte Simpſonpreſſe darſtellt. Die Preſſung der nur wenig feuchten Maſſe zu einem zuſammenhängenden Ziegel bewirken zwei Stempel *a* und *b*, welche, *a* von oben und *b* von unten, einander entgegen in die prismatiſche

Fig. 924.




Preßform *c* eintreten und dadurch die zuvor in dieſe Form gebrachte Maſſe einer ſtarken Zuſammenpreſſung unterwerfen. Aus der Figur iſt erſichtlich, wie dieſe Form aus dem durch die Röhre *d* fortwährend gefüllt erhaltenen Behälter *e* mittels des Speiſeſchiebers *f* gefüllt wird, der in Folge einer ihm ertheilten hin- und hergehenden Bewegung abwechſelnd Maſſe aus dem Behälter *e* empfängt und dieſelbe dann in die Preßform *c* einfallen läßt. Zur Bewegung der beiden Stempel dient ein doppeltes Kniegelenk folgender Einrichtung. Bei der Umdrehung des gezahnten Rades *g* veranlaßt die an den Kurbelzapfen *h* angeſchloſſene Lenkſtange *l* den Hebel *mno* zu regel-

mäßigen Schwingungen um den Zapfen $i$. An den Arm $o$ iſt nun der kräftige Knieſchenkel $ok$ (in zwei- oder mehrfacher Ausführung neben einander) angeſchloſſen, und da dieſer Schenkel mit dem ſenkrecht gerade geführten Querträger $p$ drehbar verbunden iſt, ſo wird der letztere auf und nieder bewegt, ſo daß er ſeine tiefſte Lage bei gerade geſtrecktem Knie einnimmt. Gleichzeitig erfaſſen dabei die an dem Hebel $n$ beiderſeits angebrachten Zapfen die oberen Kopflager von zwei kräftigen Zugſtangen $q$, deren untere Augen an den Zapfen des unteren Querbaumes $r$ angreifen, ſo daß dieſer letztere ſammt den Unterſtempeln $b$ durch den Arm $n$ gehoben wird, wenn der Arm $o$ den Querträger $p$ mit den Oberſtempeln ſenkt. Es wird durch dieſe Einrichtung erreicht, daß der große bei der Preſſung ausgeübte Druck nicht auf das Geſtell der Maſchine übertragen, ſondern durch die beiden ſtarken Stangen $q$ aufgenommen wird, welche dadurch auf Zug beanſprucht werden.

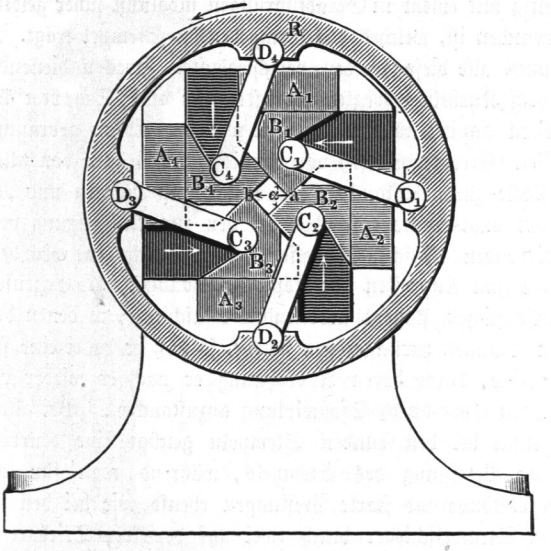
Wie die Figur zeigt, ſind die Kopflager in den beiden Stangen $q$ ſo angeordnet, daß die letzteren nur einen nach oben gerichteten Zug auf den unteren Querbalken $r$ ausüben können, während bei der Rückſchwingung des Hebels wegen der langen Schlitze in $q$ die Zapfen freies Spiel haben. Dieſe Einrichtung iſt gewählt worden, um den gepreßten Ziegel nach oben aus der Form ausheben zu können. Zu dieſem Zwecke dient der Winkelhebel $st$, der mit den an beiden Seiten angebrachten Armen vermittelſt der Schubſtangen $u$ die untere Traverſe $r$ mit den daran befindlichen Unterſtempeln $b$ emporhebt, ſobald der Arm $t$ nach rechts ausgeſchlagen wird. Dieſe letztere Bewegung wird dem Arme $t$ von der an dem Rade $g$ angebrachten Curvenführung $v$ mitgetheilt, welche auf den Bolzen $w$ des Pendels $x$ wirkt, deſſen Bewegung durch die Schubſtange $y$ weiter auf den Hebelarm $t$ übertragen wird. Auf dieſe Weiſe wird der gepreßte Ziegel bis in die Ebene des Tiſches $z$ gehoben und kann von dem Speiſeſchieber $f$ bei der darauf folgenden Bewegung abgeſchoben werden. Die genaue Hebung der Ziegel bis zur Tiſchhöhe läßt ſich dadurch erzielen, daß man die Länge der Schubſtange $y$ mittels der mit rechtem und linkem Gewinde verſehenen Mutter genau regelt. Ebenſo kann die Dicke der Ziegel durch Veränderung der Länge der beiden Zugſtangen $q$ mit Hülfe von eingeſetzten Keilen $q_1$ genau dem Bedürfniſſe angepaßt werden. Eigenthümlich iſt bei dem hier angewandten Kniegelenk, daß die Axe $i$, auf welcher ſich der Hebel $mno$ dreht, mit excentriſch geſtellten Zapfen $i_1$ in dem Geſtelle der Maſchine gelagert iſt. Vermöge dieſer Anordnung, durch die das Getriebe übrigens ſeine Zwangläufigkeit einbüßt, ſoll nach Angabe der ausführenden Firma erreicht werden, daß der volle Druck auf die Ziegel während längerer Zeit ausgeübt werde, als bei der gewöhnlichen Anordnung, und daß in Folge deſſen die Ziegel gleichförmiger gepreßt und ſchön geglättet werden.

Dieſe Preſſen werden zum gleichzeitigen Preſſen von zwei, vier oder fünf

Ziegeln ausgeführt, indem die beiden Traverſen jede mit den entſprechenden Ober- und Unterſtempeln neben einander verſehen werden. Die tägliche Leiſtung wird auf 10000 bis 12000 bei zwei Formen, auf 20000 bis 24000 bei vier Formen und auf 25000 bis 30000 bei fünf Formen, und die Betriebskraft entſprechend zu 5 Pferdekräften, 8 Pferdekräften und 12 Pferdekräften angegeben.

Auch ſonſt hat man das Kniegelenk noch vielfach bei Preſſen zu den verſchiedenſten Zwecken und in den mannigfachſten Ausführungen angewandt. Es möge hiervon nur eine eigenthümliche, zum Schmieden vorgeſchlagene

Fig. 925.




Einrichtung angeführt werden, die dazu dient, Eiſenſtücke zwiſchen drei, vier oder noch mehr Backen zuſammenzupreſſen, welche durch eine nach Art des Kniegelenkes wirkende Vorrichtung bewegt werden. In Fig. 925 [1]) ſind $B_1 B_2 \ldots$ vier Preßbacken, die zwiſchen den Führungsſtücken $A_1 A_2 \ldots$ ſo geleitet werden, daß ſie gleichzeitig nach innen verſchoben werden können, ohne einander zu hindern. Hierzu iſt nur nöthig, daß die Verſchiebung aller Backen gleich groß und für jeden einzelnen Backen wie bei $B_1$ in einer Richtung $ab$ erfolgt, welche den Winkel $\alpha$ der beiden angrenzenden Seiten des Querſchnitts halbirt; unter dieſer Vorausſetzung kann der Querſchnitt auch ein regelmäßiges Vieleck von mehr als vier Seiten ſein. Das Zuſammenpreſſen der Backen geſchieht durch ebenſo viele Schubſtangen $C_1 D_1$, $C_2 D_2 \ldots$,

[1]) D. R.-P. Nr. 77944.

welche ſich mit Gelenken $C$ innerlich gegen die Preßbacken $B$ und äußerlich gegen den Ring $R$ ſtützen, ſo daß man durch Umdrehen dieſes Ringes mittels eines am äußeren Umfange deſſelben angebrachten Hebels die Preßbacken mit großer Kraft gegen das Arbeitsſtück drücken kann.

Ueber die Wirkung des Kniegelenkes kann auf das im erſten Capitel, §. 18, bei der Beſprechung der Steinbrecher Geſagte verwieſen werden.

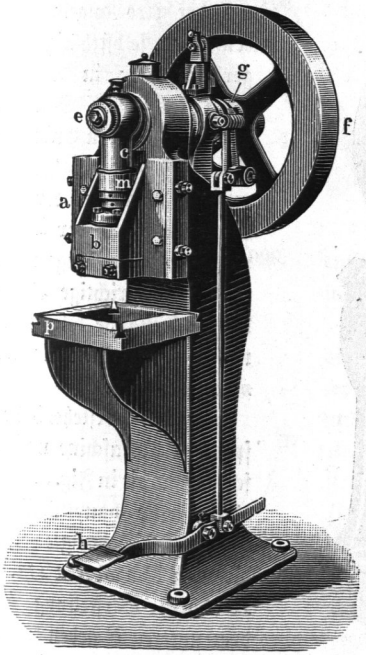
§. 225. **Kurbelpreſſen.** Zur Bewegung des den Druck ausübenden Stempels findet das Kurbelgetriebe eine ausgedehnte Anwendung, und zwar in der Art, daß die an den Kurbelzapfen angeſchloſſene Lenkerſtange an ihrem freien Ende gelenkig mit einem in Geradführungen möglichſt ſicher geleiteten Querhaupte verbunden iſt, welches den formgebenden Stempel trägt. Im weſentlichen ſtimmen alle dieſe zu den verſchiedenſten Zwecken dienenden Preſſen mit den durch Kurbeln bewegten Lochſtanzen und Scheren überein, wie ſie im zweiten Capitel näher beſprochen wurden. Man gebraucht derartige Kurbelpreſſen (Excenterpreſſen) vornehmlich zum Prägen von allerlei Blecharbeiten, ſowie zum Anſtauchen der Köpfe von Nägeln und Nieten; insbeſondere hat man in neuerer Zeit bei den zur Anfertigung von Drahtſtiften dienenden Maſchinen vielfach einen durch eine Kurbel bewegten Druckſtempel zum Anpreſſen der Köpfe angewandt, im Gegenſatze zu den früher gebräuchlichen, ſtoßend arbeitenden Maſchinen, in denen der Stempel durch einen Daumen zurückgezogen wurde, ſo daß er dabei eine ſtarke Feder zuſammenpreßte, durch deren Ausdehnung er nachher wieder vorgeſchnellt wurde, um den Kopf durch Stoßwirkung anzuſtauchen. Bei allen kleineren und namentlich bei den runden Stempeln genügt eine Kurbel oder ein Excenter zur Bewegung des Stempels, während man für längere und ſchwere Gegenſtände und ſtarke Preſſungen ebenſo wie bei den betreffenden Scheren den Stempelſchieber durch zwei auf derſelben Triebaxe befindliche, parallel geſtellte Kurbeln von gleichem Hube bewegen läßt. Die Anwendung der unmittelbar an dem Stempelſchieber angreifenden Kurbel hat vor der Verwendung des Kniegelenkes, das in der Regel ebenfalls durch eine Kurbel in Bewegung geſetzt wird (vergl. die vorſtehenden Fig. 922 bis 924), den Vortheil der größeren Einfachheit, und da die Kurbel in der Nähe ihrer Todtſtellung auch wie ein Kniegelenk wirkt, ſo kann man damit ebenfalls die genügenden Preſſungen erzielen, beſonders, wenn auf der Kurbelwelle ein Schwungrad von hinreichender Maſſe angebracht iſt, wie es meiſtens der Fall iſt. In Bezug auf die Wirkung dieſes Schwungrades gelten hier dieſelben Betrachtungen, wie ſie in den §§. 20 und 75 für die Steinbrecher und Lochwerke angeführt worden ſind.

Die durch Elementarkraft bewegten Kurbelpreſſen ſind in der Regel ſo eingerichtet, daß die Kurbelwelle durch eine ausrückbare Kuppelung mit dem

Schwungrade oder dem antreibenden Zahnrade verbunden wird, die in der höchſten Stößelſtellung ſelbſtthätig ausgelöſt wird, ſo daß der Stößel dann ſtill ſteht, bis der Arbeiter durch Treten eines Fußtrittes die Kuppelung wieder einrückt, wenn man nicht für manche kleinere Gegenſtände mit feſt eingerückter Kuppelung arbeitet, um eine größere Leiſtung zu erzielen.

Bei allen dieſen Preſſen iſt es von beſonderer Wichtigkeit, daß man die Länge der den Stößel bewegenden Lenkerſtange genau nach den Erforderniſſen der zu erzeugenden Arbeit reguliren kann, weil bei allen Prägearbeiten der Widerſtand gegen das Ende des Stempelhubes außerordentlich ſchnell zunimmt, ſo daß ein Gleiten des Betriebsriemens oder der Bruch eines Maſchinentheils befürchtet werden muß, wenn die Stempelſtange auch nur wenig zu lang iſt, während eine zu kurze Länge den beabſichtigten Erfolg nicht erreichen läßt. Zu dem Zwecke hat man verſchiedene Einrichtungen angewendet; indem man z. B. die Stößelſtange aus zwei durch Schraubengewinde verbundenen Theilen herſtellt, die durch Umdrehen der zugehörigen Mutter einander genähert oder von einander entfernt werden können, oder man hat das den Kurbelzapfen umſchließende Kopflager der Stößelſtange in Geſtalt einer excentriſchen Scheibe ausgeführt, durch deren Verdrehung man die wirkſame Länge der Stößelſtange in ähnlicher Weiſe regeln kann, wie es bei der Schere, Fig. 235, wenn auch dort zu einem anderen Zwecke, geſchieht. Wenn der Stempelſchlitten bei größeren Preſſen durch zwei Lenkerſtangen bewegt wird, ſo iſt natürlich darauf zu achten, daß die Verlängerung oder Verkürzung genau übereinſtimmend bei beiden Lenkerſtangen geſchehe, zu welchem Zwecke man verſchiedene geeignete Einrichtungen anwendet. Es genügt, von den vielen, zu den verſchiedenſten Zwecken dienenden Kurbelpreſſen hier einige wenige Beiſpiele anzuführen.

Fig. 926.

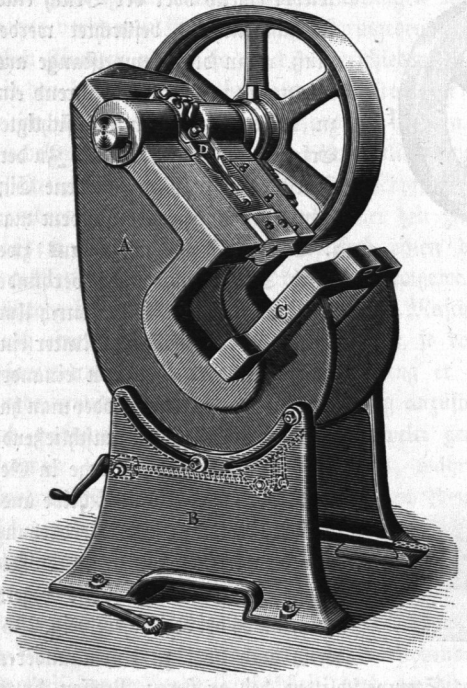



In Fig. 926 iſt eine einfache Kurbelpreſſe [1]) dargeſtellt, wie ſie auch

[1]) Von Fr. Mönkemöller in Bonn.

wohl als Excenterpreſſe bezeichnet wird, und zum Preſſen flacher Blechwaaren, wie Deckel, Böden von Geſchirren u. dergl. mehr, vielfach verwendet wird. Die Figur zeigt den in langen Führungen *a* geleiteten Schlitten *b*, welcher durch die Lenkerſtange *c* die auf- und abſteigende Bewegung von dem excentriſch in die Axe eingeſetzten Zapfen *e* erhält. Loſe drehbar auf der Axe iſt das Schwungrad *f*, das durch einen Riemen ununterbrochen umgedreht wird und vermittelſt der ausrückbaren Zahnkuppelung *g* mit der Axe verbunden wird, wenn der Tritthebel *h* niedergetreten wird. In der höchſten Stößelſtellung wird dieſe Kuppelung durch Anſtoßen eines auf der Axe angebrachten Knaggens ſelbſtthätig ausgerückt. Der in Anwendung kommende Stempel wird am unteren Ende des Schiebers *b* befeſtigt, während die Matrize oder das Untergeſenk auf der Tiſchplatte *p* feſt angebracht wird. Die richtige Länge der Lenkerſtange kann mittels der Schraubenmutter *m* erzielt werden.

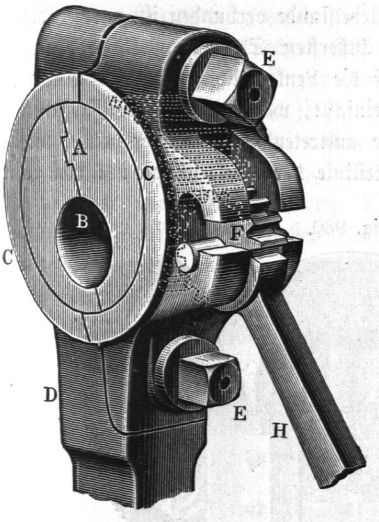
Fig. 927.




Von der vorſtehend beſprochenen Maſchine unterſcheidet ſich die in Fig. 927 [1]) dargeſtellte hauptſächlich nur durch die geneigte Lage, die man dem oberen Theile *A* durch Verſtellung in dem unteren *B* geben kann. Der Zweck dieſer Neigung iſt ein in manchen Fällen bequemeres Arbeiten, inſofern hierbei die gepreßten Gegenſtände auf dem geneigten Tiſche *C* nach hinten und durch das geſchlitzte Geſtell hindurch in einen Behälter fallen. Eigenthümlich iſt bei dieſer Maſchine die Art, wie die Länge der Lenkerſtange *D* durch Verdrehung des excentriſchen Lagerfutters im oberen Kopfe erreicht werden kann, wie dies näher in Fig. 928 [1]) dargeſtellt iſt. Hierin bedeutet nämlich *A* dieſes Lagerfutter, welches in der

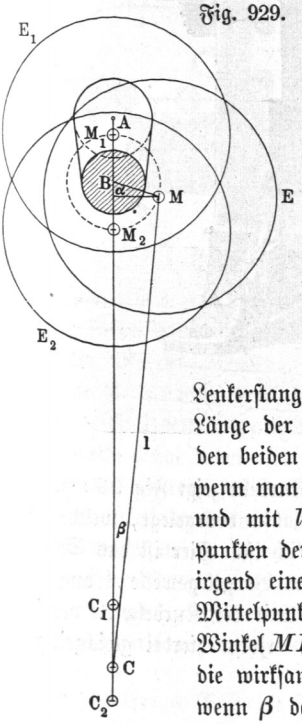
[1]) Von E. W. Bliß & Co. in Brooklin, N.-Y.

Fig. 928.




Oeffnung $B$ den Kurbelzapfen aufnimmt. Der äußere zu $B$ excentriſche Umfang dieſes Futters wird von dem Auge $C$ der Lenkerſtange $D$ umfangen, das aus zwei Theilen gebildet iſt, die mittels der Schrauben $E$ feſt zuſammengezogen werden können, um eine zufällige Verdrehung von $A$ in $C$ zu verhüten, wozu man geeigneten Falles auch noch eine beſondere Druckſchraube anwenden kann. Das ringförmige Futter $A$ iſt auf dem halben Umfange mit Zähnen verſehen, in welche ein kleines Zahngetriebe $F$ eingreifen kann, ſo daß man die Möglichkeit hat, mittels des Hebels $H$ das Futter $A$ entſprechend in dem Auge $C$ der Lenkerſtange zu verdrehen.

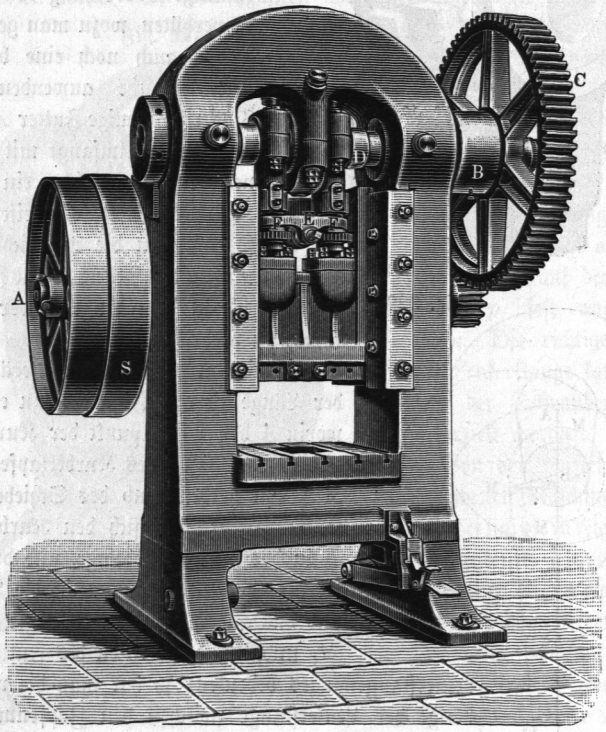
Fig. 929.




Die hierdurch erreichbare Veränderung der Länge iſt aus Fig. 929 zu erkennen, worin $A$ den Mittelpunkt der Kurbelwelle und $B$ denjenigen des Kurbelzapfens, alſo $AB$ den halben Hub des Schiebers vorſtellt. Denkt man ſich den Kurbelzapfen $B$ in der unteren Todtlage, und dreht das excentriſche Futter einmal in die Lage $E_1$ und das andere Mal in diejenige $E_2$, wo $M_1$ und $M_2$ die Mitten des Futters oder Lenkerſtangenauges bedeuten, ſo hat man die wirkſame Länge der Lenkerſtange zwiſchen den Zapfenmitten in den beiden Fällen $BC_1 = l - e$ und $BC_2 = l + e$, wenn man mit $e = BM$ die Excentricität des Futters und mit $l = MC$ die Länge zwiſchen den Mittelpunkten der beiden Lenkerſtangenaugen bezeichnet. Für irgend eine beliebige Stellung des Futters in $E$ zum Mittelpunkte $M$, welche von der tiefſten $E_2$ um den Winkel $MBM_2 = \alpha$ abweichen mag, erhält man ſonach die wirkſame Lenkerſtangenlänge zu $l\cos\beta + e\cos\alpha$, wenn $\beta$ den Neigungswinkel der Stange $MC$ gegen

die Schubrichtung bedeutet. Man erſieht auch aus der Figur, daß dieſe Art der Längenveränderung mit einem Uebelſtande verbunden iſt, welcher dadurch entſteht, daß nur in den beiden äußerſten Stellungen $E_1$ und $E_2$ des Futters der von dem Stempel auf die Lenkerſtange ausgeübte Widerſtand in die Mittellinie der letzteren hineinfällt, während in jeder Zwiſchenlage, wie in $E$, die in der Lenkerſtange auftretende und immer von $C$ nach $B$ gerichtete Druckkraft von der Mittellinie der Lenkerſtange um den Winkel $BCM = \beta$ abweicht.

Fig. 930.



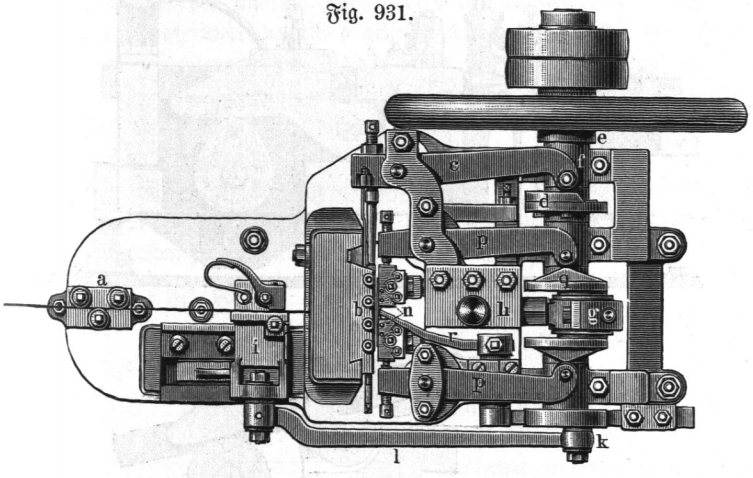

Eine Preſſe mit zwei Lenkerſtangen und Kurbeln zeigt Fig. 930 [1]). Man erkennt hieraus die Ueberſetzung durch das Zahnradvorgelege, welche wegen des größeren auszuübenden Druckes erforderlich iſt. Hier iſt das Schwungrad $S$ natürlich auf der ſchneller umlaufenden Vorgelegswelle $A$ angebracht, während die Kuppelung $B$ das Zahnrad $C$ mit der Kurbelwelle verbindet. Die Verlängerung der beiden Lenkerſtangen erfolgt hierbei gleichzeitig für

[1]) Von E. Kircheis in Aue, Sachſen.

beide durch Umdrehung der Schraube ohne Ende $E$, die in die beiden Schneckenräder $F$ eingreift, welche im Inneren die Muttergewinde für die auf den Lenkerſtangen angebrachten Schrauben enthalten.

Die Einrichtung einer Preſſe zur Herſtellung von Drahtſtiften iſt aus der oberen Anſicht in Fig. 931 [1]) zu erkennen. Der von links von einem Drahthaſpel ablaufende Draht, welcher bei $a$ durch einen aus mehreren Rollen beſtehenden Richtapparat hindurchtritt, wird an ſeinem vorderen Ende in einer zweitheiligen Matrize $b$ wie in einer Zange feſtgehalten, deren beweglicher Backen durch den kräftigen Hebel $c$ feſt angedrückt wird, wenn der Daumen $d$ auf der Schwungradwelle $e$ mit ſeinem ſeitlichen Anſatze die Reibrolle $f$ am anderen Ende des Hebels $c$ nach außen drückt. Der

Fig. 931.

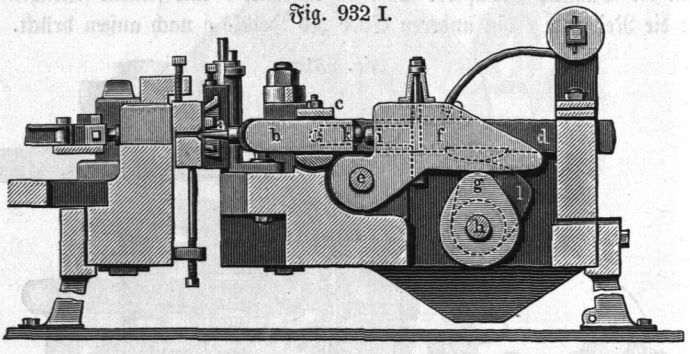



Kurbelzapfen $g$ bewegt den Stößel, welcher, in einer Geradführung $h$ geführt, an ſeinem freien Ende den Stempel zum Anpreſſen des Kopfes an das aus der beſagten Matrize herausragende Drahtſtück trägt. Dieſe Preſſung erfolgt, wenn die Kurbelwelle ſich gegen die in der Figur dargeſtellte Lage um eine halbe Umdrehung gedreht hat; die ſeitliche Erhöhung auf der Daumenſcheibe $d$ hat daher eine ſolche Ausdehnung zu erhalten, daß während dieſer Zeit die Matrize fortdauernd geſchloſſen gehalten wird. Unmittelbar nachdem die Preſſung ſtattgefunden hat und der Stößel zurückgeführt wird, öffnet ſich die Matrize, ſo daß nunmehr der an ſeinem Ende mit einem Kopfe verſehene Draht durch die Matrize hindurch um eine beſtimmte, von der Länge der zu erzeugenden Drahtſtifte abhängige Größe nach rechts vorgeſchoben werden kann, welche Bewegung ein Schlitten $i$ bewirkt, der von

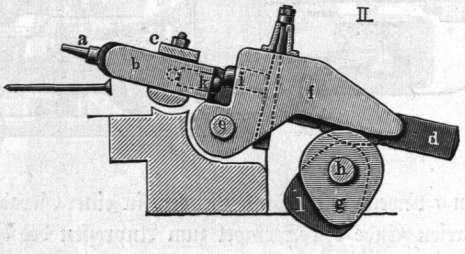
[1]) Von Hüffer & Gaſtrich in Aachen.

einem entſprechend verſtellbaren Kurbelzapfen *k* der Betriebswelle *e* mit Hülfe der Schubſtange *l* hin und her bewegt wird. Iſt in dieſer Weiſe der Draht um die entſprechende Länge vorgezogen, wobei der aus mehreren Rollen beſtehende Apparat *a* zum Geraderichten dient, ſo wird der fertige Nagel von dem Drahte durch zwei zangenartig wirkende Backen *nn* abgekniffen, welche durch die Hebel *pp* feſt gegen einander und gegen den zwiſchen ihnen befindlichen Draht gepreßt werden, indem die beiden Daumenſcheiben *qq* in ähnlicher Art wie *d* gegen Reibrollen der Zangenhebel *pp* drücken. Dieſe Zangen wirken abkneifend in der Art, daß ſie vor dem Ab-

Fig. 932 I.




II.



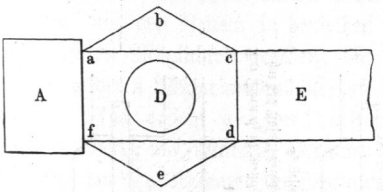

trennen des Nagels den Draht zu einer vierkantigen, pyramidenförmigen Spitze zuſammendrücken, wie ſie an den Drahtſtiften bekannt iſt. Ein Hämmerchen *r* ſchlägt wohl auch auf den Nagel, um ihn ſicher zum Abfallen in ein darunter befindliches Auffangegefäß zu veranlaſſen, worauf der beſchriebene Vorgang ſich wiederholt. Mit jeder Umdrehung der Schwungradaxe wird in ſolcher Weiſe ein Drahtſtift fertig; dieſe Axe macht minutlich, je nach der Dicke des verarbeiteten Drahtes, zwiſchen 100 und 240 Umdrehungen, wozu eine Betriebskraft zwiſchen $^1/_5$ und 2 Pferdekräften erforderlich iſt. Dieſe Betriebskraft iſt zwar größer als die für die älteren, mit Stoß wirkenden Maſchinen, doch beſitzen dieſe Preſſen neben den Vortheilen eines ruhigeren Ganges und größerer Schonung der Werkzeuge gleichzeitig den

einer größeren Leiſtung, weshalb ſie ſich ungeachtet der höheren Anſchaffungskoſten vielfach eingeführt haben.

Abweichend hiervon wird der Stempel zum Anpreſſen des Kopfes bei der Drahtſtiftpreſſe von Dubigk & Offergeld in Aachen, Fig. 932 [1]), anſtatt durch eine Kurbel durch einen Daumen bewegt. Hier wird der den Kopfſtempel *a* aufnehmende Stößel *b* in der Hülſe *c* geführt, die um zwei Zapfen drehbar gelagert iſt, ſo daß der Stößel ſich in die gegen den Horizont geneigte Lage, Fig. 932 II, ſtellen kann, wenn der vorher gefertigte Nagel vorgeſchoben und durch die beiden Zangenbacken abgekniffen wird. Nachdem dies geſchehen und der Stift nach unten abgefallen iſt, wird der Stößel durch Anheben des hinteren Endes *d* in die wagerechte Lage, Fig. 932 I, gebracht, worauf der um die Axe *e* drehbare Winkelhebel *f* durch den Daumen *g* auf der Betriebswelle *h* gehoben wird, wobei er mit dem Stahlſtift *i* gegen denjenigen *k* des Stößels drückt und den neuen Kopf anpreßt. Um dem Stößel die gedachte, um die Hülſenzapfen ſchwingende Bewegung zu ertheilen, dient ein zweiter Daumen *l* auf der Betriebswelle *h*, unmittelbar neben dem Druckdaumen *g*.

Daumen und Curvenſcheiben werden überhaupt vielfach zur Bewegung von Stempeln und Schneidewerkzeugen bei den Maſchinen zur Herſtellung der verſchiedenſten Gegenſtände aus Blech, Draht u. ſ. w. angewendet, und es möge von den verſchiedenen Maſchinen dieſer Art hier nur eine angeführt werden, die zur Anfertigung der ſechskantigen Schraubenmuttern dient. Dieſe Muttern von der bekannten ſechskantigen Form, Fig. 933, werden hierbei aus einer weißwarm gemachten Eiſenſtange *E* in der Art hergeſtellt, daß zunächſt von dieſer Stange, die bis gegen den feſten Anſchlag *A* vorgeſchoben wird, das Stück *acdf* abgetrennt wird, welches in Folge der für die Stange gewählten Dicke gerade die zur Herſtellung einer Mutter erforderliche Maſſe in ſich enthält. Zur Preſſung dient eine Matrize *M*, die ein ſechsſeitiges Hohlprisma *abcdef* darſtellt und in deren Höhlung von beiden Seiten genau paſſende ſechskantige Stempel eintreten, die bei ihrer Annäherung das zwiſchen ihnen befindliche Eiſenſtück in die durch die Matrize beſtimmte Form preſſen. Da die beiden Stempel außerdem in ihrer Axenrichtung durchbohrt ſind, um in den Bohrungen verſchiebliche, cylindriſche Stahldorne *D* aufzunehmen, ſo wird gleichzeitig mit der äußeren

Fig. 933.




[1]) D. R.-P. Nr. 35475.

Form der Mutter das Loch in der Mitte hergeſtellt, welches für die ſpäter einzuſchneidenden Schraubengewinde erforderlich iſt. In welcher Weiſe dieſe Wirkung vor ſich geht, iſt am beſten aus Fig. 934, 1—6, zu erſehen, welche den Arbeitsgang der betreffenden Werkzeuge darſtellen. In dieſen Figuren

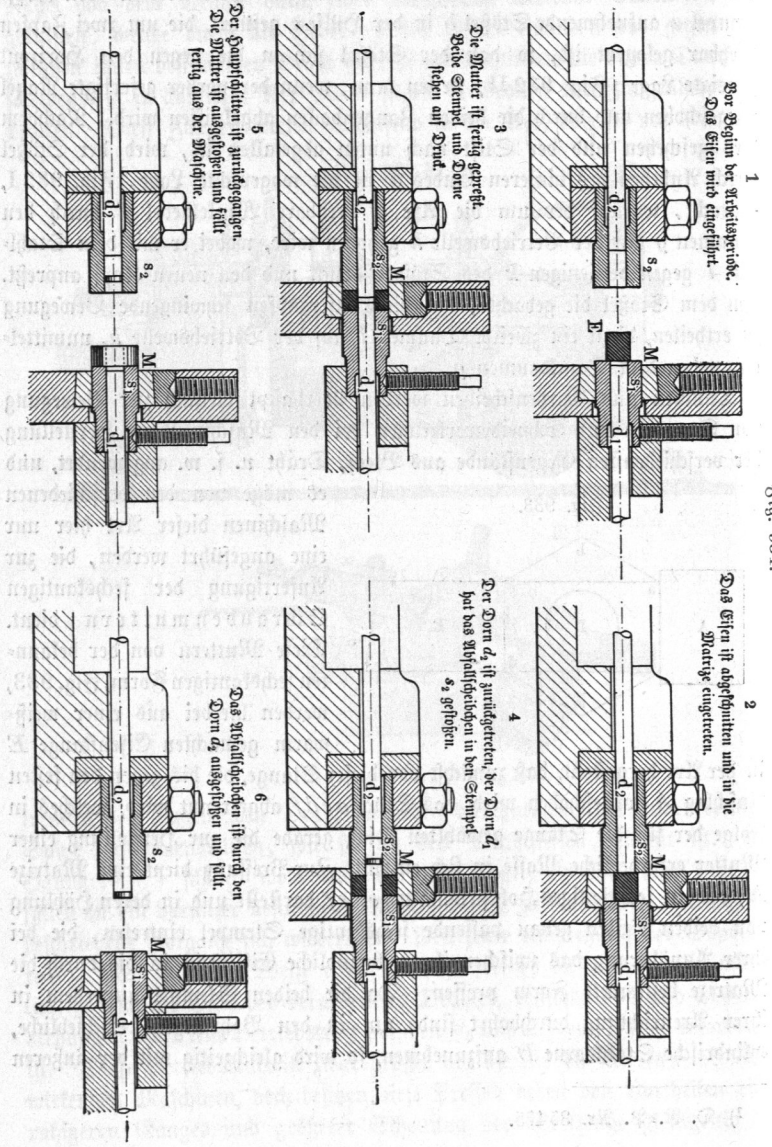


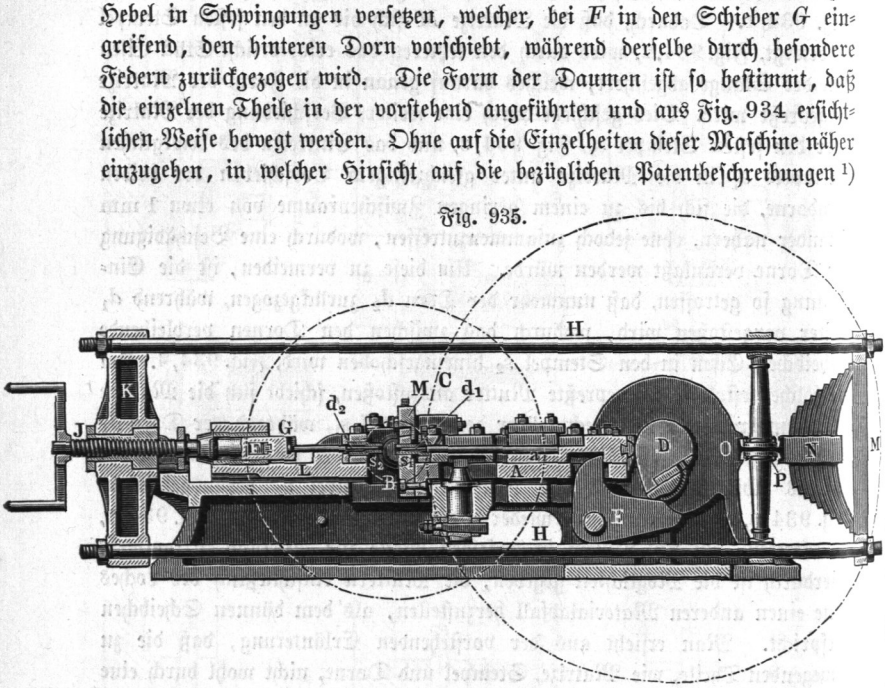

Fig. 934.

bedeuten $M$ die Matrize, $s_1$ und $s_2$ die beiden Stempel, von denen $s_2$ unverrückbar feſtſteht, während $s_1$ ſowohl wie die Matrize $M$ ſich horizontal verſchieben laſſen. Die beiden unabhängig von der Bewegung der Matrize und des Stempels $s_1$ verſchieblichen Lochdorne ſind $d_1$ und $d_2$, während $E$ den Querſchnitt der zwiſchen die Stempel eingehaltenen Eiſenſtange vorſtellt, Fig. 934, 1. Dadurch, daß die Matrize $M$ ſich bis an den feſten Stempel $s_2$ bewegt, Fig. 934, 2, wird durch den letzteren das erforderliche Stück Eiſen von der Stange abgeſchert, welches darauf genau in die Form der Matrize eingepreßt wird. Dies geſchieht durch eine weitere Verſchiebung der Matrize über den feſten Stempel $s_2$, Fig. 934, 3, und das Eintreten des beweglichen Stempels $s_1$ in die Matrize unter gleichzeitigem Vorſchieben der beiden Lochdorne, die ſich bis zu einem geringen Zwiſchenraume von etwa 1 mm einander nähern, ohne jedoch zuſammenzutreffen, wodurch eine Beſchädigung der Dorne veranlaßt werden würde. Um dieſe zu vermeiden, iſt die Einrichtung ſo getroffen, daß nunmehr der Dorn $d_2$ zurückgezogen, während $d_1$ weiter vorgeſtoßen wird, wodurch das zwiſchen den Dornen verbleibende Scheibchen Eiſen in den Stempel $s_2$ hineingeſchoben wird, Fig. 934, 4. Um die ſolchergeſtalt fertig gepreßte Mutter auszuſtoßen, ſchiebt ſich die Matrize $M$ nunmehr wieder nach rechts über den Stempel $s_1$, während der Dorn $d_1$ zurückgezogen wird, Fig. 934, 5; endlich wird durch den vorgeſchobenen Dorn $d_2$ das Abfallſcheibchen $x$ aus dem feſten Stempel $s_2$ herausgeſchoben, Fig. 934, 6, worauf alle Theile wieder in die anfängliche Stellung, Fig. 934, 1, zurücktreten, um von Neuem in derſelben Weiſe zur Wirkung zu kommen. Hierdurch iſt die Möglichkeit gegeben, die Muttern einſchließlich des Loches ohne einen anderen Materialabfall herzuſtellen, als dem dünnen Scheibchen entſpricht. Man erſieht aus der vorſtehenden Erläuterung, daß die zu bewegenden Theile, wie Matrize, Stempel und Dorne, nicht wohl durch eine Kurbel oder ein Kreisexcenter in Bewegung geſetzt werden können, ſondern daß dazu beſondere Daumen oder Curvenſchubgetriebe erforderlich ſind, deren Formen gemäß den vorſtehend beſprochenen Bewegungen der einzelnen Theile zu beſtimmen ſind.

In Fig. 935 (a. f. S.) iſt der wagerechte Durchſchnitt durch eine ſolche Mutternpreſſe aus der Fabrik von C. W. Haſenclever Söhne in Düſſeldorf gegeben, woraus man den im Geſtelle feſten Stempel $s_2$ und den in dieſem verſchieblichen Lochdorn $d_2$ erkennt. Die Matrize $M$ dagegen iſt in einem wagerecht verſchieblichen Schlitten $A$ angebracht, in welchem ein zweiter kleinerer Schlitten $a$ verſchieblich iſt, der den beweglichen Stempel $s_1$ mit ſeinem Lochdorne $d_1$ aufnimmt. Die Bewegung dieſer Schlitten geht von der durch ein Zahnrädervorgelege $BC$ umgedrehten Schwungradwelle $D$ aus, die mit zwei Daumen ausgerüſtet iſt, von denen der eine (in der Mitte) den kleineren Schlitten $a$ mit dem Dorne $d_1$ vor-

wärts drückt, während der andere (doppelt ausgeführte) den Schlitten $A$ mit der Matrize vorſchiebt und darauf mit Hülfe des Winkelhebels $E$ wieder zurückzieht. Der Dorn $d_2$ wird mit Hülfe von zwei Daumen bewegt, die auf dem vorderen Ende der Schwungradwelle $D$ befindlich ſind und durch eine wagerechte Schubſtange einen ebenfalls wagerechten doppelarmigen Hebel in Schwingungen verſetzen, welcher, bei $F$ in den Schieber $G$ eingreifend, den hinteren Dorn vorſchiebt, während derſelbe durch beſondere Federn zurückgezogen wird. Die Form der Daumen iſt ſo beſtimmt, daß die einzelnen Theile in der vorſtehend angeführten und aus Fig. 934 erſichtlichen Weiſe bewegt werden. Ohne auf die Einzelheiten dieſer Maſchine näher einzugehen, in welcher Hinſicht auf die bezüglichen Patentbeſchreibungen [1])

Fig. 935.




verwieſen werden mag, ſoll nur erwähnt werden, daß bei der vorſtehenden Maſchine der bei der Preſſung der Muttern von den Stempeln ausgeübte Druck von den beiden ſchmiedeeiſernen Ankern $H$ aufgenommen wird, ſo daß das gußeiſerne Geſtell, das anderenfalls leicht Brüchen ausgeſetzt ſein würde, durch dieſe Druckkräfte nicht in Anſpruch genommen wird. Dies zu erreichen, ſind dieſe beiden Anker mit dem Querſtücke $K$ verbunden, welches mittels der ſtellbaren Schraubenſpindel $J$ ſich gegen das den hinteren Stempel $s_1$ aufnehmende Schlittenſtück $L$ legt und ſomit den gegen dieſen Stempel und ſeinen Lochdorn wirkenden Druck unmittelbar aufnimmt. Die beiden Anker $H$ ſind am entgegengeſetzten Ende ebenfalls mit einem Querſtücke $M$ verbunden, welches den auf daſſelbe ausgeübten Zug vermittelſt der ſtarken

[1]) D. R.-P. Nr. 18403 u. 21528.

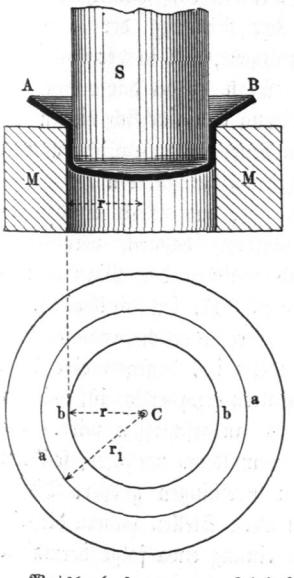
Feder $N$ auf die Mitte eines kräftigen ſchmiedeeiſernen Querbalkens $P$ überträgt, deſſen Enden zu beiden Seiten an den Lagergerüſten der Schwungradwelle bei $O$ ihre Stützen finden. Hierdurch wird das Geſtell der Maſchine entlaſtet, indem der von dem vorderen Stempel $s_1$ und ſeinem Dorne aufgenommene Druck ſich durch den Schieber $a$ auf den Daumen der Schwungradwelle und durch dieſe weiter auf den Querbalken $P$ überträgt. Die Feder $N$ iſt ſelbſtverſtändlich ſo ſtark anzuſpannen, daß ſie bei den unter normalen Verhältniſſen auftretenden Preſſungen nicht nachgiebt, während ſie ſich bei außergewöhnlich großen Widerſtänden entſprechend durchbiegen kann, wodurch Brüchen vorgebeugt wird.

Die Schwungradwelle dieſer Maſchine macht in der Minute, je nach der Größe der herzuſtellenden Muttern, etwa 60 Umdrehungen bei Muttern bis zu 20 mm Durchmeſſer und 40 Umdrehungen bei den größeren Muttern, ſo daß die Erzeugung in 10 Stunden, mit Berückſichtigung der durch Einſetzen der Werkzeuge, Inſtandhalten des Ofens u. ſ. w. entſtehenden Unterbrechungen, zu 10000 kleineren (10 mm Gewindedurchmeſſer) und 5000 bis 6000 größeren (25 mm Durchmeſſer) Muttern angegeben wird.

**Ziehpreſſen.** Wenn man durch eine der vorbeſchriebenen Preſſen aus einer ebenen Blechſcheibe $AB$, Fig. 936, vermittelſt eines Stempels $S$ und einer dazu paſſenden Matrize $M$ ein Gefäß oder überhaupt einen Hohlkörper preſſen will, ſo kann es nicht ausbleiben, daß das über den Stempelrand nach außen hervorragende Material ſich bei dem Eindrücken in die Matrize zu einzelnen Fältchen geſtaltet, da irgend eine kreisförmige Fiber wie $a$, die vor der Preſſung den Abſtand $aC = r_1$ von der Mitte der Scheibe hat, ſich bei dem Eintritte in die Oeffnung der Matrize vom Halbmeſſer $bC = r$ von der urſprünglichen Länge $2\pi r_1$ auf diejenige $2\pi r$ verkürzen muß. In Folge deſſen zieht ſich dieſe Fiber in der Geſtalt einer Wellenlinie zuſammen, da einer ſolchen Biegung ſich ein geringerer Widerſtand entgegenſetzt, als einem Zuſammenſchieben der Maſſentheilchen nach der Richtung des Umfanges, wie es vorausgeſetzt werden muß, wenn die Länge des kreisförmigen Elementes in $aa$ auf diejenige des Umfanges in $bb$ verkürzt werden ſoll.

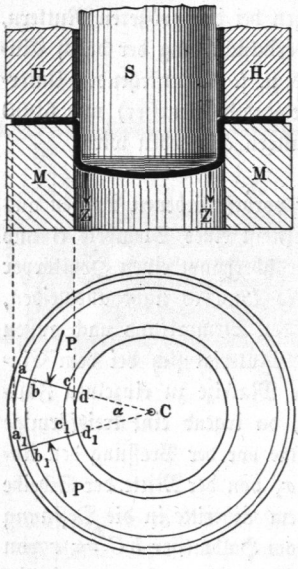
§. 226.

Fig. 936.



Es iſt auch erſichtlich, daß dieſe Wellen oder Falten um ſo ſtärker auftreten müſſen, je größer die Verſchiedenheit der Halbmeſſer $r_1$ und $r$, d. h. je größer die Tiefe des Eindringens in die Matrize im Verhältniſſe zu deren oberer Weite iſt. Dieſe Faltenbildung hat den Nachtheil, daß das Blech ſich zwiſchen dem Stempel und der Matrizenmündung leicht feſtſetzt, ſo daß bei einem weiteren Vordringen des erſteren das Material verhindert iſt, in gehöriger Art von außen nachzufolgen, und in Folge davon müſſen Riſſe in dem Bleche entſtehen. Man kann daher in dieſer Weiſe das Blech mit jeder Preſſung nur bis zu mäßiger Tiefe eindrücken und man muß, um größere Tiefen zu erzielen, häufig wiederholte Preſſungen mit ebenſo vielen verſchiedenen Stempeln und Matrizen vornehmen, deren Formen in geeigneter Art paſſend abzuſtufen ſind. Abgeſehen von der Umſtändlichkeit dieſes Verfahrens, die durch das bei öfter wiederholtem Preſſen nöthig werdende Ausglühen des Bleches noch beſonders geſteigert wird, werden die ſo erzeugten Gefäße in der Regel nach oben hin merklich dünner in der Wandung, was man ſich dadurch erklären mag, daß bei dem gedachten Feſtklemmen des Bleches in der Matrizenmündung das durch den Stempel bereits in die Matrize eingedrückte Material ringsum in der Richtung der Stempelbewegung verlängert, alſo in der Dicke verringert wird. Man wendet daher eine derartige Bearbeitung hauptſächlich nur in den Fällen an, in denen es weſentlich auf eine Verringerung der Wandſtärke ankommt.

Fig. 937.




Man kann aber das Blech an der beſagten Faltenbildung dadurch verhindern, daß man den außen überſtehenden Blechrand zwiſchen der Matrize und einem beſonderen ringförmigen Halter $H$, Fig. 937, feſt einklemmt, ſo zwar, daß den Materialtheilchen zwar noch die erforderliche radiale Verſchiebung nach innen zwiſchen $H$ und $M$ geſtattet iſt, dagegen eine dazu ſenkrechte Bewegung, wie ſie zur Bildung von Falten erforderlich iſt, zwiſchen den feſt zuſammengepreßten Theilen $H$ und $M$ ausgeſchloſſen wird. In Folge dieſer Anordnung wird nicht nur die Faltenbildung verhütet, ſondern man kann auch mit verhältnißmäßig wenigen Preſſungen größere Tiefen erzielen; außerdem behält hierbei das Blech an allen Stellen nahezu dieſelbe Wandſtärke. Man kann ſich die letztere Erſcheinung etwa folgendermaßen

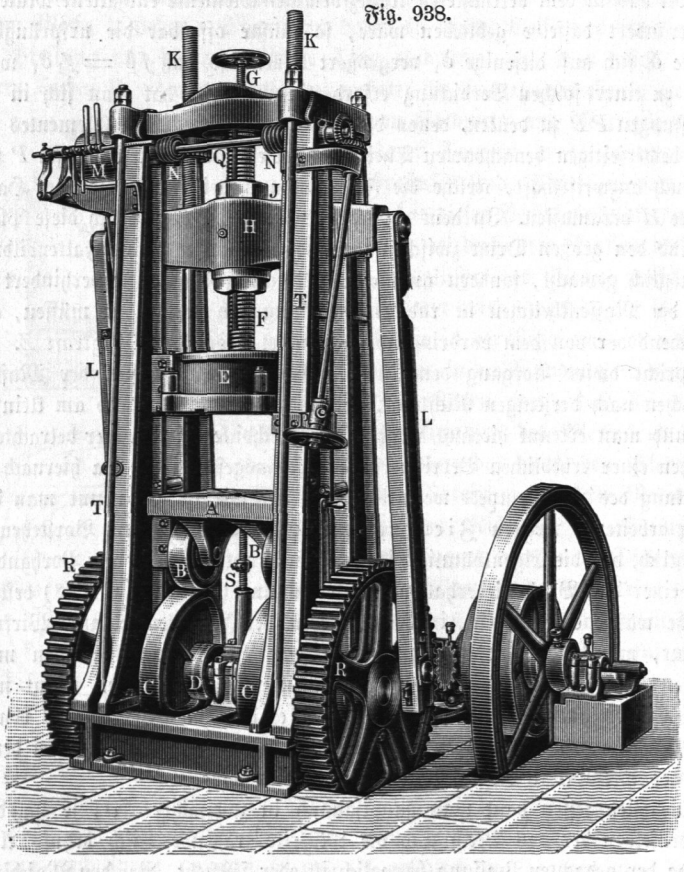
erklären. Wenn bei dem Eindrücken des Bleches in die Matrize der äußere Rand $a$ um eine gewiſſe kleine Größe nach innen rückt, etwa nach $b$, indem die urſprünglich in $c$ befindliche kreisförmige Fiber bis an die Matrizenmündung $d$ gezogen wird, ſo hat, wenn $ad$ und $a_1 d_1$ zwei um den Winkel $\alpha$ abweichende Radien vorſtellen, das urſprünglich die Fläche $f = acc_1 a_1$ bedeckende Blechſtück nunmehr nur die kleinere Größe $f_1 = bdd_1 b_1$. Wenn hierbei das in dem betrachteten trapezförmigen Elemente enthaltene Material unverändert daſſelbe geblieben wäre, ſo müßte offenbar die urſprüngliche Dicke $\delta$ ſich auf diejenige $\delta_1$ vergrößert haben, ſo daß $f\delta = f_1\delta_1$ wäre. Die zu einer ſolchen Verdickung erforderlichen Kräfte hat man ſich in den Preſſungen $PP$ zu denken, denen die Seiten des betrachteten Elementes von den beiderſeitigen benachbarten Theilen ausgeſetzt ſind. Dieſe Kräfte $P$ ſind es auch unzweifelhaft, welche die Faltenbildung bei dem Fehlen der Halteplatte $H$ veranlaſſen. In dem vorliegenden Falle iſt aber durch dieſe Platte $H$ und den großen Druck zwiſchen ihr und $M$ nicht nur eine Faltenbildung unmöglich gemacht, ſondern auch eine Verdickung der Platte verhindert, ſo daß die Maſſentheilchen in radialer Richtung ſich verſchieben müſſen, entſprechend der von dem vordringenden Stempel ausgeübten Zugkraft $Z$. Es entſpricht dieſer Vorgang dem in §. 1 beſprochenen Fließen der Maſſentheilchen nach derjenigen Richtung, in welcher der Widerſtand am kleinſten iſt, und man erkennt hieraus, weshalb die Blechdicke bei dem hier betrachteten Ziehen einer erheblichen Verringerung nicht ausgeſetzt iſt. Da hiernach die Wirkung des Preßſtempels weſentlich eine ziehende iſt, ſo nennt man derartig arbeitende Preſſen *Ziehpreſſen*, und es iſt aus dem Vorſtehenden erſichtlich, daß die Eigenthümlichkeit derſelben hauptſächlich in dem Vorhandenſein einer das Blech niederhaltenden Vorrichtung (*Niederhalters*) beſteht, welche während der Zeit, innerhalb deren der Preßſtempel zur Wirkung kommt, mit hinreichender Kraft gegen das Blech gepreßt werden muß. Wegen des Vorhandenſeins von zwei anzupreſſenden Theilen nennt man dieſe Preſſen auch zuweilen *doppeltwirkende*, im Gegenſatze zu den in dem vorſtehenden Paragraphen beſprochenen *einfachwirkenden*, bei denen nur der Stempel in die Matrize hineingedrückt wird.

Die Ziehpreſſen baut man hauptſächlich in zweifacher Art, je nachdem bei denſelben der das Blech und die Matrize tragende Tiſch behufs Ausübung der gedachten Preſſung beweglich iſt oder feſtſteht. Bei den Maſchinen mit beweglichem Tiſche wird der letztere durch paſſende Excenter oder Curvenſcheiben während der Preſſung nach oben bewegt und ſo lange gegen den über dem Bleche angebrachten Niederhalter gedrückt, wie die Wirkung des Ziehſtempels dauert, während bei den Preſſen mit feſtem Tiſche umgekehrt der Niederhalter gegen das darunter befindliche Blech und den feſtſtehenden Tiſch gepreßt wird. Die Wirkungsweiſe iſt in beiden Fällen dieſelbe, und ein

Unterſchied iſt nur in Hinſicht der Bewegungsvorrichtungen vorhanden. Einige Beiſpiele werden die Einrichtungen der Ziehpreſſen verdeutlichen.

In Fig. 938 iſt eine Ziehpreſſe mit beweglichem Tiſche von L. Schuler in Göppingen dargeſtellt. Der die Matrize tragende Tiſch *A* iſt auf der Unterſeite mit zwei glasharten Rollen *B* verſehen, die auf ebenſolchen Curvenſcheiben *C* laufen, welche auf der Kurbelwelle *D* befeſtigt ſind, ſo

Fig. 938.




daß der Tiſch durch dieſe Scheiben emporgehoben und das Blech gegen den feſten Niederhalter *E* gepreßt wird, während der Ziehſtempel niedergeht. Der letztere iſt an dem unteren Ende der ſtarken Schraubenſpindel *F* mittels der Schraube *G* befeſtigt und geht im Inneren des ringförmig geſtalteten Niederhalters *E* auf und nieder, da die Schraubenſpindel *F* mit dem Querarme *H* feſt verbunden iſt, der durch die Lenkerſtangen *L* der beiderſeits

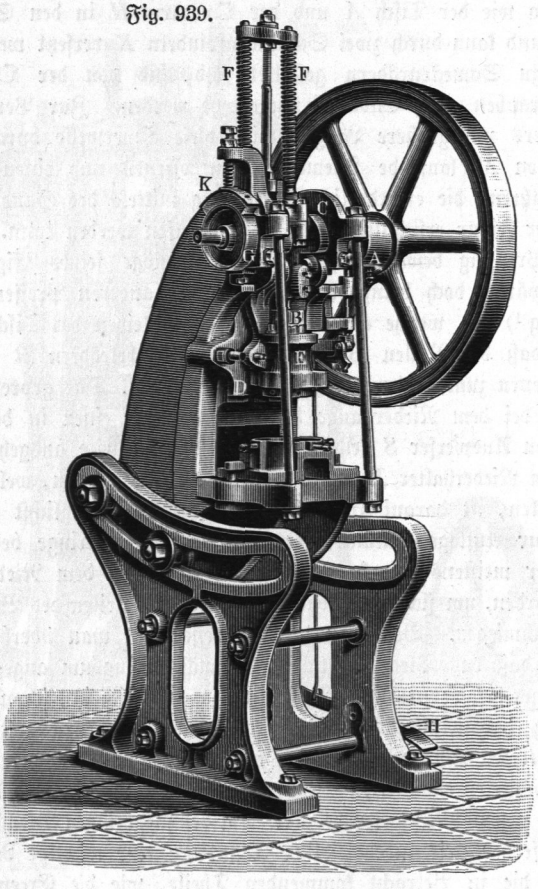
angebrachten Kurbeln auf und nieder bewegt wird. Vermittelſt der beiden Muttern $J$ der Schraubenſpindel läßt ſich der Ziehſtempel in die der Arbeit entſprechende Höhe ſtellen und um den Niederhalter $E$, der an ſeiner Unterfläche beſondere, der Arbeit angepaßte Einlegeringe aufnimmt, mit der gehörigen Preſſung gegen das Blech zu drücken, iſt der Niederhalter in ſenkrechter Richtung verſtellbar gemacht. Zu dem Ende führt er ſich beiderſeits ebenſo wie der Tiſch $A$ und der Querarm $H$ in den Schlitzen des Geſtelles und kann durch zwei Schraubenſpindeln $K$ verſetzt werden, deren Muttern zu Schneckenrädern geſtaltet ſind, die von der Querwelle $Q$ durch Schrauben ohne Ende $N$ umgedreht werden. Zur Verſetzung des Niederhalters um größere Längen wird dieſe Querwelle durch zwei auf die Scheiben $M$ laufende Riemen, einen offenen und einen gekreuzten, bewegt, während die erforderliche Spannung mittels des Handrades $P$ in der aus der Figur erſichtlichen Art hervorgerufen werden kann. Nach geſchehener Preſſung bewegt ſich der Tiſch vermöge ſeines Eigengewichtes wieder abwärts, doch bringt der Erbauer bei anderen Preſſen auch eine Einrichtung [1]) an, welche ein etwaiges Hängenbleiben des Tiſches dadurch verhütet, daß die Rollen $B$ durch an den Kurbelrädern $R$ angebrachte Curvenſchienen zum Niedergehen gezwungen werden. Das gepreßte Arbeitsſtück wird bei dem Niedergange des Tiſches durch einen in deſſen Mitte angebrachten Auswerfer $S$ ſelbſtthätig aus der Matrize ausgehoben. Bei den an dem Niederhalter $E$ zu befeſtigenden Einlegeringen, welche auf das Blech drücken, iſt darauf zu achten, daß dieſelben möglichſt gleichmäßig ringsum zur Auflage kommen, weshalb dieſe Einlegeringe bei größerem Durchmeſſer meiſtens mit kugelförmigen Flächen an dem Niederhalter $E$ gelagert werden, um ſich den etwaigen Unregelmäßigkeiten des Bleches möglichſt anzuſchmiegen. Bei allen dieſen Preſſen hat man überhaupt dafür zu ſorgen, daß das Blech möglichſt gleichmäßig ringsum angepreßt wird, weil, wie aus den vorſtehenden Bemerkungen erſichtlich iſt, ſchon eine kleine Abweichung davon ausreicht, um eine Faltenbildung zu geſtatten, insbeſondere bei den dünnen Blechen, die auf ſolchen Preſſen zu den neuerdings ſo viel verbreiteten emaillirten Gefäßen verarbeitet werden und deren Dicke meiſt unter einem Millimeter beträgt. Da bei ſo geringen Blechdicken ſchon die im Laufe der Zeit unvermeidliche Abnutzung eine wichtige Rolle ſpielt, ſo werden die in Betracht kommenden Theile, wie die Excenter $C$ und Rollen $B$, ſowie deren Zapfen aus möglichſt hartem Material hergeſtellt. Die Bewegung der vorſtehenden Preſſe von der Schwungradwelle $D$ aus durch eine zweimalige Räderüberſetzung iſt aus der Figur erſichtlich, in welcher man auch die an den vier Ecken des gußeiſernen Geſtelles angebrachten

[1]) D. R.-P. Nr. 49580.

ſchmiedeeiſernen Anker $T$ erkennt, deren Zweck darin beſteht, den bei der Preſſung auftretenden großen Zug dem Geſtelle abzunehmen und von den Ankern aufnehmen zu laſſen.

Eine Preſſe, wie die vorſtehend beſprochene, verarbeitet Blechſcheiben bis zu 650 mm Durchmeſſer mit Stempeln bis zu 500 mm Durchmeſſer und Tiefen bis 250 mm, wobei in der Minute bis 8 Stempelniedergänge gemacht

Fig. 939.

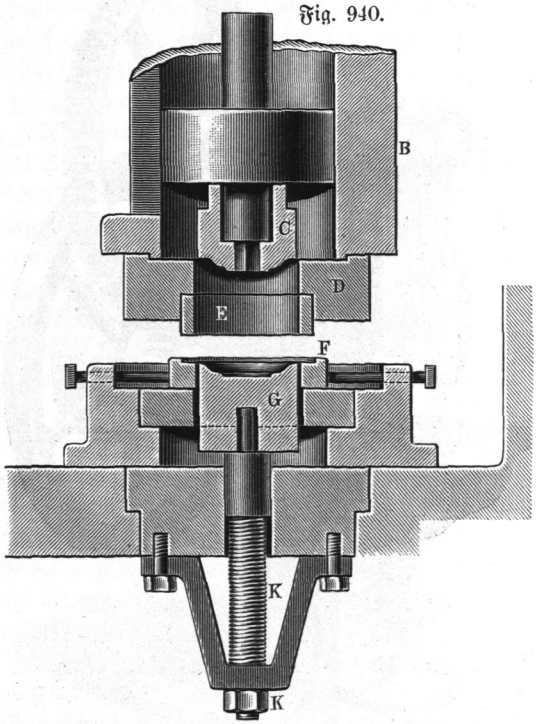



werden und wozu nach Angabe der ausführenden Firma 5 Pferdekräfte erfordert werden.

Nach dem Vorhergegangenen iſt die Ziehpreſſe mit feſtem Tiſche und beweglichem Niederhalter, Fig. 939, von E. Kircheis in Aue, leicht verſtändlich. Dieſe zum leichteren Abführen der aus der Matrize ausgehobenen Gegenſtände auch ſchräg ſtellbare Preſſe zeigt den durch die Kurbel der

Schwungradwelle *A* bewegten Ziehſtößel *B* und neben der Kurbel zwei Excenter oder Daumenſcheiben *C*, welche den in den Führungen *D* gleitenden Niederhalter *E* niederdrücken, wobei zwei Federn *F* zuſammengepreßt werden, welche den Niederhalter nach erfolgter Preſſung wieder emporheben. Die Einrichtung iſt derart, daß jedesmal in der höchſten Stößelſtellung die zwiſchen dem Schwungrade und der Kurbelwelle befindliche Kuppelung ausgelöſt wird, ſo daß der Stößel ſtehen bleibt und erſt durch Niedertreten des Hebels *H* wieder in Bewegung geſetzt wird. Damit der Stößel in der

Fig. 940.

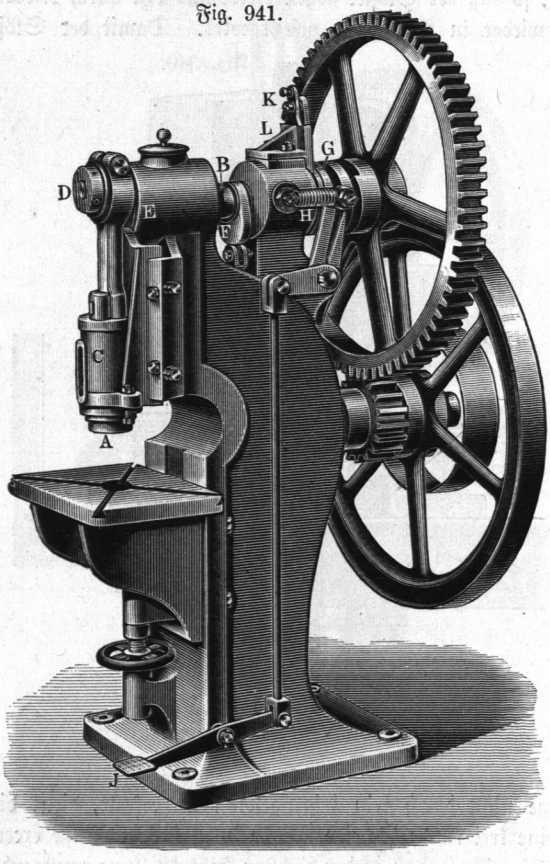



höchſten Lage nicht durch ſein Eigengewicht niederfällt, dient die Bremsſcheibe *G*, eine kreisrunde Scheibe, welche in geringem Maße excentriſch auf der Axe befeſtigt iſt, ſo daß in der höchſten Stößelſtellung genügende Reibung zwiſchen ihrem Umfange und dem Bremsbacken *K* ſtattfindet, um das Niederfallen des Stößels zu verhüten.

Die Ziehpreſſen mit feſtem Tiſche dienen in der Regel gleichzeitig zum Ausſchneiden des Bleches, indem der Niederhalter zu einem Schnittſtempel ausgebildet iſt, welcher mit der Matrize zuſammen wie eine Schere oder ein Lochwerk wirkt. In Fig. 940 iſt ein ſolches gleichzeitig zum Ausſchneiden

und Ziehen dienendes Werkzeug dargeſtellt, wie es zur Anfertigung von Untertaſſen angewandt wird. Der mit dem Blechhalter *B* mittels des Futterſtückes *D* befeſtigte Schnittring *E* ſchneidet bei dem Niedergange aus dem unterliegenden Bleche eine genau in den Unterring *F* paſſende Scheibe aus und preßt dieſelbe feſt gegen *F*, worauf der Ziehſtempel *C* dieſe Blechſcheibe in die Matrize *G* preßt. Hierbei wird die unter der Matrize befind-

Fig. 941.




liche Feder *K* zuſammengedrückt, um nach dem Rückgange des Stempels *C* das Arbeitsſtück nach oben hin auszuſtoßen.

Die hierzu dienende Maſchine von F. Mönkemöller in Bonn iſt in Fig. 941 gezeichnet. Der Ziehſtempel *A* wird durch einen excentriſch an der Triebwelle *B* befeſtigten Kurbelzapfen *D* bewegt, wobei er ſich in dem Blechhalter *C* führt. Ein auf dieſer Welle unmittelbar neben dem Kurbel-

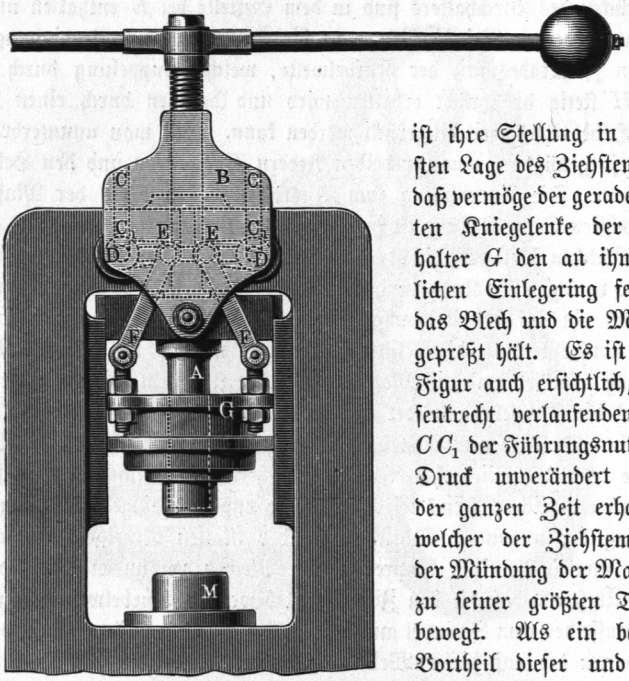
zapfen befindlicher Daumen $E$ ſchiebt den Blechhalter vermittelſt einer an dieſem angebrachten Rolle in den Geſtellführungen nieder und hält ihn während des Ziehens feſt auf dem Bleche, während der Rückgang des Blechhalters durch einen Gegendaumen $F$ veranlaßt wird, welcher durch einen in dem Geſtelle befindlichen, in der Figur nicht ſichtbaren doppelarmigen Hebel den Schieber $C$ wieder emporſchiebt; die Rolle, ſowie der Daumen zum Niederdrücken des Blechhalters ſind in dem Geſtelle bei $E$ enthalten und in der Figur verdeckt. Bei $G$ ſieht man die Kuppelung zur Verbindung des treibenden Zahnrades mit der Kurbelwelle, welche Kuppelung durch zwei Federn $H$ ſtetig ausgerückt erhalten wird und dagegen durch einen Tritt auf den Hebel $J$ jederzeit eingerückt werden kann. Will man ununterbrochen arbeiten, ſo genügt es, eine der beiden Federn $H$ zu löſen und den Hebel $J$ zu belaſten. Die Vorrichtung zum Ausrücken des Stößels der Maſchine in der höchſten Stößelſtellung iſt in $K$ angedeutet. Dieſelbe beſteht aus einer in dem Böckchen $L$ niedergleitenden Klinke, die ſich im eingerückten Zuſtande hinter die verſchiebliche Kuppelungshälfte legt und dieſelbe ſo lange eingerückt erhält, bis ein auf der Schwungradwelle hervorragender Knaggen in der höchſten Stößelſtellung die Klinke emporhebt, worauf die Federn $H$ die Kuppelung auslöſen und die Maſchine ſo lange ſtill ſteht, bis ein Tritt auf den Hebel die Kuppelung wieder einrückt.

Die Anwendung der unrunden Scheiben zum Zuſammenhalten der Blechunterlage und des Niederhalters hat mancherlei Uebelſtände im Gefolge. Durch den erheblichen Druck wird leicht eine ungleichmäßige Abnutzung und Abflachung der unrunden Scheiben und der Rollen herbeigeführt, womit auch ein ungleichförmiges Anpreſſen des Bleches verbunden iſt. Hierzu tritt der Umſtand, daß die den Ziehſtempel bewegende Kurbelwelle ſich unter dem Einfluſſe des vom Stempel ausgeübten Druckes in gewiſſem Maße durchbiegt, woran die auf dieſer Welle angebrachten unrunden Scheiben theilnehmen, ſo daß auch dadurch die Preſſung des Niederhalters verringert wird, ein Uebelſtand, welchen man dadurch möglichſt herabzuziehen ſucht, daß man die Curvenſcheiben thunlichſt nahe an die Lager der Kurbelwelle verlegt. Dieſe Nachtheile zu vermeiden, hat man mehrfach die Anordnung ſo getroffen, daß die Preſſung des Niederhalters gegen das Blech mittels eines Kniegelenkes erzielt wird, welches von dem niedergehenden Ziehſtempel ſo bewegt wird, daß es ſich während des Ziehens in geſtrecktem Zuſtande befindet. Eine ſolche von Kircheis in Aue[1]) angewandte Einrichtung zeigt Fig. 942 (a. f. S.). Hier iſt an dem Preßſtempel $A$ auf jeder Seite deſſelben ein Führungsſtück $B$ befeſtigt, welches an der auf- und niedergehenden Bewegung des Stempels theilnimmt. In dieſem Stücke iſt eine

[1]) D. R.-P. Nr. 59839.

Führungscurve $CC$ angebracht, in welche die Kniezapfen $E$ von zwei Kniegelenken $DEF$ eintreten, von denen die Schenkel $ED$ bei $D$ an dem Geſtelle drehbar ſind, während die Zapfen $F$ der anderen Schenkel an dem verſchieblichen Niederhalter $G$ ſich befinden. Während in der höchſten Lage des Ziehſtempels dieſe Kniegelenke die in der Figur dargeſtellte Lage einnehmen,

Fig. 942.

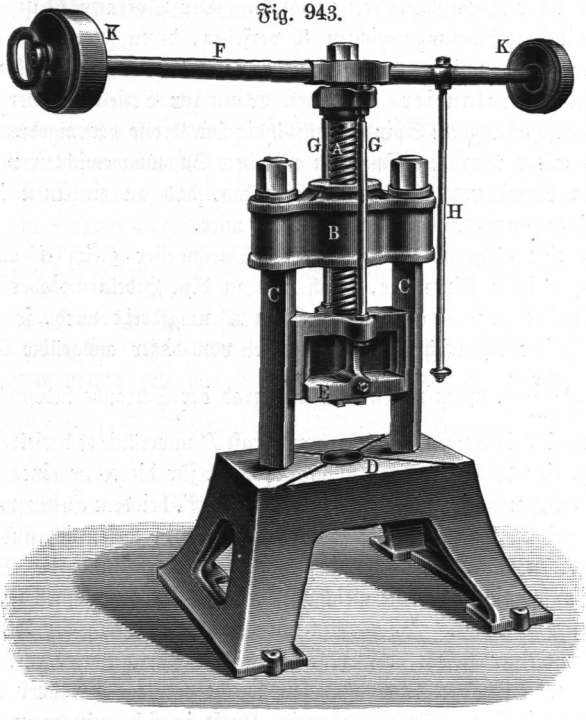



iſt ihre Stellung in der tiefſten Lage des Ziehſtempels ſo, daß vermöge der gerade geſtreckten Kniegelenke der Niederhalter $G$ den an ihm befindlichen Einlegering feſt gegen das Blech und die Matrize $M$ gepreßt hält. Es iſt aus der Figur auch erſichtlich, wie die ſenkrecht verlaufenden Enden $CC_1$ der Führungsnuthe dieſen Druck unverändert während der ganzen Zeit erhalten, in welcher der Ziehſtempel von der Mündung der Matrize bis zu ſeiner größten Tiefe ſich bewegt. Als ein beſonderer Vortheil dieſer und ähnlich wirkender Vorrichtungen kann angeführt werden, daß der von dem Niederhalter ausgeübte Druck von den geſtreckt geſtellten Knieſchenkeln unmittelbar von den Zapfen $D$ auf das Geſtell der Maſchine übertragen wird, während bei der Anwendung unrunder Scheiben dieſer Druck von der Kurbelwelle auszuhalten iſt, womit eine erhebliche Reibung in den Lagern derſelben verbunden iſt.

**§. 227. Schraubenpreſſen.** Zur Ausübung der zum Prägen erforderlichen Preſſung bedient man ſich vielfach der *Schrauben* in ſolcher Art, daß die mit einem kräftigen Schraubengewinde verſehene Spindel durch die Hand des Arbeiters oder durch Maſchinenkraft umgedreht wird, wobei ſie ſich durch die in dem Geſtelle unwandelbar befeſtigte *Schraubenmutter* hindurchſchraubt, um mit ihrem unteren Ende den Stempel niederzudrücken.

Für die kleineren, durch die Hand bewegten Preſſen dieſer Art, wie ſie in Nadelfabriken zum Fohren, d. h. zum Einpreſſen der an den Oehren befindlichen Furchen, ſowie zur Herſtellung von Knöpfen und vielen anderen kleineren Metallgegenſtänden in mannigfacher Verwendung ſind, genügt in der Regel eine ſehr geringe Bewegung des Stempels und, da die Schraube meiſt ein drei- oder mehrfaches Gewinde erhält, ſo hat man der Schraubenſpindel nur eine ſchwingende Bewegung um $1/3$ bis $1/4$ einer Umdrehung zu geben. Zu dieſem Zwecke wird die Spindel an ihrem oberen Ende mit

Fig. 943.




einem Querarme verſehen, welcher an einer daran befeſtigten Handhabe bewegt wird. Eine derartige Handſpindelpreſſe für kleinere Gegenſtände aus Blech oder Draht zeigt Fig. 943 [1]).

Die mit mehrfachen Gewinden verſehene Schraubenſpindel $A$ findet ihre zugehörigen Muttergewinde in dem Querſtücke $B$, das durch die beiden prismatiſchen Säulen $C$ feſt mit dem Tiſche $D$ verbunden iſt, ſo daß die Säulen $C$ gleichzeitig zur Führung des den Stempel aufnehmenden Trägers

[1]) Aus der Maſchinenfabrik von L. Schuler in Göppingen.

$E$ dienen. Während die Spindel mit ihrem unteren Ende den Träger niederpreßt, wird derſelbe bei der rückgängigen Bewegung der Spindel von derſelben mittels der beiden Rundſtangen $G$ wieder mit emporgehoben. Zur Bewegung der Spindel dient der Querarm $F$, der von dem Arbeiter an der Handhabe $H$ in Schwingungen verſetzt wird, wobei bemerkt werden kann, daß man bei Nadelpreſſen die Stange $H$ nach unten zu verlängern und nach Art der Pendelſtanzen, Fig. 913, mit einem Fußtritte zu verſehen pflegt, um die Arbeit zu beſchleunigen und dem Arbeiter beide Hände zum Einbringen der Nadelſchäfte frei zu laſſen. Der Querarm $F$ iſt an beiden Enden mit den Schwunggewichten $K$ verſehen, deren Zweck ſich aus dem Folgenden ergiebt und welche Veranlaſſung ſind, daß man derartige Preſſen auch wohl als Balanciers bezeichnet. Wenn zur Erzielung einer größeren Stempelverſchiebung die Spindel vollſtändig im Kreiſe herumgedreht werden muß, ſo erſetzt man den Querarm mit den Schwunggewichten zweckmäßig durch ein hinreichend ſchweres Schwungrad, das an einzelnen in ſeinen Kranz eingeſetzten Handgriffen umgedreht wird.

Wenn eine Schraubenſpindel, deren Durchmeſſer gleich $d$ und deren Steigung gleich $s$ ſein möge, durch eine an dem Hebelarme oder Abſtande von der Mitte gleich $a$ angreifende Kraft $P$ umgedreht wird, ſo beſtimmt ſich der in der Axenrichtung der Spindel von dieſer ausgeübte Druck zu $Q = \eta P \frac{2\pi a}{s}$, wenn $\eta$ den Wirkungsgrad der Schraube bedeutet. Dieſer Druck iſt bei gleichbleibender Umdrehungskraft $P$ unverändert derſelbe, woraus folgt, daß eine derartige Anordnung ſich wohl für die Fälle eines ebenfalls unveränderlichen Widerſtandes eignet, wie er z. B. bei dem Heben von Laſten auftritt, daß dagegen den Zwecken des Prägens in weſentlich anderer Art genügt werden muß, indem nämlich hierbei der Widerſtand des Materials von dem anfänglichen Werthe gleich Null in der Regel ſehr ſchnell zu beträchtlicher Größe anwächſt. Da es nun nicht möglich iſt, daß der Arbeiter die Spindel mit einer dieſem größten Widerſtande entſprechenden Kraft umdrehe, ſo bedient man ſich der Schwungmaſſen, welche vermöge der ihnen ertheilten Geſchwindigkeit eine genügende lebendige Kraft in ſich aufnehmen, um den auftretenden Widerſtand zu überwinden. Bezeichnet man die auf den Abſtand gleich Eins von der Axe reducirte Maſſe der Schraubenſpindel und des Querarmes mit den Schwunggewichten mit $M$, welcher Werth durch das Trägheitsmoment der Maſſen gegeben iſt, ſo iſt die in den Maſſen enthaltene lebendige Kraft durch $A = M \frac{\omega^2}{2}$ ausgedrückt, worin $\omega$ die Winkelgeſchwindigkeit, d. h. die Umfangsgeſchwindigkeit im Abſtande gleich Eins von der Axe bedeutet. Dieſe Arbeit wird zur Ueberwindung der Widerſtände verbraucht, welche einerſeits innerhalb der Schraubengewinde ſowie

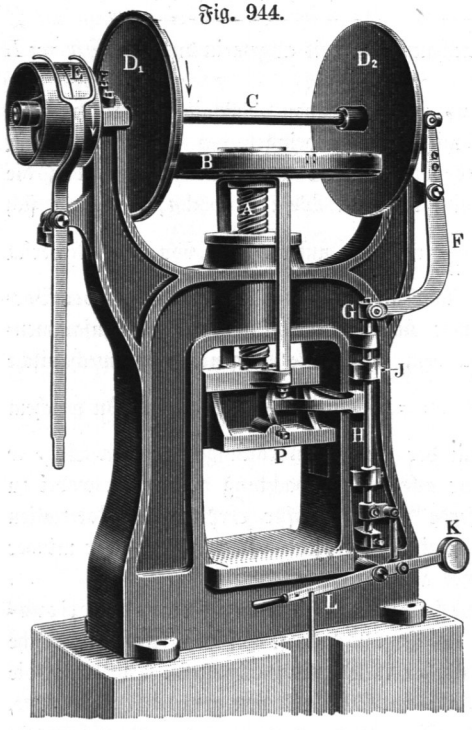
der Geradführung auftreten und andererſeits von dem Arbeitsſtücke ausgeübt werden, denn da die Schraube bei dem Niedergehen ihre Geſchwindigkeit vollſtändig einbüßt, ſo muß auch der ganze, in ihr enthaltene Arbeitsbetrag aufgezehrt werden. Dieſe Spindelpreſſen ſind daher in gewiſſem Sinne zu den ſtoßend wirkenden Maſchinen zu rechnen.

Denkt man ſich, daß der Stempel von dem Augenblicke der erſten Berührung des Arbeitsſtückes bis zum vollſtändigen Stillſtande einen Weg $w$ in der Axenrichtung durchlaufe, ſo iſt, wenn $Q$ die in irgend einem Augenblicke während der Prägung auftretende Preſſung vorſtellt, die von dem Arbeitsſtücke aufgenommene mechaniſche Arbeit allgemein durch $\int_0^w Q\partial w = L$ gegeben. Die Größe dieſes Ausdruckes iſt davon abhängig, in welchem Verhältniſſe der Widerſtand $Q$ mit dem Vordringen des Stempels wächſt. Wäre z. B. für ein gewiſſes Material die Annahme zuläſſig, daß die Preſſung im geraden Verhältniſſe mit dem Wege $w$ wächſt, ſo würde ſich $\int Q\partial w = \int kw\partial w = k\frac{w^2}{2}$ ergeben, unter $k$ eine von dem Material abhängige conſtante Größe verſtanden. Ebenſo würde man unter der Vorausſetzung, daß die Widerſtände ſich wie die Quadrate der Zuſammendrückungen verhalten, die von dem Werkſtücke aufgenommene mechaniſche Arbeit durch $\int Q\partial w = \int kw^2\partial w = k\frac{w^3}{3}$ ausgedrückt erhalten. In welchem Maße nun die Widerſtände mit der Zuſammendrückung oder dem Wege $w$ des Stempels wachſen, iſt nur aus der Beobachtung abzuleiten, wobei zu bemerken iſt, daß das betreffende Verhältniß für verſchiedene Materialien keineswegs daſſelbe iſt, indem daſſelbe weſentlich von der mehr oder minder zähen Beſchaffenheit des Stoffes abhängt.

Zur Bewegung der Spindelpreſſen durch Maſchinen wendet man Frictionsgetriebe an, wie ein ſolches aus Fig. 944 (a. f. S.) zu erſehen iſt, welche ebenfalls eine Preſſe von L. Schuler in Göppingen darſtellt. Hier trägt die Spindel $A$ auf ihrem oberen Ende eine Scheibe $B$ von genügendem Gewichte, um in vorgedachter Weiſe als Schwungmaſſe zu wirken, und auf welche der Antrieb von der wagerechten Axe $C$ aus durch eine der beiden ebenen Frictionsſcheiben $D_1$ und $D_2$ übertragen wird, die mit beſtimmtem Drucke gegen den Umfang von $B$ gepreßt werden können. Es geht daraus hervor, daß bei der Umdrehung von $C$ durch einen auf $E$ laufenden Riemen die Schraubenſpindel $A$ in der einen oder in der entgegengeſetzten Richtung umgedreht wird, je nachdem die Scheibe $D_1$ oder $D_2$ gegen den Umfang von $B$ angedrückt wird, und zwar muß, wie aus der Figur erſichtlich iſt, bei einer Umdrehung von $C$ im Sinne des Pfeiles die rechtsgängige Spindel ſich nach

oben aus ihrer Mutter herausſchrauben, wenn die Scheibe $D_2$ zur Wirkung gebracht wird, während eine Umdrehung der Spindel vermittelſt der Scheibe $D_1$ den Niedergang des Stempels zur Folge hat. Zur Erzielung eines abwechſelnden Auf- und Niedergehens iſt die Queraxe $C$ mit den beiden auf ihr befeſtigten Scheiben ihrer Länge nach verſchieblich gelagert, und man kann mittels des doppelarmigen Hebels $F$ entweder die eine oder die andere Frictionsſcheibe gegen das Schwungrad preſſen, je nachdem man den Endpunkt $G$ dieſes Hebels nach oben oder nach unten bewegt. Für gewöhnlich wird dieſer Endpunkt mittels der Schubſtange $H$ durch das Gewicht $K$ niedergezogen, ſo daß die Scheibe $D_2$ zur Wirkung kommt und der Stempelträger $P$ daher gehoben wird. Wenn dagegen das Gewicht $K$ gehoben wird, ſei es durch Niederdrücken des Handhebels $L$ oder beim Selbſtgange durch Anſtoßen des Stempelträgers gegen den auf $H$ an beſtimmter Stelle feſt eingeſtellten Knaggen $J$, ſo wird die andere Scheibe $D_1$ gegen $B$ gepreßt, ſo daß der Stempel niedergeht, um die Prägung auszuüben, wonach durch die Einwirkung des Gewichtes $K$ die folgende Hebung wiederum veranlaßt wird. Dieſe Bewegungen vollziehen ſich in folgender Weiſe:

Fig. 944.




Da das feſt auf der Spindel befindliche Schwungrad an der Hebung und Senkung der Spindel theilnimmt, ſo verändert ſich während der Bewegung fortwährend der wirkſame Halbmeſſer der treibenden Frictionsſcheibe und damit die Geſchwindigkeit am Umfange des Schwungrades. Es ſei für die folgende Rechnung mit $n$ die minutliche Umdrehungszahl der antreibenden Queraxe $C$ und mit $a$ allgemein der wirkſame Halbmeſſer der Triebſcheibe, d. h. der Abſtand verſtanden, um welchen die mittlere Ebene der Schwungſcheibe $B$ von der Axe der Querwelle entfernt iſt. Ferner bedeute $P$ die am

Umfange der Schwungscheibe wirkende Kraft, $G$ das Gewicht der Spindel mit Schwungscheibe und Stempelträger und $M$ die auf den Abstand gleich 1 m von der Axe reducirte Masse der Schwungscheibe und Schraubenspindel, welche letztere die Steigung $s$ haben soll. Für die Schraube soll während der Ausübung der eigentlichen Prägewirkung ein Wirkungsgrad gleich $\eta$ angenommen werden, welcher sich nach dem im dritten Theile, erstes Capitel, unter Schrauben dafür angeführten, durch die Formel $\eta = \dfrac{n(1-nf)}{n+f+(1-nf)f_1\dfrac{r_1}{r}}$ bestimmt, worin unter $f$ und $f_1$ die Reibungswerthe an den Gewinden sowie am Spurzapfen, unter $r$ und $r_1$ die Halbmesser der Schraubenspindel, sowie des Spurzapfens derselben, und unter $n = \dfrac{s}{2\pi r}$ das Steigungsverhältniß der Schraube verstanden sind. Dagegen möge der Wirkungsgrad der Schraube für den Leergang, während dessen eine Prägewirkung nicht, sondern nur eine Verzögerung oder Beschleunigung der Massen stattfindet, durch den schätzungsweise anzunehmenden Werth $\eta'$ ausgedrückt sein, welcher erheblich größer vorauszusetzen ist als $\eta$, da für die betrachtete Bewegung die gleitende Reibung nur den geringen, aus dem Eigengewichte sich ergebenden Betrag hat.

Faßt man den Augenblick ins Auge, in welchem die treibende Scheibe $D_2$ während des Aufganges der Schraube ausgerückt und die entgegenstehende Scheibe $D_1$ angedrückt wird, in welchem Augenblicke der Abstand der Schwungscheibe unter der Triebaxe durch $a_1$ ausgedrückt sein mag, so bestimmt sich für diese Stellung die Winkelgeschwindigkeit der Spindel durch $\omega_1 = \dfrac{n}{60}2\pi\dfrac{a_1}{b} = \omega\dfrac{a_1}{b}$, unter $b$ den Halbmesser der Schwungscheibe und unter $\omega = \dfrac{n}{60}2\pi$ die Winkelgeschwindigkeit der Querwelle verstanden, und man hat demgemäß die darin enthaltene lebendige Kraft gleich $M\dfrac{\omega_1^2}{2} = M\dfrac{\omega^2 a_1^2}{2b^2}$. Diese lebendige Kraft veranlaßt noch ein geringes Steigen der Schraubenspindel, wobei nicht nur das Gewicht $G$ gehoben werden muß, sondern auch die Kraft $P$ am Umfange der Schwungscheibe bremsend wirkt. Bezeichnet $\alpha_1$ den Winkel, um welchen sich hierbei die Schraubenspindel dreht, so ist die damit verbundene senkrechte Erhebung der Spindel durch $\dfrac{s}{2\pi}\alpha_1$ gegeben, wozu eine Arbeit $G\dfrac{s}{2\pi}\alpha_1$ erfordert wird, während durch den Widerstand $P$ am Umfange der Schwungscheibe die Arbeit $Pb\alpha_1$ aufgezehrt wird. Demnach ergiebt sich der Winkel $\alpha_1$ aus der Gleichung

$$\eta' M\frac{\omega_1^2}{2} = G\frac{s}{2\pi}\alpha_1 + Pb\alpha_1,$$

und es folgt der Abſtand von der Triebaxe in der höchſten Stellung der Schwungſcheibe zu $a_2 = a_1 - \frac{s}{2\pi}\alpha_1$. Bei der darauf folgenden niedergehenden Bewegung der Spindel wird durch die am Umfange der Schwungſcheibe wirkende Triebkraft $P$ und durch das Eigengewicht $G$ die Schwungſcheibe beſchleunigt, und zwar findet dabei ſo lange ein theilweiſes Gleiten am Umfange der Schwungſcheibe ſtatt, als die Geſchwindigkeit daſelbſt noch kleiner iſt, als diejenige des damit in Berührung kommenden Punktes der Triebſcheibe; erſt in dem Augenblicke, in welchem dieſe beiden Geſchwindigkeiten gleich geworden ſind, hört das Gleiten auf. Der Winkel, um welchen ſich die Spindel bis zu dieſem Augenblicke gleicher Umfangsgeſchwindigkeiten gedreht hat, ſei mit $\alpha_2$ bezeichnet, dann entſpricht dieſer Drehung eine Senkung der Spindel um $\frac{s}{2\pi}\alpha_2$, ſo daß der wirkſame Halbmeſſer der Triebſcheibe nunmehr auf $a_2 + \frac{s}{2\pi}\alpha_2 = a_3$ vergrößert worden iſt, welchem eine Winkelgeſchwindigkeit der Schraubenſpindel $\omega_2 = \frac{n}{60}\,2\pi\,\frac{a_3}{b} = \omega\,\frac{a_3}{b}$ und demnach eine in den rotirenden Maſſen enthaltene lebendige Kraft $M\frac{\omega_2^2}{2} = M\frac{\omega^2}{2}\left(\frac{a_2 + \frac{s}{2\pi}\alpha_2}{b}\right)^2$ zugehört. Man erhält demnach den betreffenden Winkel $\alpha_2$ aus der Gleichung

$$\eta'\left(G\frac{s}{2\pi} + Pb\right)\alpha_2 = M\frac{\omega^2}{2\,b^2}\left(a_2 + \frac{s}{2\pi}\alpha_2\right)^2,$$

wenn dieſelbe nach $\alpha_2$ aufgelöſt wird.

Wenn nun in dem Augenblicke der beginnenden Prägung der Abſtand der Schwungſcheibe von der treibenden Queraxe gleich $a_4$ iſt, ſo hat man in dieſem Augenblicke in der Spindel die Winkelgeſchwindigkeit $\omega\frac{a_4}{b}$ und dieſer zufolge eine darin aufgeſpeicherte lebendige Kraft $M\frac{\omega^2}{2}\frac{a_4^2}{b^2}$. Wenn ferner der Stempel bei der Prägung um die Größe $w$ in das Arbeitsſtück eindringt, womit eine Drehung der Spindel um den Betrag $\alpha_3 = \frac{w}{s}\,2\pi$ verbunden iſt, ſo wird während derſelben von der Triebkraft $P$ noch eine Arbeit $Pb\alpha_3$ und vom Gewicht diejenige $Gw$ geleiſtet, ſo daß man nach dem Vorhergehenden für die Prägung ſelbſt die Gleichung

$$\eta\left(M\frac{\omega^2 a_4^2}{2\,b^2} + Gw + Pb\alpha_3\right) = \int_0^w Q\,\partial w$$

erhält, woraus man die Größe $k$ und damit den Enddruck $Q = kw$ der Prägung bestimmen kann, wenn man in Bezug auf das Wachsen des Druckes mit zunehmendem Vordringen des Stempels eine passende Annahme macht.

Nachdem der Stempel in der tiefsten Lage bei einem Abstande der Schwungscheibe von der Triebaxe gleich $a_4 + w$ zur Ruhe gekommen ist, beginnt die Erhebung der Schraubenspindel durch die Triebkraft $P$, wobei zunächst wieder ein theilweises Gleiten an dem Umfange der Schwungscheibe stattfindet, bis die Umfangsgeschwindigkeit daselbst denselben Werth wie diejenige der treibenden Scheibe in dem Berührungspunkte angenommen hat. Man findet den Drehungswinkel $\alpha_4$ der Schraubenspindel bis zu dem betreffenden Augenblicke gleicher Umfangsgeschwindigkeiten ähnlich wie vorher aus der quadratischen Gleichung

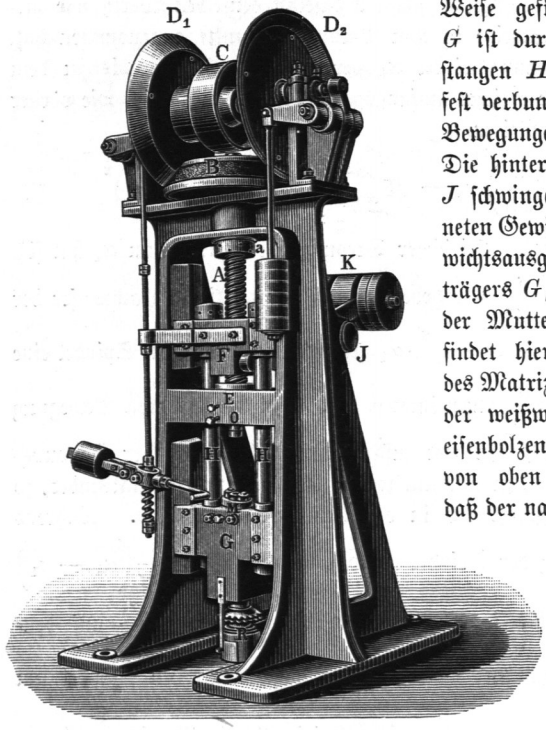
$$\eta'\left(Pb - G\frac{s}{2\pi}\right)\alpha_4 = M\frac{\omega^2}{2b^2}\left(a_4 + w - \frac{s}{2\pi}\alpha_4\right)^2$$

durch Auflösung nach $\alpha_4$. Bei dieser Drehung der Spindel um $\alpha_4$ hat sich dieselbe um die Größe $\frac{s}{2\pi}\alpha_4$ erhoben, so daß der wirksame Halbmesser der Triebscheibe $a_5 = a_4 + w - \frac{s}{2\pi}\alpha_4$ geworden ist, wobei die Spindel eine Winkelgeschwindigkeit $\omega\frac{a_5}{b}$ angenommen hat. Bei der weiteren Bewegung erhebt sich die Spindel bis zu dem anfänglichen Abstande $a_1$ der Schwungscheibe von der Triebaxe, in welchem wieder die Umsteuerung stattfindet, so daß nunmehr alle Vorgänge sich in derselben Art wiederholen. Während dieser letzten Bewegung der Spindel um den Winkel $a_5 = \frac{s}{2\pi}\left(a_5 - a_1\right)$ ist die Winkelgeschwindigkeit derselben von dem Werthe $\omega\frac{a_5}{b}$ auf denjenigen $\omega\frac{a_1}{b}$ zurückgegangen, wobei die lebendige Kraft der Spindel um $M\frac{\omega^2}{2}\frac{a_5^2 - a_1^2}{b^2}$ verringert worden ist. Diese Arbeit ist nicht verloren, sondern an die Triebaxe zurückgegeben worden, indem während des Aufsteigens der Spindel von $a_5$ bis $a_1$ die Schwungscheibe antreibend auf die berührende Frictionsscheibe wirkt, da sie fortwährend mit langsamer umlaufenden Punkten in Berührung tritt.

Man hat diese Spindelpressen auch mit conischen Triebscheiben ausgeführt, in welchem Falle die Spindel unverschieblich ist und nur umgedreht wird, während die Mutter die axiale Verschiebung erhält, also mit dem Stempel zu vereinigen ist. Eine solche zum Prägen von Nieten dienende Presse aus der

Fabrik von W. Haſenclever Söhne in Düſſeldorf iſt in Fig. 945 dargeſtellt. Hier trägt die Spindel $A$ auf ihrem Kopfe die coniſche Frictionſcheibe $B$, gegen welche abwechſelnd eine der beiden Triebſcheiben $D_1$ und $D_2$ auf der Triebaxe $C$ angepreßt wird. Die am unteren Ende mit einem Zapfen in dem Querſtücke $E$ geführte Spindel wird durch den Stellring $a$ an der ſenkrechten Verſchiebung verhindert, und die Muttergewinde befinden ſich in dem Schieber $F$, der in Prismenführungen an dem Geſtelle ſenkrecht geführt wird. Der in ebenſolcher Weiſe geführte Matrizenträger $G$ iſt durch die ſtarken Rundſtangen $H$ mit der Mutter $F$ feſt verbunden, ſo daß er deren Bewegungen mitmachen muß. Die hinterwärts auf einem um $J$ ſchwingenden Hebel angeordneten Gewichte $K$ dienen zur Gewichtsausgleichung des Matrizenträgers $G$, der Stangen $H$ und der Mutter $F$. Die Prägung findet hier bei dem Aufgange des Matrizenträgers ſtatt, indem der weißwarm gemachte Rundeiſenbolzen in die Matrize $M$ von oben eingeſteckt wird, ſo daß der nach oben herausragende Theil deſſelben zu dem beabſichtigten Nietkopfe geformt wird, wenn er von der aufwärts bewegten Matrize gegen das in dem Querſtege $E$ befindliche Kopfgeſenk $o$ gepreßt wird. Bei dem darauf folgenden Niedergehen der Matrize ſchiebt der Ausſtoßer $R$ den fertigen Niet aus der Matrize heraus, ſo daß er durch ein anderes Stück Rundeiſen erſetzt werden kann.

Fig. 945.




Wenn man derartige Spindelpreſſen zum Ziehen von Geſchirren anwenden will, ſo hat man außer dem Stempelträger noch einen Niederhalter anzubringen, welcher in der im vorhergehenden Paragraphen angegebenen Art das Blech während des Preſſens feſt gegen die Matrize drückt. Bei den von E. Kircheis in Aue ausgeführten Preſſen dieſer Art

dienen hierzu, wie in Fig. 942, zwei Curvenstücke, welche, beiderseits mit dem Stempelträger verbunden, an dessen Auf- und Niederbewegung theilnehmen, und dabei auf zwei Paare von Kniehebeln in der zum Niederhalten des Bleches erforderlichen und in §. 226 näher angegebenen Weise wirken.

Beispiel. Eine Spindelpresse sei mit einer Schraubenspindel versehen, deren mittlerer Gewindedurchmesser 120 mm betrage, und welche mit dreifachem Gewinde von $s = 80$ mm Steigung versehen sein soll, so daß man für diese Schraube

$$n = \frac{80}{120\,\pi} = 0{,}22$$

und unter der Voraussetzung

$$f = 0{,}1\,;\ f_1 = 0{,}08 \text{ und } \frac{r_1}{r} = 0{,}5$$

einen Wirkungsgrad während der Prägung von

$$\eta = \frac{0{,}22\,(1 - 0{,}22\,.\,0{,}1)}{0{,}22 + 0{,}1 + (1 - 0{,}022)\,.\,0{,}08\,.\,0{,}5} = \frac{0{,}215}{0{,}36} = 0{,}6$$

annehmen kann. Für den Leergang dagegen sei der Wirkungsgrad schätzungsweise zu $\eta' = 0{,}9$ vorausgesetzt. Die Schwungscheibe habe einen Halbmesser von $b = 0{,}5$ m und werde von 0,75 m im Durchmesser haltenden Frictionsscheiben angetrieben, deren Axe in der Minute 150 Umdrehungen macht; die Pressung zwischen den Scheiben soll so groß sein, daß eine Umfangskraft von $P = 30$ kg wirksam ist. Ferner sei das Gewicht der Spindel mit der Schwungscheibe und dem Stempelträger zu $G = 500$ kg vorausgesetzt, und die auf einen Abstand gleich 1 m von der Axe reducirte Masse der Schwungscheibe und Spindel durch $M = 6$ gegeben.

Erfolgt das Umsteuern bei dem Aufgange der Spindel in einem Abstande des Schwungringes von der Triebaxe $a_1 = 0{,}150$ m, so hat man dabei die Winkelgeschwindigkeit der Spindel

$$\omega_1 = \frac{150}{60}\,2\,\pi\,\frac{0{,}150}{0{,}500} = 15{,}7\,\frac{0{,}150}{0{,}500} = 4{,}71 \text{ m}$$

und die in ihr enthaltene lebendige Kraft

$$\frac{6}{2}\,4{,}71^2 = 66{,}54 \text{ mkg}.$$

Daraus folgt die Drehung um $\alpha_1$ bis zum vollständigen Stillstande aus

$$0{,}9\,.\,66{,}54 = \left(500\,\frac{0{,}080}{2\,.\,\pi} + 30\,.\,0{,}5\right)\alpha_1 = (500\,.\,0{,}01274 + 15)\,\alpha_1$$
$$= (6{,}37 + 15)\,\alpha_1 = 21{,}37\,\alpha_1$$

zu $\alpha_1 = 2{,}80$, entsprechend

$$\frac{2{,}80}{2\,\pi}\,360 = 160^0,$$

womit eine Erhebung um

$$2{,}80\,\frac{0{,}080}{2\,\pi} = 2{,}80\,.\,0{,}01274 = 0{,}036 \text{ m}$$

verbunden ist, so daß der wirksame Halbmesser der Triebscheibe

$$\alpha_2 + 0{,}150 - 0{,}036 = 0{,}114 \text{ m}$$

beträgt. Demnach erhält man den Winkel $\alpha_2$, um welchen die Schraube sich bis zum Aufhören der Gleitung an der Schwungscheibe dreht, aus

$$0{,}9\,(500\,.\,0{,}01274 + 30\,.\,0{,}5)\,\alpha_2 = 6\,\frac{15{,}7^2}{2\,.\,0{,}5^2}\,(0{,}114 + 0{,}01274\,\alpha_2)^2$$

oder $$19{,}23\,\alpha_2 = 2958\,(0{,}114 + 0{,}01274\,\alpha_2)^2,$$

woraus $$0 = 80{,}6 - 22{,}37\,\alpha_2 + \alpha_2^2,$$

alſo $$\alpha_2 = 11{,}18 \pm \sqrt{-\,80{,}6 + 11{,}18^2} = 11{,}18 \pm 6{,}66 = 4{,}42,$$

entſprechend 253,4°, folgt. Dieſer Drehung entſpricht eine Senkung der Spindel um

$$4{,}42\,.\,0{,}01274 = 0{,}056\,\text{m},$$

ſo daß der Abſtand der Schwungſcheibe von der Triebaxe danach

$$a_3 = 0{,}114 + 0{,}056 = 0{,}170\,\text{m}$$

beträgt. Wenn dieſer Abſtand ſich im Beginne der Prägung bis auf $a_4 = 0{,}300$ m vergrößert hat, ſo iſt in dieſem Augenblicke die Winkelgeſchwindigkeit der Spindel durch

$$\omega\,\frac{0{,}300}{0{,}500} = 15{,}7\,\frac{3}{5} = 9{,}42\,\text{m}$$

und ihre lebendige Kraft durch

$$6\,\frac{9{,}42^2}{2} = 266{,}21\,\text{mkg}$$

gegeben. Es möge nun der Stempel um den Betrag $w = 8$ mm in das Arbeitsſtück eindringen und dabei vorausgeſetzt werden, daß der von dem Arbeitsſtücke dabei ausgeübte Widerſtand im geraden Verhältniſſe mit dem Vordringen des Stempels wachſe, ſo hat man dabei eine Spindeldrehung von

$$\alpha_3 = \frac{8}{80}\,2\,\pi = 0{,}628$$

(entſprechend 36°) und folglich

$$0{,}6\,(266{,}21 + 30\,.\,0{,}5\,.\,0{,}628 + 500\,.\,0{,}008) = k\cdot\frac{0{,}008^2}{2}$$

oder $$167{,}8 = 0{,}000\,032\,k$$

zu ſetzen, woraus $$k = \frac{167{,}8}{0{,}000\,032} = 5\,243\,000\,\text{kg}$$

und daher der größte Druck zu Ende der Prägung

$$0{,}008\,.\,k = 41\,944\,\text{kg}$$

folgt.

Nach der Umſteuerung in der tiefſten Lage des Stempels, für welche der Abſtand der Schwungſcheibe unter der Triebaxe 0,308 m beträgt, findet wieder zunächſt ein Gleiten an den Umfängen ſtatt, bis nach einer Drehung um $\alpha_4$ die Geſchwindigkeiten gleich geworden ſind; dies findet ſtatt nach einer Drehung der Schraube um den Winkel $\alpha_4$, welchen man aus

$$0{,}9\,(30\,.\,0{,}5 - 500\,.\,0{,}01274)\,\alpha_4 = 6\,\frac{15{,}7^2}{2\,.\,0{,}5^2}\,(0{,}308 - 0{,}01274\,\alpha_4)^2$$

oder aus $$0 = 585{,}8 - 64{,}7\,\alpha_4 + \alpha_4^2$$

erhält, woraus man

$$\alpha_4 = 32{,}35 \pm \sqrt{1046{,}5 - 585{,}8} = 32{,}35 - 21{,}45 = 10{,}9$$

findet. Hierbei iſt der anfängliche Abſtand 0,308 durch Hebung um

$$10{,}9\,.\,0{,}01274 = 0{,}139$$

auf den Werth $$0{,}308 - 0{,}139 = 0{,}169\,\text{m} = a_5$$

verringert, wobei die Winkelgeschwindigkeit der Schraube sich zu

$$15{,}7\,\frac{0{,}169}{0{,}500} = 5{,}30\,\text{m}$$

und ihre lebendige Kraft zu

$$6\,\frac{5{,}3^2}{2} = 84{,}27\,\text{mkg}$$

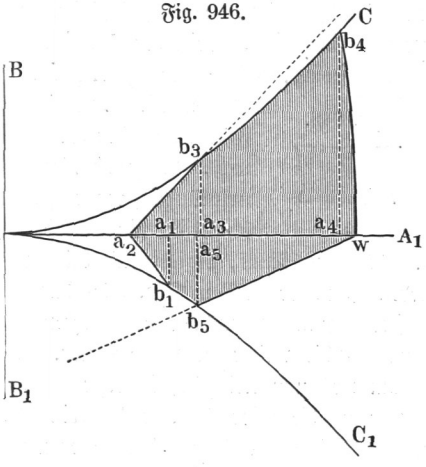
berechnet. Wird nun, wie zu Anfang vorausgesetzt, wieder umgesteuert, sobald der wirksame Halbmesser gleich 0,150 m geworden ist, so ist in der Spindel nunmehr noch die lebendige Kraft 66,54 mkg enthalten, so daß während der vorhergehenden Bewegung eine Arbeit

$$84{,}27 - 66{,}54 = 17{,}73\,\text{mkg}$$

von der Schwungscheibe auf die Triebaxe zurückgegeben wird.

Man kann sich von den hierbei stattfindenden Vorgängen durch die Figur 946 ein anschauliches Bild machen. Wenn hierin auf der Geraden $AA_1$ von $A$ aus die Abstände der Schwungscheibe von der Triebaxe oder die wirksamen Halbmesser $a$ abgetragen werden, und man sich zu diesen Abständen als Abscissen senkrecht Ordinaten aufgetragen denkt, welche nach irgend einem passenden Maßstabe diejenige lebendige Kraft $M\frac{\omega^2}{2}$ darstellen, welche in der Spindel enthalten ist, sobald ein Gleiten zwischen der Triebscheibe und dem Umfange des Schwungrades nicht stattfindet, so erhält man die beiden Parabeln $AC$ und $AC_1$ zum Scheitel in $A$. Stellt nun $Aa_2$ den Abstand der Schwungscheibe in deren höchster Lage vor, so läßt die Gerade $a_2b_3$ die Steigerung der lebendigen Kraft bis zu dem Punkte $a_3$ erkennen, für welchen das Gleiten aufhört und von welchem aus die lebendige Kraft der Parabel entsprechend bis zu dem Werthe $a_4b_4$ in $a_4$ wächst. Alsdann giebt die Parabel $b_4w$ mit dem Scheitel in $w$ ein Bild von der Aufwendung der lebendigen Kraft während des Prägens, nach welchem die Gerade $wb_5$ wieder den Verlauf des beschleunigten Aufganges veranschaulicht. In dem Punkte $a_5$ hört das Gleiten auf, und während der Abstand sich von $Aa_5$ bis auf $Aa_1$ verringert, ist wieder die Parabel $b_5b_1$ für die in der Spindel enthaltene lebendige Kraft maßgebend, so daß der an die Triebwelle zurückgegebene Betrag an Arbeit dem Unterschiede der beiden Ordinaten $a_5b_5$ und $a_1b_1$ entspricht. Die Gerade $b_1a_2$ endlich versinnlicht den Verlauf während des Ansteigens der Spindel durch die in ihr enthaltene lebendige Kraft bis zu dem Ausgangspunkte $a_2$. Die beiden Geraden $a_2b_3$ und $wb_5$ würden verlängert die Parabeln noch in zwei anderen Punkten schneiden, welche für den vorliegenden Fall indessen ohne Bedeutung sind, weshalb in dem vor-

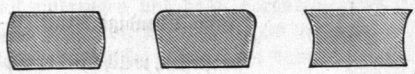
Fig. 946.



ſtehenden Beiſpiele von den beiden Wurzeln der quadratiſchen Gleichungen auch nur eine benutzt worden iſt.

§. 228. **Hydraulische Pressen.** Zum Schmieden von Eiſen und Stahl wurde die hydrauliſche Preſſe zuerſt in England von M. Gledhill und von Haswell in Wien gegen das Jahr 1860 angewendet, und zwar bediente man ſich derſelben urſprünglich vornehmlich zum Geſenkſchmieden, d. h. zur Herſtellung von verſchiedenen Gegenſtänden durch Einpreſſen des erhitzten Materials in paſſende Hohlformen oder Geſenke. In der neueren Zeit hat man dagegen ſtarke hydrauliſche Preſſen mit Vortheil zum Ausſchmieden ſchwerer Gußſtahlblöcke verwendet, wozu man früher ausſchließlich große Dampfhämmer gebrauchte. Die Erfahrung hat gezeigt, daß die Preſſe bei der Verarbeitung von Blöcken aus Flußeiſen vor dem Dampfhammer den Vortheil gewährt, daß das ganze zwiſchen den Preßbacken befindliche Material der verdichtenden Wirkung gleichmäßig ausgeſetzt iſt, was bei der Bearbeitung durch Hämmer nicht in gleicher Weiſe der Fall iſt. Man erkennt dies an der verſchiedenen Form, welche der Querſchnitt eines bearbeiteten Blockes in beiden Fällen nach der Bearbeitung zeigt. Während nämlich der urſprünglich rechteckige Querſchnitt bei hinreichend ſtarker Preſſung eine Form wie Fig. 947 [1]) annimmt, ergiebt ſich bei der Anwendung eines genügend ſchweren Hammers die in Fig. 948 dargeſtellte Form, indem die dem Stoße des Hammers zunächſt ausgeſetzten Theile ſtärker zuſammengepreßt werden, als die weiter zurück gelegenen. Wenn dabei jedoch das Gewicht des Hammers nur klein iſt, ſo erſtreckt ſich die Wirkung deſſelben hauptſächlich nur auf die Oberfläche, ſo daß eine Querſchnittsform nach Fig. 949 entſteht. Dieſe Umſtände ſind die Veranlaſſung geweſen, daß man neuerdings in den Stahlwerken die Dampfhämmer mehr und mehr durch ſtarke hydrauliſche Preſſen erſetzt hat, welche in den größten Ausführungen Preſſungen bis zu 5000 Tonnen ausüben können.

Fig. 947. Fig. 948. Fig. 949.



Um ſo erhebliche Druckkräfte auszuüben, wendet man in dieſen Preſſen im Allgemeinen ſehr hoch gepreßtes Druckwaſſer an, in welcher Hinſicht die obere Grenze meiſt nur durch die beſchränkte Feſtigkeit der Materialien und durch die Schwierigkeit, dichte Abſchlüſſe herzuſtellen, gegeben iſt. Preſſungen bis zu 600 Atmoſphären und ſelbſt noch höhere ſind für Schmiedepreſſen nicht außergewöhnlich. Um Waſſer von ſo hohen Preſſungen zu beſchaffen, werden Druckpumpen mit Taucherkolben angewendet, die gewöhnlich von einer Dampfmaſchine bewegt werden, ſei es, daß dieſe

[1]) Stahl und Eiſen, Jahrg. 1892, S. 59.

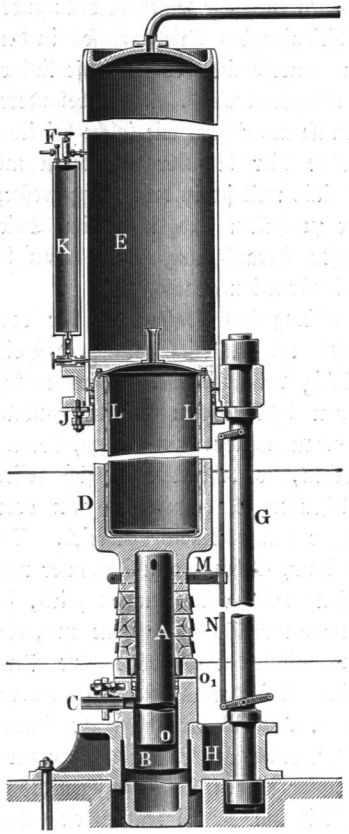
Maſchine mit einem Schwungrade verſehen iſt und ununterbrochen umläuft, ſei es, daß die hin- und hergehende Bewegung des Dampfkolbens unmittelbar auf den Pumpenkolben übertragen wird, ohne daß eine rotirende Welle mit Schwungrad vorhanden iſt. In zweckmäßiger Weiſe hat man bei gewiſſen Ausführungen den erforderlichen hohen Druck durch einen ſogenannten *Ueberſetzer* erzielt, d. h. durch einen mit einem Dampfkolben unmittelbar verbundenen Taucherkolben, welcher in das den Preßcylinder erfüllende Waſſer hineingedrückt, in demſelben in Folge ſeiner verdrängenden Wirkung eine Preſſung erzeugt, welche diejenige des Triebdampfes in dem Verhältniſſe übertrifft, in welchem der Querſchnitt des Dampfcylinders größer iſt, als derjenige des verdrängenden Taucherkolbens. Als ein beſonderer Vortheil iſt hierbei der Wegfall aller Ventile anzuſehen, wie ſolche bei jeder Pumpenanordnung erforderlich und welche hier beſonders deswegen mit mancherlei Unannehmlichkeiten verbunden ſind, weil ſie in dem hochgepreßten Waſſer liegen und daher ſchwierig dicht zu halten ſind, wobei ihr Spiel wegen des hohen Druckes zu ſtarken Stößen Veranlaſſung giebt, wenn ſie nicht in gehöriger Weiſe vermöge ihrer Conſtruction entlaſtet ſind.

Die Erzeugung der erforderlichen Preſſung des Waſſers in der vorgedachten Weiſe durch einen Drucküberſetzer ſetzt natürlich voraus, daß ein ſolcher Ueberſetzer für jede Preſſe ſelbſtändig vorhanden iſt. Wenn es ſich daher um einen ausgedehnten Betrieb von hydrauliſchen Preſſen handelt, wie ſie in Dampfkeſſelfabriken und Brückenbauanſtalten zum Biegen, Lochen, Nieten u. ſ. w. vielfach angewendet werden, ſo bedient man ſich beſſer der unter dem erforderlichen Drucke ſtehenden *Accumulatoren* oder *Sammler*, in welche das Waſſer von der Pumpe eingedrückt wird. Da die letztere unausgeſetzt in Thätigkeit ſein kann, während dem Sammler nur zeitweiſe während der auszuübenden Preſſung Waſſer entnommen wird, ſo reicht man hierbei mit einer kleineren Pumpe und Dampfmaſchine aus, als ſie erforderlich iſt, wenn die Pumpe das Waſſer unmittelbar ohne Verwendung von Sammlern in den Preßcylinder befördern muß. Wenn man dieſe Accumulatoren in der aus Theil III, Abth. 2 bekannten Art durch Gewichte belaſtet, ſo iſt hiermit der Nachtheil erheblicher Stoßwirkungen verbunden, die dann entſtehen, wenn das Waſſer in den Druckleitungen plötzlichen Geſchwindigkeitsänderungen ausgeſetzt iſt, wie ſie bei dem Betriebe der Schmiedepreſſen unvermeidlich ſind. Dieſe Stoßwirkungen, die ſchon bei den nur etwa bis zu 50 Atmoſphären belaſteten Sammlern der gewöhnlichen hydrauliſchen Hebevorrichtungen ſehr ſtörend aufzutreten pflegen, ſind bei den viel größeren Belaſtungen für Schmiedepreſſen entſprechend nachtheiliger und veranlaſſen häufig Brüche in den Leitungsröhren, welche durch den in ihnen vorhandenen Druck ohnehin ſchon außerordentlich ſtark beanſprucht werden. Dieſe Uebelſtände hat man wirkſam beſeitigt durch An-

wendung der Luftaccumulatoren, bei denen man zur Belaſtung des Kolbens gepreßte Luft anſtatt der Gewichte verwendet. Die Einrichtung eines ſolchen Luftdruckſammlers nach dem Patente von Prött & Seelhoff iſt in Fig. 950 [1]) veranſchaulicht.

Hierin ſtellt $A$ den Taucherkolben des Cylinders $B$ vor, in welchen letzteren das Druckwaſſer von der Pumpe durch die Röhre $C$ eingepreßt wird. Dieſer Kolben $A$ trägt oberhalb einen aus Stahlguß gebildeten Hohlcylinder $D$, welcher genau ſchließend in den darüber feſt aufgeſtellten Luftcylinder $E$ eintritt, der mit Luft von etwa 50 Atmoſphären Preſſung angefüllt iſt. Durch eine bei $F$ anzuſchließende Luftpumpe hat man es in der Hand, dieſe Preſſung im Inneren von $E$ herzuſtellen und etwaige beim Betriebe ſtattfindende Verluſte an Luft wieder zu erſetzen. Wie die Figur erkennen läßt, iſt der Luftbehälter $E$ durch drei ſtarke Säulen $G$ mit dem Sockel $H$ des genau centriſch unter $E$ aufgeſtellten Waſſercylinders $B$ verbunden, ſo daß der von der Luft gegen den Deckel von $E$ ausgeübte Druck von dieſen Säulen aufgenommen wird. Es iſt auch erſichtlich, daß auf dem Waſſerkolben $A$ außer ſeinem eigenen Gewichte und demjenigen von $D$ der ganze Luftdruck laſtet, welcher auf die kreisförmige Grundfläche vom äußeren Durchmeſſer $d$ des Hohlcylinders $D$ entfällt. Da dieſer Druck ſich auf die Querſchnittsfläche des Waſſerkolbens $A$ vom Durchmeſſer $d_1$ vertheilt, ſo iſt die Belaſtung des Waſſerkolbens durch $n\left(\frac{d}{d_1}\right)^2$ Atmoſphären gegeben, wenn die Preſſung der Luft in $E$ gleich $n$ Atmoſphären iſt. Wenn man daher den Querſchnitt des Luftplungers $D$ zehnmal ſo groß wie denjenigen des Waſſerkolbens $A$ macht, ſo ſteht das Waſſer unter einem Drucke von 500 Atmoſphären.

Fig. 950.




[1]) Stahl und Eiſen, Jahrg. 1891, Nr. 1.

Damit hierbei der Luftverluſt durch die Ledermanſchette bei $J$ vermieden werde, iſt die Anordnung ſo getroffen, daß dieſe Manſchette immer mit einer Flüſſigkeit, am beſten mit Oel, bedeckt iſt. Ebenſo dient das durch die Füllröhre $K$ einzubringende Oel dazu, den Luftverluſt zu vermeiden, welcher durch die Poren und Undichtigkeiten des Gußcylinders $D$ ſtattfinden kann. Es iſt nämlich zu dem Zwecke in $D$ der waſſerdichte Blechcylinder $L$ eingeſetzt, ſo daß der Zwiſchenraum zwiſchen ihm und dem Plunger $D$ mit Oel erfüllt iſt. Hierdurch wird das Entweichen von Luft durch undichte Stellen des Gußſtückes, welches ſonſt bei 50 Atmoſphären unvermeidlich wäre, unmöglich gemacht. Es kann hierbei bemerkt werden, daß der Blecheinſatz $L$ durch den Druck der Luft deswegen nicht auf Zerreißen beanſprucht wird, weil der Druck gegen die äußere Fläche ebenſo groß iſt, wie der im Inneren. Der Plunger $D$ iſt deswegen hohl gemacht, um den Innenraum deſſelben gleichfalls als Luftbehälter zu verwenden, wodurch die Veränderung des Luftdruckes in den verſchiedenen Kolbenſtellungen entſprechend herabgezogen wird. Dieſe Veränderung des Luftdruckes bei der Bewegung des Kolbens aus der tiefſten in die höchſte Lage beſtimmt ſich nach dem *Mariotte*'ſchen Geſetze wie folgt. Bei der Spannung von $n$ Atmoſphären in der tiefſten Kolbenſtellung und einem Querſchnitte $F = \pi \frac{d^2}{4}$ des Plungers $D$ ergiebt ſich die Spannung der Luft, nach einer Erhebung des Kolbens um $h$ zu $n_1 = \frac{V}{V - Fh} n$ Atmoſphären, wenn $V$ den Inhalt des mit gepreßter Luft erfüllten Raumes, alſo die Summe der beiden Räume in $E$ und $L$ bedeutet. Es wird alſo die Druckänderung $n_1 - n$ um ſo kleiner, je größer $V$ im Verhältniß zu $Fh$ iſt. Man wendet daher, wenn es ſich darum handelt, den Druck der Luft möglichſt wenig veränderlich zu machen, auch noch beſondere Luftbehälter an, welche mit dem Cylinder $E$ in Verbindung ſtehen. Verluſte an Luft finden, abgeſehen von undichten Stellen, während des Betriebes nicht ſtatt. Durch Anſtoßen des mit dem Kolben $A$ auf- und niedergehenden Halsbandes $M$ an die Schiene $N$ wird die Accumulatorpumpe in der höchſten Kolbenſtellung ſelbſtthätig ausgerückt, und bei einem etwaigen Verſagen dieſer Ausrückung wird ein übermäßiges Steigen des Kolbens durch Entlaſſung von Waſſer mittels einer Bohrung $o$ verhindert, wenn ſich dieſelbe dem Ausflußröhrchen $o_1$ oberhalb der Manſchette gegenüberſtellt. Dieſe Luftdruckſammler haben ſich bisher in allen Fällen gut bewährt; ſie geſtatten vermöge des ſtoßfreien Betriebes größere Geſchwindigkeiten des Waſſers in den Leitungsröhren und können wegen ihres geringen Gewichtes und wegen des Wegfalls beſonderer Fundamente und Führungsgerüſte auch auf Schiffen und für fahrbare Maſchinen verwendet werden.

Bei den älteren, hauptſächlich für das Geſenkſchmieden angewandten Maſchinen wurde der Preßcylinder meiſtens unten aufgeſtellt, ſo daß der Preßkolben durch den Waſſerdruck nach oben herausgeſchoben wurde, womit die Bequemlichkeit verbunden war, daß der Kolben vermöge ſeines Eigengewichtes ſelbſtthätig wieder zurückging, ſobald man dem unter ihm in dem Cylinder befindlichen Waſſer den Austritt ins Freie eröffnete. Bei der Herſtellung der eigentlichen *Schmiedepreſſen* aber, welche die großen Dampfhämmer zum Ausſchmieden ſchwerer Blöcke vortheilhaft erſetzen, iſt es erforderlich, den Preßkolben von oben nach unten zu bewegen, damit das hierbei an einem Krahne hängende Schmiedeſtück ſeine Höhenlage nicht zu verändern braucht. Es iſt daher nöthig, bei dieſer Anordnung beſondere Mittel zum Erheben des Preßkolbens nach ausgeübter Preſſung anzuwenden. Meiſtens bedient man ſich zu dem Zwecke beſonderer *Hebecylinder*, welche neben dem Preßcylinder feſt aufgeſtellt ſind, und deren Kolben durch Druckwaſſer oder auch durch Dampf aufwärts bewegt werden, um den Preßſtempel nach erfolgter Preſſung wieder emporzuheben.

Wegen der verſchiedenen Höhe der auf derſelben Preſſe zu bearbeitenden Schmiedeſtücke hatte man früher wohl die Einrichtung ſo getroffen, daß der den Preßcylinder tragende Querholm an ſenkrechten Säulen verſtellt werden konnte, entſprechend der Dicke oder Höhe des jeweils zu bearbeitenden Gegenſtandes. Vermöge dieſer Anordnung kommt man mit einer verhältnißmäßig geringen Länge des Preßcylinders oder einem kleinen Ausſchube desſelben aus, in Folge deſſen auch die ſchädlichen Seitendrucke kleiner ausfallen, die ſich unter Umſtänden beſonders dann einſtellen, wenn das der Bearbeitung unterliegende Schmiedeſtück nicht genau in der Axe des Preßcylinders gelegen iſt. Doch iſt hierbei die Anordnung weniger einfach und der Betrieb aufhältlich, ſo daß man bei neueren Preſſen den Cylinder unverrückbar feſt aufſtellt und dem Ausſchube eine für die dickſten ſowohl wie für die dünnſten Schmiedeſtücke ausreichende Größe giebt, wobei man durch ſichere Führungen und zuweilen auch durch Anwendung von zwei Preßcylindern neben einander den vergrößerten Seitendrucken Rechnung trägt. Weil nun bei dieſer Anwendung längerer Preßcylinder der Preßkolben häufig auf einem größeren Wege leer, d. h. ohne Druckwirkung zu äußern, bewegt werden muß, z. B. wenn er aus einer höheren Stellung niedergeht, bis er ſich auf das Schmiedeſtück aufſetzt, ſo wendet man, um an hochgeſpanntem Druckwaſſer zu ſparen, meiſtens niedriger geſpanntes Druckwaſſer zum *Anfüllen* des Preßcylinders an, indem man die Einrichtung derart trifft, daß erſt dann hochgepreßtes Waſſer in den Cylinder eingeführt wird, wenn die vom Kolben bewegte Preßbacke (Preßſattel) ſich auf das Arbeitsſtück aufgeſetzt hat. Dieſes Füllwaſſer wird vielfach einem Accumulator von geringerer Belaſtung, etwa 50 Atmoſphären, entnommen, der auch für die Krahnen und ſonſtigen Hebe-

vorrichtungen, ſowie zur Rückführung des Preßkolbens dient, während für die eigentliche Preſſung ein Hochdruckſammler das Waſſer von mehreren Hundert Atmoſphären Druck liefert, wenn man dazu nicht einen Ueberſetzer verwendet, wie vorſtehend angegeben.

Zuweilen hat man die Anordnung auch ſo getroffen, daß eine durch eine Dampfmaſchine betriebene Pumpe das Waſſer ohne Verwendung eines Sammlers unmittelbar in den Preßcylinder hineinpreßt, in welchem Falle der Preßkolben eine mit der Hubzahl des Pumpenkolbens übereinſtimmende Anzahl von Spielen macht, ſo daß alſo hierdurch gewiſſermaßen die Wirkung der Schmiedehämmer nachgeahmt wird. Man hat bei dieſen zuweilen als *Schnellſchmiedemaſchinen* bezeichneten Preſſen nur dafür zu ſorgen, daß der Preßkolben bei jedem folgenden Spiele um eine der ſtattgefundenen Zuſammendrückung des Schmiedeſtückes entſprechende Größe tiefer herabgeht, zu welchem Zwecke verſchiedene Einrichtungen getroffen ſind.

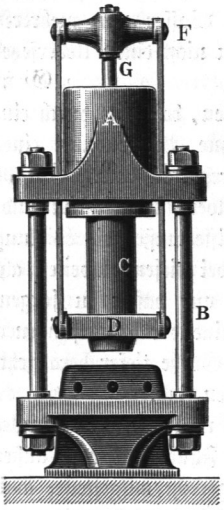
Größere Preſſen verſieht man wohl mit zwei oder noch mehreren parallel neben einander aufgeſtellten Cylindern; in einzelnen Fällen hat man außer dem ſenkrechten Preßcylinder auch einen zweiten wagerecht aufgeſtellt; auch wendet man zum ſchnellen und bequemen Auswechſeln des Amboſſes zuweilen beſondere liegende Preßcylinder an. Zur bequemen Handhabung werden die ſchweren Schmiedeſtücke von kräftigen, durch Waſſerdruck betriebenen Krahnen getragen.

Hydrauliſche Preſſen werden außer zum *Verdichten* von Stahlblöcken und zur Herſtellung aller Arten großer *Geſenkarbeiten* auch zum *Biegen* ſehr dicker Platten angewandt, welche für das Biegen durch Walzen zu dick ſind. Außerdem werden ſie vielfach als *Nietmaſchinen* zum Einziehen der Nietbolzen bei der Herſtellung von Dampfkeſſeln, Schiffskörpern und Brückenträgern verwendet, und insbeſondere bedient man ſich derſelben zur Herſtellung von *Röhren* aus Blei und aus plaſtiſcher Thonmaſſe; auch als *Ziehpreſſen* zur Herſtellung von *Blechgefäßen* ſind ſie in Anwendung gebracht worden.

**Schmiedepressen.** Die ältere Form der von Haswell hauptſächlich §. 229.
zum eigentlichen Geſenkſchmieden verwendeten Preſſen iſt aus Fig. 951 [1])
(a. f. S.) erſichtlich. Der Preßcylinder *A* bildet den oberen, mit dem Amboß durch die vier kräftigen Schraubenſpindeln *B* feſt verbundenen Holm, ſo daß der Preßkolben *C* durch das in den Cylinder oberhalb eingeleitete Druckwaſſer nach unten herausgeſchoben wird. Zum Heben des Kolbens nach ausgeübter Preſſung iſt das den Kolben am unteren Ende umfangende Halsband *D* durch Zugſtangen mit dem Querſtück *F* verbunden, welches mittels des Gegenkolbens *G* gehoben wird.

[1]) Stahl und Eiſen, Jahrg. 1894, S. 901.

Fig. 951.




Dagegen iſt bei der Preſſe von Whitworth, Fig. 952 [1]), der Preßcylinder in dem Querſtücke *A* angebracht, welches an den vier Säulen *B* verſchieblich iſt und mittels der Muttern *C* in beſtimmter Höhe, entſprechend der Dicke des Schmiedeſtückes, befeſtigt werden kann. Zum Heben

Fig. 952.

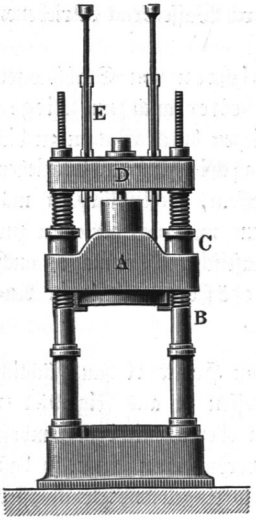
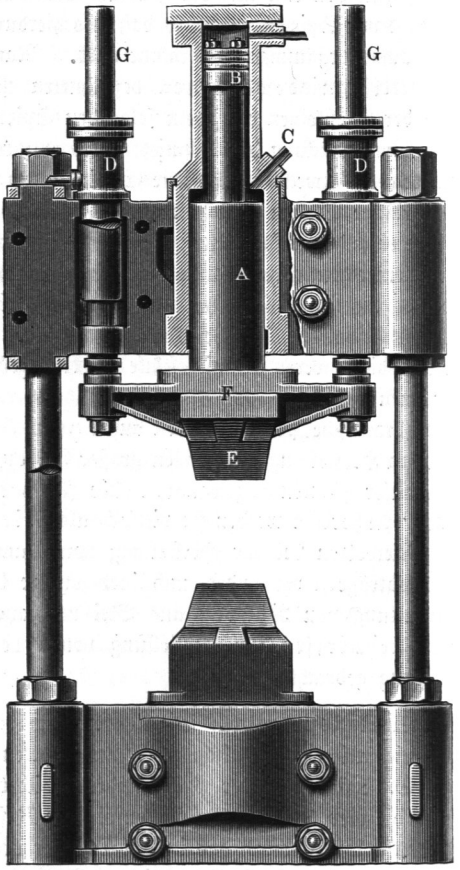



Fig. 953.




des Preßkolbens nach ausgeübter Preſſung dienen die beiden auf dem Holme *D* aufgeſtellten Hebecylinder *E*. Wie ſchon im vorhergehenden Paragraphen bemerkt worden, hat man dieſe Conſtruction, trotz des mit ihr verbundenen

[1]) Stahl und Eiſen, Jahrg. 1894, S. 901.

Vortheils, einen nur geringen Kolbenſchub nöthig zu machen und den Seitendruck herabzuziehen, neuerdings doch nicht mehr in Anwendung gebracht.

In Fig. 953 iſt die Schmiedepreſſe für 4000 Tonnen Preßdruck dargeſtellt, welche von dem Bochumer Verein für Bergbau und Gußſtahlfabrikation[1]) nach dem Patente von Fritz Baare[2]) aufgeſtellt iſt. Wie aus der Figur zu erkennen iſt, beſteht hierbei der Cylinder aus zwei Abtheilungen von verſchiedener Weite über einander, wodurch erreicht wird, daß man mit drei verſchiedenen Preſſungen arbeiten kann. Bezeichnet $D$ den Durchmeſſer des Kolbens im unteren Theile $A$ und iſt $d$ der Durchmeſſer des oberen kleineren Kolbens $B$, ſo erhält man bei einem Drucke des Waſſers von $p$ kg auf die Flächeneinheit einen geſammten Preßdruck von $\pi \frac{D^2}{4} p = P_1$, wenn das Druckwaſſer ſowohl über den oberen Kolben wie auch bei $C$ in den Cylinder eingeführt wird, während der Preßdruck nur $\pi \frac{d^2}{4} p = P_3$ beträgt, wenn man die Oeffnung $C$ mit dem Austrittsrohre in Verbindung ſetzt. Wenn man dagegen Druckwaſſer nur zwiſchen $A$ und $B$ einführt, ſo ergiebt ſich der Preßdruck zu $\pi \frac{D^2 - d^2}{4} p = P_2$. Bei der vorliegenden Preſſe iſt $D = 930$ mm und $d = 530$ mm, ſo daß man bei einem Drucke des Waſſers von 600 Atmoſphären die von dem Kolben ausgeübten Preſſungen zu

$P_1 = 4076$ Tonnen, $P_2 = 2812$ Tonnen, $P_3 = 1323$ Tonnen,

alſo nahezu in dem Verhältniſſe wie 3 : 2 : 1 erhält.

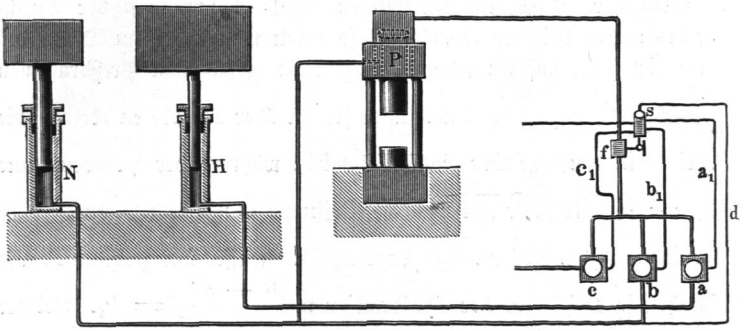
Zum Heben des Kolbens ſind die beiden Hebecylinder $D$ angeordnet, deren Kolben nach unten hindurchtreten, um daſelbſt mit dem den oberen Schmiedeſattel $E$ aufnehmenden Querſtücke $F$ verbunden zu werden. Dieſe Hebecylinder ſtehen ununterbrochen mit einem für eine Preſſung von 50 Atmoſphären belaſteten Accumulator in Verbindung, und es ergiebt ſich daher ein Druck auf jeden Hebekolben entſprechend der Ringfläche zwiſchen den Querſchnitten des oberen und unteren Theiles der Hebekolben $G$. Dieſer Druck genügt zum Erheben des Preßkolbens $A$, ſobald das Waſſer aus demſelben herausgelaſſen wird, während bei dem Niedergange des Preßkolbens die auf die Hebekolben wirkende Kraft von dem Drucke gegen den Preßkolben in Abzug zu bringen iſt. Die Kolben haben 1,5 m Hub, was für die größten Schmiedeſtücke ausreicht, und zwar findet dabei das Querſtück $F$ in den beiderſeitigen Hebekolben, deren Stärke unten 260 mm beträgt, eine ausreichende Führung.

[1]) Stahl und Eiſen, Jahrg. 1892, S. 155.

[2]) D. R.-P. Nr. 45323 und Nr. 48945.

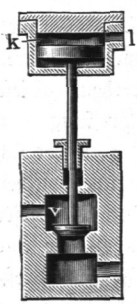
Zum Betriebe dieſer Preſſe ſind zwei Accumulatoren aufgeſtellt, und zwar ein Luftdruckaccumulator für hohen Druck (600 Atmoſphären) mit vier Luftbehältern (ſ. §. 228) und ein Gewichtsaccumulator mit Belaſtung für 50 Atmoſphären. Die Steuerung des Waſſers wird durch drei Ventile bewirkt, wie in Fig. 954 ſchematiſch veranſchaulicht iſt. Hierin ſtellt $P$ die Preſſe, $H$ den Hochdruck- und $N$ den Niederdruckaccumulator vor. Von den drei Ventilen $a, b$ und $c$ iſt $a$ mit dem Hochdruckſammler $H$, und $b$ mit

Fig. 954.




dem Niederdruckſammler $N$ verbunden, während $c$ dem Waſſer aus dem Druckcylinder den Abfluß geſtattet. Weil Ventile, die unter ſo bedeutendem Drucke ſtehen, nur mit großer Kraft bewegt werden können und andererſeits für die Handhabung der Preſſe eine möglichſt bequeme und ſchnelle Steuerung nothwendig iſt, ſo wurde hierbei die Anordnung getroffen, vermöge deren die Ventile durch den Druck des Waſſers von 50 Atmoſphären bewegt werden. Hierzu iſt jedes Ventil $v$ nach Fig. 955 mit einem kleinen Kolben $k$ verſehen, welcher das Ventil geſchloſſen hält, ſo lange das Druckwaſſer in den Raum über dem Kolben $k$ geleitet wird, während das Ventil ſich durch den unter ihm fortwährend vorhandenen Waſſerdruck öffnet, wenn man das Waſſer oberhalb des Kolbens aus dem Abflußrohre austreten läßt. Um daher die Ventile nach Bedarf zu ſchließen und zu öffnen, hat man nur den Canal $l$ über dem Kolben $k$ entſprechend mit dem Niederdruckſammler oder mit dem Austrittsrohre in Verbindung zu bringen. Dies zu erreichen, dient der in $s$, Fig. 954, angedeutete Schieber, welcher, durch einen Handhebel von dem Wärter bewegt, das in dem Rohre $d$ in den Schieberkaſten eintretende Niederdruckwaſſer je nach Erfordern durch eine der Röhren $a_1$, $b_1$ und $c_1$ über die Kolben der zugehörigen Ventile $a$, $b$ und $c$ leitet. Der Schieber

Fig. 955.



iſt dazu mit geeigneten Aushöhlungen in ſeiner Schieberfläche nach Art der bekannten Muſchelſchieber verſehen und ſo eingerichtet, daß bei der Oeffnung eines Ventiles die beiden anderen geſchloſſen ſind, daß man aber auch ſämmtliche Ventile geſchloſſen halten kann. Das letztere muß geſchehen, um den Preßkolben in einer beſtimmten Lage unverrückt feſtzuhalten. Vor dem eigentlichen Preſſen öffnet man das Ventil *b* für den niederen Druck, wodurch der Schmiedeſattel auf das Arbeitsſtück niedergeſetzt wird und wobei der Cylinder mit niedrig gepreßtem Waſſer gefüllt wird, während man darauf den eigentlichen Preßdruck durch Eröffnung des Ventiles *a* für den hohen Druck erzeugt. Bei der Eröffnung des Ablaßventiles *c*, welches das Waſſer aus dem Preßcylinder entläßt, wird der Preßkolben durch die Wirkung des Niederdruckwaſſers in den Hebecylindern *D* in der ſchon beſprochenen Weiſe wieder emporgehoben. Vermöge dieſer Anordnung wird mit möglichſt ſparſamer Verwendung des Hochdruckwaſſers gearbeitet.

Die hier beſprochene Anwendung von beſonderen Kolben zum Eröffnen der Ventile gewährt den Vortheil, daß dieſe Ventile jederzeit vollſtändig geöffnet werden, alſo der Durchflußquerſchnitt immer ein verhältnißmäßig großer iſt, womit wieder eine mäßige Waſſergeſchwindigkeit des durch die Ventilöffnungen fließenden Waſſers verbunden iſt. Dieſer letztere Umſtand iſt aber für die gute Erhaltung der Steuerung von hervorragender Bedeutung, indem erfahrungsmäßig die Ventile und deren Sitze bei einer großen Durchflußgeſchwindigkeit des hochgepreßten Waſſers ſchnell abgenutzt werden. Mit dieſem Umſtande ſteht auch in Verbindung, daß die Auf- oder Niederbewegung des Preßkolbens wegen der immer vollſtändigen Eröffnung der Ventile mit erheblicher Geſchwindigkeit erfolgt, und um dieſe Geſchwindigkeit nach Bedarf regeln zu können, iſt bei der vorſtehenden Preſſe noch ein entlaſtetes Droſſelventil *f* angebracht, welches gleichzeitig mit dem vorgedachten Steuerungsſchieber *s* bewegt wird und welches geſtattet, den Querſchnitt für das durchfließende Waſſer nach Belieben zu reguliren.

Für den Betrieb dieſer Preſſe von 400 Tonnen größtem Preßdruck und 600 Atmoſphären Preſſung des Waſſers dient eine Zwillingspumpe mit Dampfcylindern von 760 mm Durchmeſſer und 920 mm Hub, während zur Beſchaffung des Niederdruckwaſſers von 50 Atmoſphären, welches neben der Preſſe auch die zum Heben angeordneten Krahne betreibt, eine Zwillingspumpe vorhanden iſt, deren Dampfcylinder 460 mm Durchmeſſer und 700 mm Hub haben.

In Fig. 956 (a. f. S.) iſt die Preſſe von Ch. Davy [1]) in Sheffield dargeſtellt. Hier wird das an den Säulen *A* ſenkrecht geführte Querhaupt *B*, das den oberen Schmiedeſattel *C* trägt, durch zwei darüber angebrachte Preßkolben

[1]) D. R.-P. Nr. 34273.

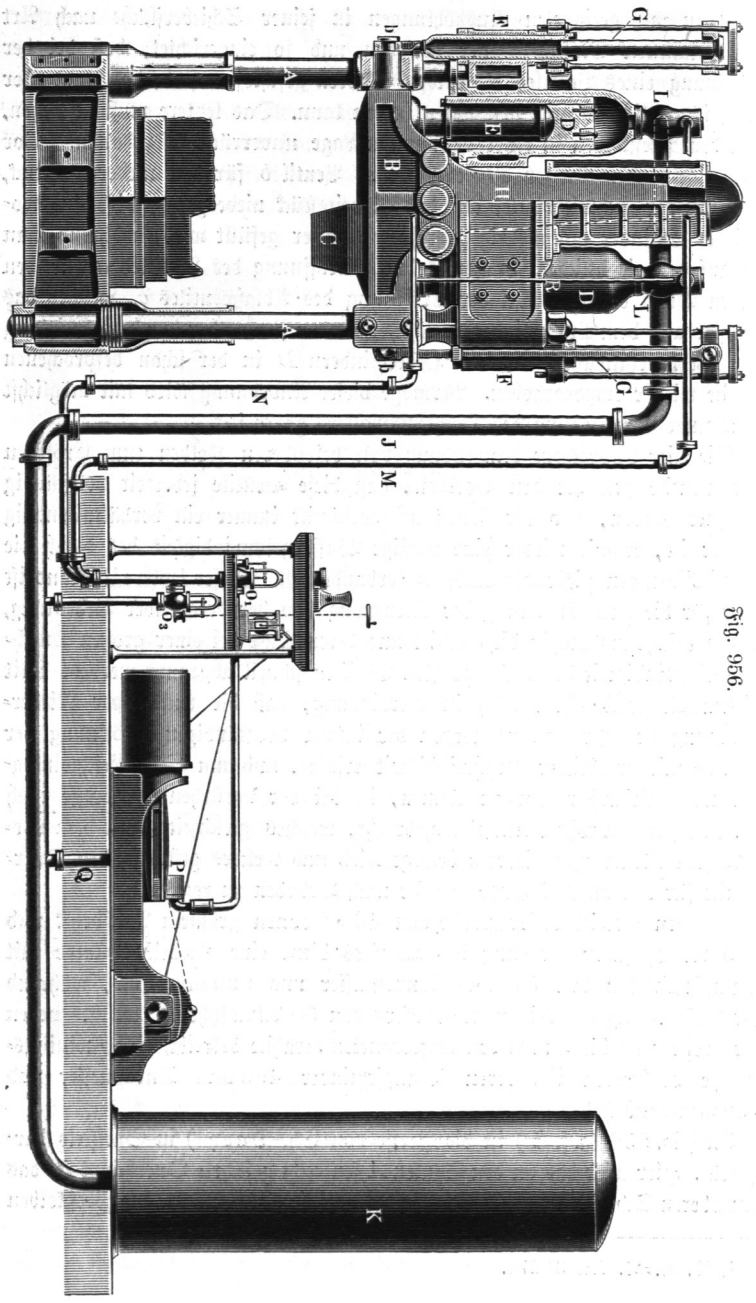



Fig. 956.

$D$ niedergedrückt, ſo daß ſelbſt bei einer ſo einſeitigen Lage des Schmiedeſtückes, wie ſie in der Figur angedeutet iſt, das auf Klemmen wirkende Moment vermieden wird. Um auch von den Preßcylindern und Kolben jede klemmende Wirkung abzuhalten, ſind die Preßkolben hohl gemacht, und ſie übertragen den Preßdruck auf das Querſtück mittels der Stangen $E$, die an beiden Enden zu kugelförmigen Druckzapfen ausgebildet ſind. Zum Heben des Querſtückes dienen zwei zu beiden Seiten angeordnete Hebecylinder $F$, deren Kolben $G$ eine an Säulen geführte Traverſe emporſchieben, von welcher doppelte Zugſtangen nach den Endzapfen $b$ des Querſtückes $B$ geführt ſind. Das Querſtück $B$ iſt durch Schrumpfringe mit einer nach oben gerichteten Verlängerung $H$ verſehen, die an dem oberſten Ende einen Kolben trägt, welcher in dem Geſtelle ſeine Führung findet. Vermöge dieſer Anordnung wird jede klemmende Einwirkung auf die Kolben und Cylinder vermieden, wie ſie aus einer einſeitigen Ausübung des Preßdruckes, ſowie aus der Ausdehnung entſpringen könnte, die das Querſtück oder einzelne Theile des Geſtelles in Folge der Erhitzung durch das Schmiedeſtück erfahren.

Auch hier iſt der Betrieb ſo eingerichtet, daß man zum Anfüllen der Cylinder behufs Aufſetzens des Schmiedeſattels Waſſer von geringerem Drucke anwendet, welches einem Accumulator entnommen wird, während man das zur Ausübung der eigentlichen Preſſung, ſowie zum Heben des Querſtückes erforderliche hochgepreßte Waſſer ohne Verwendung eines Sammlers unmittelbar von den dazu aufgeſtellten Pumpen in die betreffenden Cylinder hineindrücken läßt. Die hierzu dienende Einrichtung iſt wie folgt beſchaffen.

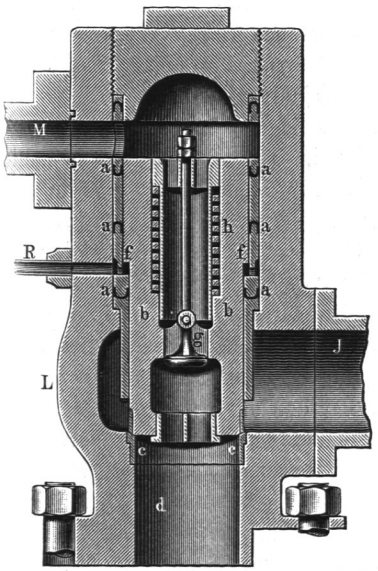
Die beiden Preßcylinder ſtehen durch das weite Rohr $J$ mit dem Luftdruckaccumulator $K$ in Verbindung, welcher Waſſer von niederer Spannung enthält. Die Ventile $L$, durch welche dieſes Waſſer den oberen Theilen der Preßcylinder zugeführt wird, ſind außerdem mit einem engeren Rohre $M$ verbunden, welches das von der Druckpumpe $P$ beförderte hochgepreßte Waſſer in die Cylinder eintreten läßt, ſobald man das Abſperrventil $o_1$ in dieſer Rohrleitung geöffnet hat und die Dampfmaſchine in Gang ſetzt, welche die Pumpe betreibt. Ein zweites ebenſolches Ventil $o_2$, das in der Figur ſich mit $o_1$ deckt, findet ſich in einer ebenſolchen von der Pumpe $P$ abgehenden Rohrleitung, welche dazu dient, das hochgepreßte Waſſer durch das Rohr $N$ in den unteren Theil der Hebecylinder zu leiten. Dieſes letztgedachte Rohr $N$ kann außerdem durch das Ventil $o_3$ mit der Niederdruckleitung $J$ in Verbindung geſetzt werden, welcher letzteren auch die Pumpe mittels des Saugerohres $Q$ ihr Waſſer entnimmt. Vermöge der getroffenen Einrichtung wird dem Accumulator das ihm entnommene Waſſer jederzeit wieder zugeführt, ſo daß zur Speiſung des Accumulators

ein beſonderes Pumpwerk nicht in ununterbrochenem Betriebe erhalten zu werden braucht, es vielmehr genügt, den Sammler einmal mit Waſſer von der gewünſchten niederen Preſſung zu füllen und die während des Betriebes durch Undichtigkeiten in den Leitungen eintretenden Waſſerverluſte zeitweiſe wieder zu erſetzen. Der Betrieb der Preſſe geht in folgender Weiſe vor ſich.

Denkt man ſich das Querſtück $B$ in der unterſten Lage und den Schmiedeſattel $C$ auf dem Arbeitsſtücke ruhend, ſo wird zunächſt durch Oeffnung des Ventiles $o_2$ und Ingangſetzen des Pumpwerkes hochgepreßtes Waſſer durch das Rohr $N$ unter die Hebekolben geleitet, wodurch dieſelben das Querſtück mit den Preßkolben emporziehen. Das über denſelben befindliche Waſſer kann dabei durch das Niederdruckrohr $J$ in den Accumulator $K$ gelangen, weil nämlich die Ventile $L$ ſich ſelbſtthätig öffnen, ſobald Druckwaſſer in das Rohr $N$ und durch die Abzweigungen $R$ nach den Ventilgehäuſen $L$ geleitet wird, wie aus der folgenden Beſchreibung dieſer Ventile erſichtlich werden wird. Damit die hier gedachte Wirkung ſtattfinden kann, müſſen natürlich die Hebekolben $G$ ſolchen Querſchnitt erhalten, daß der von dem hochgepreßten Waſſer auf ſie ausgeübte Druck genügt, um nicht nur das Gewicht des Querſtückes mit Schmiedeſattel und Preßkolben emporzuheben, ſondern auch das über den Preßkolben enthaltene Waſſer entgegen dem in dem Sammler $K$ herrſchenden Drucke in dieſen hineinzudrücken. Nach erfolgter Hebung des Querſtückes wird das Ventil $o_2$ geſchloſſen und die Pumpen kommen ſelbſtthätig zum Stillſtande. Soll eine Preſſung bewirkt werden, ſo wird durch Oeffnung des Ventiles $o_3$ dem in den Hebecylindern befindlichen Waſſer der Austritt in das Rohr $J$ nach dem Accumulator ermöglicht, und da die beiden Ventile $L$ durch den Druck des Waſſers in den Zweigröhren $R$ immer noch geöffnet erhalten werden, ſo kann Waſſer von niedriger Spannung aus dem Sammler durch dieſe Ventile hindurch über die Preßkolben treten, wodurch dieſe niedergehen, ſo daß der Schmiedeſattel ſich auf das Arbeitsſtück ſetzt. Dieſe abwärtsgehende Bewegung des Querſtückes erfolgt hierbei nicht allein vermöge des Eigengewichtes deſſelben, ſondern auch wegen der verſchiedenen Querſchnitte der Preß- und Hebekolben mit einer der Differenz dieſer Querſchnitte entſprechenden Kraft. Bei dieſem Senken der Preßkolben tritt daher das bei dem vorherigen Heben nach dem Sammler getriebene Waſſer in die Preßcylinder zurück, während gleichzeitig das zuvor aus dem Rohre $Q$ durch die Pumpen angeſaugte und unter die Hebekolben gedrückte Waſſer als ſolches von niederem Drucke dem Sammler zurückgegeben wird. Wegen des verhältnißmäßig großen Querſchnittes der Ventile $L$ und des Rohres $J$ geht dieſer Niedergang des Querſtückes ſchnell von ſtatten. Um nun den für das Preſſen erforderlichen hohen Druck in den Preßcylindern herzuſtellen, genügt es, das Ventil $o_1$ zu öffnen und die Pumpen wieder in Gang zu ſetzen, während das Ventil $o_3$ nach wie vor

offen gelaſſen wird, um dem bei dem weiteren Niedergehen aus den Hebecylindern verdrängten Waſſer den Rücktritt in den Sammler zu ermöglichen. Die Ventile *L* ſind nun, wie aus dem Folgenden erſichtlich wird, ſo eingerichtet, daß ſie bei dem Eintritte des hochgepreßten Waſſers aus dem Rohre *M* ſelbſtthätig die Verbindung mit dem Sammler abſperren, dagegen dem von den Pumpen eingedrückten Waſſer den Zutritt zu den Preßcylindern geſtatten, in welchen daher der beabſichtigte hohe Preßdruck hervorgerufen wird; in dieſer Weiſe dient das Waſſer des Sammlers nur als Füllwaſſer für den leeren Niedergang des Querſtückes, und die Preſſe arbeitet unter ſparſamer Verwendung des von den Pumpen eingedrückten hochgeſpannten Waſſers. Nach einer beſtimmten, für die Preſſung gerade hinreichenden Anzahl von Umdrehungen der Dampfmaſchine kommt dieſe ſelbſtthätig zum Stillſtande und der Vorgang wiederholt ſich von Neuem in der gleichen Weiſe.

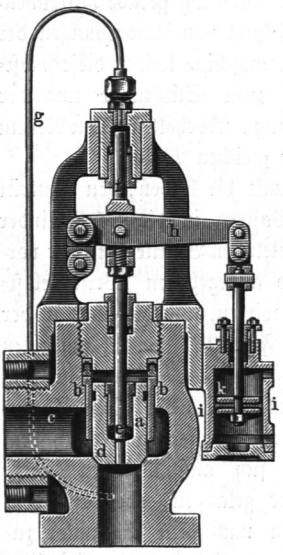
Fig. 957.




Damit die beiden, den Eintritt des Waſſers in die Preßcylinder vermittelnden Ventile *L* in der vorſtehend angegebenen Weiſe ſelbſtthätig wirken, ſind dieſelben in der durch Fig. 957 veranſchaulichten Art eingerichtet. Das von dem Sammler durch das Rohr *J* hinzutretende Waſſer kann nach dem bei *d* ſich anſchließenden Preßcylinder gelangen, oder aus dem letzteren nach dem Sammler zurückfließen, ſobald der cylindriſche und an dem Umfange durch Ledermanſchetten *a* dicht geführte Ventilkörper *b* von ſeinem Sitze *c* abgehoben iſt, während in der gezeichneten Stellung dieſes Ventiles die Verbindung zwiſchen dem Preßcylinder und dem Sammler unterbrochen iſt. Die Oeffnung dieſes Ventiles wird durch den Druck des Waſſers bewirkt, das bei *R* in das Ventilgehäuſe *L* eingeführt wird und welches, wie vorſtehend angegeben wurde, aus dem Rohre *N*, Fig. 956, vermittelſt eines Zweigrohres zugeführt wird. Da nämlich der Ventilkörper *b* im oberen Theile einen größeren Durchmeſſer hat als im unteren, ſo drückt das zugeführte Waſſer gegen die dadurch gebildete Ringfläche *ff*, wodurch der Ventilkörper *b* gehoben wird. In dieſer geöffneten Stellung befindet ſich das Ventil nach

dem Vorhergehenden ſowohl während das Querſtück angehoben wird, ſowie auch während des Niederganges bis zum Aufſetzen des Schmiedeſattels auf das Arbeitsſtück. Um nun während des eigentlichen Preſſens das niedergepreßte Waſſer des Sammlers abzuſchließen und dem hochgeſpannten der Pumpen allein den Zutritt zu geſtatten, iſt in dem hohlen Ventilkörper *b* das kleinere Ventil *g* befindlich, welches nach unten aufſchlagen kann, für gewöhnlich aber durch die ſtarke Feder *h* geſchloſſen gehalten wird. Sobald man nun behufs Ausübung des Preßdruckes dem Waſſer der Pumpen durch Eröffnung des zugehörigen Ventiles den Zutritt durch *M* gewährt, wird zugleich der Ventilkörper *b* auf ſeinen Sitz bei *c* niedergedrückt, alſo der Sammler abgeſperrt und auch das innere Ventil *g* unter Ueberwindung des Federdruckes geöffnet, ſo daß nunmehr das hochgepreßte Waſſer zur Ausübung des Preßdruckes in der vorgedachten Weiſe eingeführt wird.

Fig. 958.

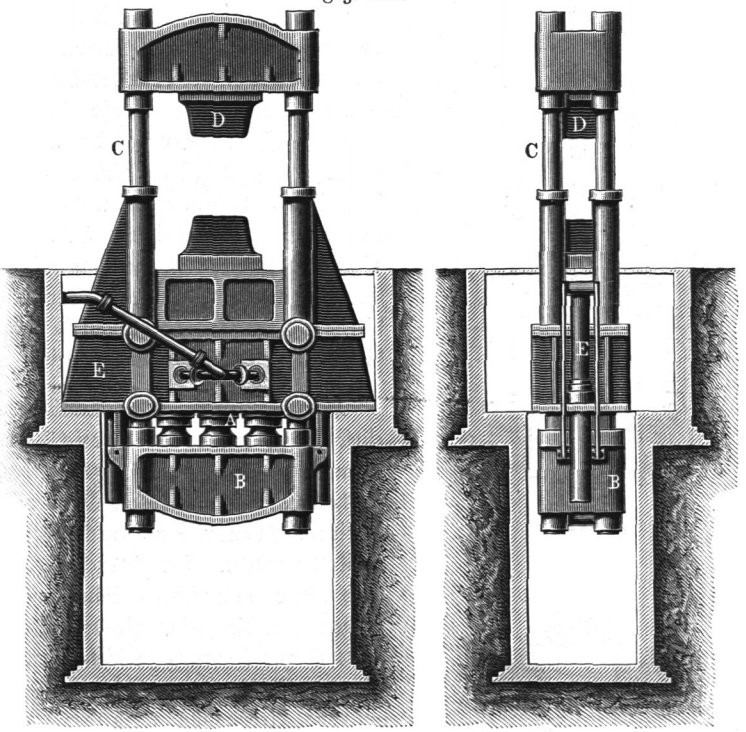



Die Einrichtung der Zulaßventile *o* in Fig. 956 iſt aus der Fig. 958 erſichtlich gemacht. Der cylindriſche, oberhalb in einer Büchſe *b* geführte Ventilkörper *a* wird für gewöhnlich durch den Druck des bei *c* eintretenden Waſſers dadurch geſchloſſen gehalten, daß dieſes Waſſer durch eine enge Bohrung bei *d* über das Ventil treten und daſſelbe niederhalten kann. Um es mit geringer Kraft zu öffnen, wird es zuerſt entlaſtet, zu welchem Zwecke im Inneren das kleine Ventil *e* angebracht iſt, welches mittels der Stange *ef* gehoben wird. Hierbei findet zunächſt Entlaſtung von *a* durch Ausgleichung des Druckes oberhalb und unterhalb ſtatt, worauf eine weitere Erhebung von *e* mittels der angebrachten Stege das Ventil *a* von ſeinem Sitze abhebt. Auch das kleine Ventil *e* iſt dadurch entlaſtet, daß die Stange *f* oberhalb in einer Büchſe geführt iſt, in welche durch das Röhrchen *g* das unter *e* befindliche Waſſer gelangen kann. Zum Oeffnen und Schließen des Ventiles wird die Stange *ef* durch einen Hebel *h* bewegt, der mit dem Kolben *k* in dem kleinen Steuercylinder *i* verbunden iſt. Mittels eines Schiebers kann dem Waſſer des Accumulators der Zutritt unter oder über dieſem Kolben *k* erſchloſſen werden, womit die beabſichtigte Bewegung des Zulaßventiles *a* verbunden iſt. Für die drei Zulaßventile der Preſſe ſind ebenſo viele derartige Schieber mit Steuerhändeln vorgeſehen. Die Maſchine zum Betriebe des Pumpwerkes iſt mit einer Vorrichtung

verſehen, durch welche die Maſchine ſelbſtthätig in Stillſtand verſetzt wird, nachdem ſie eine beſtimmte Anzahl Umdrehungen gemacht hat, welche durch die Umdrehung einer Schraube von der Hand des Wärters bei dem Anlaſſen der Maſchine jederzeit leicht beſtimmt werden kann.

Die in Fig. 959 dargeſtellte Preſſe von Tweddel, Platt & Fielding [1]) unterſcheidet ſich von den bisher beſprochenen dadurch, daß die Preßcylinder, deren hier drei neben einander angewendet werden, unterhalb des Amboſſes

Fig. 959.



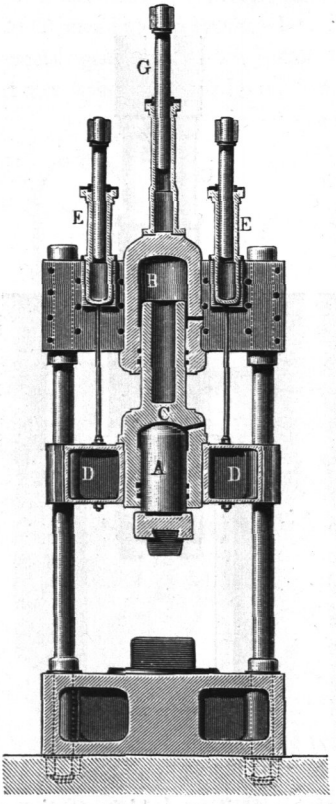

und der Hüttenſohle aufgeſtellt ſind und daß die Kolben *A* dieſer Cylinder bei ihrem Ausſchube nach unten gegen das Querſtück *B* wirken, welches den Zug durch die vier Zugſtangen *C* auf das obere mit dem Schmiedeſattel *D* verſehene Querſtück überträgt. Zum Heben der Kolben dienen die beiderſeits angebrachten Hebecylinder *E*. Dieſe Anordnung, vermittelſt deren ſich wegen der tiefen Lage der hauptſächlichſten Theile eine große Standſicherheit

[1]) Stahl und Eiſen, Jahrg. 1894, S. 907.

erzielen läßt, gewährt außerdem den beſonderen Vortheil, daß der Raum oberhalb möglichſt frei zugänglich iſt.

Um den Preßſattel je nach der Dicke des Schmiedeſtückes höher oder tiefer einſtellen zu können, hat Trappen[1]) anſtatt der Whitworth'ſchen Einrichtung des durch Schrauben verſtellbaren Querſtückes die Aufſtellung von zwei verſchiedenen Cylindern über einander, Fig. 960, gewählt, von denen der untere $C$ zur Ausübung des Preſſens dient, während der obere $B$ dazu angewandt wird, durch eingeleitetes Druckwaſſer den Preßcylinder $C$ ſammt ſeinem Kolben $A$ um die der Dicke des Schmiedeſtückes entſprechende Größe herabzuſchieben. Zum Heben des den unteren Cylinder tragenden Querſtückes $D$ dienen die beiden Hebecylinder $E$, während ein in der Mitte angebrachter Hebekolben $G$ den Preßkolben $A$ nach ausgeübter Preſſung wieder emporhebt. Der Hub dieſes letzteren Kolbens braucht in Folge dieſer Einrichtung nur kurz zu ſein.

Fig. 960.



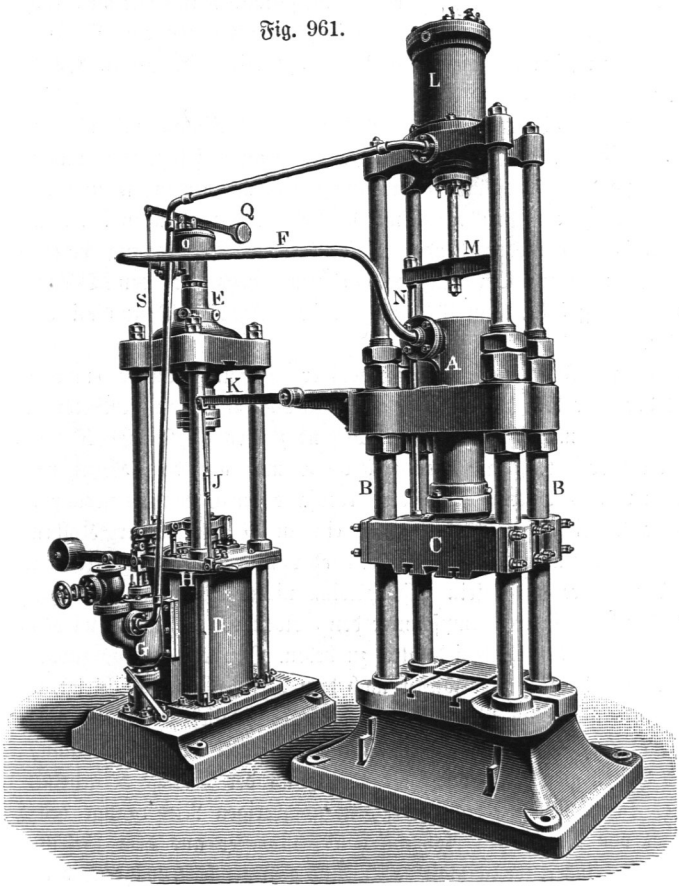

§. 230.

**Fortſetzung.** Die Einrichtung einer Preſſe mit Waſſerdrucküberſetzung iſt aus Fig. 961 zu erſehen, welche eine Ausführung der Maſchinenfabrik von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk vorſtellt. Der Preßcylinder $A$ wird hier von vier ſtarken Säulenankern $B$ getragen, die gleichzeitig dem Querſtücke $C$ zur Führung zu dienen haben. Bei dem Aufſetzen des Schmiedeſattels auf das Arbeitsſtück wird der Preßcylinder mit Füllwaſſer aus einem höher gelegenen Behälter gefüllt, worauf der Preßdruck durch den eigentlichen Ueberſetzer hergeſtellt wird. Dieſer beſteht der Hauptſache nach aus dem einfachwirkenden Dampfcylinder $D$, welchem nur unten Dampf zugeführt wird, und deſſen Kolbenſtange, nach oben durch eine Stopfbüchſe heraustretend, ſich zu einem Plungerkolben verlängert, der in den darüber aufgeſtellten Druckcylinder $E$ eintritt. Das hierbei aus dem Cylinder $E$ verdrängte Waſſer gelangt durch das Rohr $F$ in den Preß-

[1]) D. R.-P. Nr. 53225.

cylinder, wodurch in demſelben eine von der Dampfſpannung und dem Querſchnittsverhältniſſe der Kolben von $D$ und $E$ abhängige Preſſung hervorgerufen wird. Bedeutet $p$ den Ueberdruck des Dampfes in dem Cylinder $D$ über die auf die obere Kolbenfläche wirkende atmoſphäriſche Spannung, und iſt $D$ der Durchmeſſer des Dampfcylinders $D$ und $d$ derjenige des

Fig. 961.




Kolbens von $E$, ſo ergiebt ſich unter Nichtbeachtung der Kolbenreibungen und ſonſtigen ſchädlichen Widerſtände die in dem Preßcylinder erzeugte Preſſung für die Flächeneinheit zu $p\left(\frac{D}{d}\right)^2$, alſo z. B. für 10 Atmoſphären Ueberdruck und ein Verhältniß der Durchmeſſer $D:d=6:1$, eine Preſſung von 360 Atmoſphären.

Bezeichnet man noch die Hubhöhe des Dampfkolbens mit $h$, ſo ergiebt ſich dabei eine Verſchiebung des Preßkolbens um $h\left(\frac{d}{D_1}\right)^2$, wenn $D_1$ den Durchmeſſer deſſelben bedeutet. Da bei dieſer Ueberſetzung des Druckes keinerlei Ventile in der Leitung $F$ angebracht ſind, die letztere auch nur kurz und die ganze Einrichtung ſehr einfach iſt, ſo kann man dabei die Geſchwindigkeit des Dampfkolbens verhältnißmäßig groß annehmen, ohne Stoßwirkungen ausgeſetzt zu ſein; für dieſe Geſchwindigkeit wird ein Werth von 3 m als noch zuläſſig angegeben.

Geſteuert wird der Dampfcylinder durch das Einlaßventil $G$ mittels des Handhebels $H$, doch kann die Steuerung auch ſelbſtändig und von der Bewegung des Querſtückes $C$ abhängig gemacht werden, wozu der Steuerhebel $H$ durch ein Geſtänge $J$ mit dem Hebel $K$ verbunden iſt, welcher von dem auf- und niedergehenden Querſtücke in Schwingung verſetzt wird. Während man zur Erzielung des größten Preßdruckes den Dampfcylinder $D$ vollſtändig füllt, kann für geringere Preſſungen der Dampf mit Expanſion wirken.

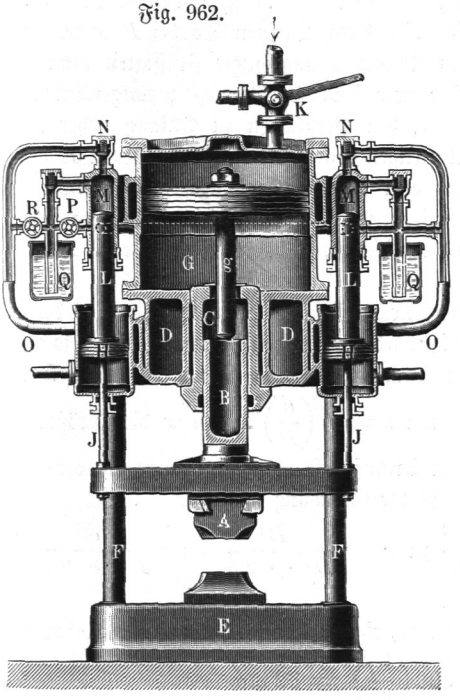
Um das Querhaupt nach ausgeübter Preſſung wieder emporzuziehen, dient der über dem Preßcylinder aufgeſtellte kleinere Dampfcylinder $L$, deſſen Kolbenſtange mittels der Traverſe $M$ und zweier Zugſtangen $N$ das Querhaupt emporzieht, ſobald man friſchen Dampf aus dem Keſſel unter den Kolben von $L$ leitet. Dies wird ebenfalls durch den Steuerungshebel $H$ veranlaßt, bei deſſen Niederdrücken ein in $G$ befindlicher Kolbenſchieber zunächſt den Dampf in $D$ ins Freie oder über den Kolben treten läßt, ſo daß der letztere durch ſein Eigengewicht niedergezogen wird, während unmittelbar darauf der Dampf unter den Kolben von $L$ geleitet wird, um das Querſtück mit dem Schmiedeſattel zu heben. Hierbei tritt das zuvor aus $E$ nach $A$ gedrückte Waſſer wieder nach dem Druckcylinder $E$ zurück, während das zum Füllen des Preßcylinders dienende Waſſer durch ein Rückſchlagventil $O$ nach dem darüber befindlichen Behälter entweichen kann, wenn dieſes Ventil gleichzeitig durch einen Zug an der Stange $S$ gehoben wird. Dieſes Ventil vermittelt auch bei dem nachherigen Niedergange des Querhauptes von Neuem den Nachlauf von Füllwaſſer aus dem Behälter nach dem Preßcylinder, wenn man das Ventil geöffnet hält, während der Dampf aus $L$ entlaſſen wird, um den Schmiedeſattel vermöge ſeines Eigengewichtes auf das Arbeitsſtück aufzuſetzen. Erſt nachdem dies geſchehen, wird das Ventil $O$ durch Aufhebung des Zuges an $S$ vermittelſt des Gewichtes $Q$ wieder geſchloſſen, worauf der Dampf unter den Kolben in $D$ geführt wird und der beſchriebene Vorgang ſich in derſelben Weiſe wiederholt.

Dieſe Einrichtung von Preſſen mit Hülfe derartiger Waſſerdrucküberſetzer iſt von der angeführten Maſchinenfabrik auch vielfach zum Durchdrücken des

Meſſers bei großen Blockſcheren, ſowie für Lochwerke und Nietmaſchinen angewendet worden, über welche letzteren im folgenden Paragraphen Näheres angeführt wird.

Die Wirkung des directen Waſſerdrucküberſetzers findet ſich auch bei der durch Fig. 962 [1]) dargeſtellten Preſſe von Haniel & Lueg in Düſſeldorf. Hier ſpielt der das bewegliche Querſtück mit dem Schmiedeſattel *A* tragende Preßkolben *B* in einem Cylinder *C*, der in dem Kopfſtücke *D* befeſtigt iſt, welches mit dem Fußſtücke *E* in üblicher Art durch die vier Anker *F* verbunden iſt. Unmittelbar über dem Preßcylinder *C* iſt der Dampfcylinder *G* aufgeſtellt, deſſen Kolbenſtange *g* in den Preßcylinder eintritt, zu welchem Zwecke der Preßkolben *B* hohl geſtaltet iſt. Die Wirkung dieſer Kolbenſtange als Plunger oder Verdränger ſtimmt mit derjenigen bei der vorbeſprochenen Preſſe überein, und es iſt auch die dadurch hervorgebrachte Ueberſetzung oder Druckſteigerung in der oben angegebenen Weiſe zu beſtimmen. Zum Heben des Preßkolbens und des Querſtückes iſt das letztere durch die Stangen *J* mit zwei Hebekolben *H* verbunden, welche in den beiderſeits angeordneten Hebecylindern ſpielen und fortdauernd unter Dampfdruck ſtehen, ſo daß die Rückbewegung des Querſtückes erfolgt, ſobald durch das Dampfſteuerventil *K* der Dampf aus dem Dampfcylinder *G* entlaſſen wird. Da die beiden Hebekolben nach oben hin mit dem Pumpenkolben *L* ausgerüſtet ſind, ſo preſſen die letzteren bei dem Aufwärtsgange die in den Cylindern *M* enthaltene Flüſſigkeit durch die Steigeventile *N* in das Rohr *O* und in den Preßcylinder, in Folge deſſen der Preßkolben nur auf eine geringere Höhe emporgehoben wird, als diejenige

Fig. 962.




[1]) D. R.-P. Nr. 65811.

iſt, von welcher er zuvor herabgegangen iſt, während der Dampfkolben in $G$ durch den Druck auf das Ende der Stange $g$ in die vorher eingenommene Stellung wieder emporgehoben wird. Bei dem darauf folgenden Niedergehen des Preßkolbens bewegt ſich daher der Schmiedeſattel von der tiefer gelegenen Anfangsſtellung aus entſprechend tiefer herab und ſo fort bei jeder folgenden Preſſung, ſo daß dadurch dem durch die Preſſung erfolgenden Zuſammendrücken des Arbeitsſtückes Rechnung getragen wird. Man kann übrigens auch den Preßkolben ſtets auf dieſelbe unveränderte Höhe ſteigen laſſen, wenn man durch die Pumpenkolben $L$ keine Flüſſigkeit in den Preßcylinder drücken läßt, und man erreicht dies durch Oeffnen des bei $P$ angebrachten Ventiles, wodurch die von den Kolben $L$ angeſaugte Flüſſigkeit beim Aufſteigen des Querſtückes wieder nach dem Behälter $Q$ zurückgeführt wird. Auch hat man es in der Hand, den Preßkolben zu Anfang höher einzuſtellen, wenn man bei dem Aufſteigen deſſelben das andere Ventil $R$ öffnet, indem alsdann Flüſſigkeit aus dem Preßcylinder durch dieſes Ventil hindurch nach dem Behälter $Q$ entfernt wird. Wenn hierdurch der beabſichtigte höhere Stand des Preßkolbens erreicht iſt, ſo hat man das Ventil $R$ wieder zu ſchließen.

Bezeichnet man mit $D$ den Durchmeſſer des Preßkolbens, mit $d$ den des Plungers $g$ und mit $d_1$ denjenigen jedes der beiden Pumpenkolben $L$, ſo erhält man bei einer Bewegung des Dampfkolbens in $G$ um die Länge $h$ eine Verſchiebung des Preßkolbens um $s = h\left(\frac{d}{D}\right)^2$. Iſt $x$ die Größe, um welche der Preßkolben bei dem darauf folgenden Rückgange emporgehoben wird, ſo erhält man dieſelbe aus der Gleichung

$$x \,.\, 2\pi\frac{d_1^2}{4} = (s - x)\,\pi\frac{D^2}{4} \text{ zu } x = \frac{D^2}{D^2 + 2\,d_1^2}\,s = \frac{d^2}{D^2 + 2\,d_1^2}\,h.$$

Dies giebt z. B. mit

$$D = 250\,\text{mm},\ d = 100\,\text{mm},\ d_1 = 125\,\text{mm} \text{ und } h = 200\,\text{mm}$$

$$s = 200\left(\frac{10}{25}\right)^2 = 32\,\text{mm}$$

und

$$x = \frac{100^2}{250^2 + 2\,.\,125^2}\,200 = 21{,}4\,\text{mm},$$

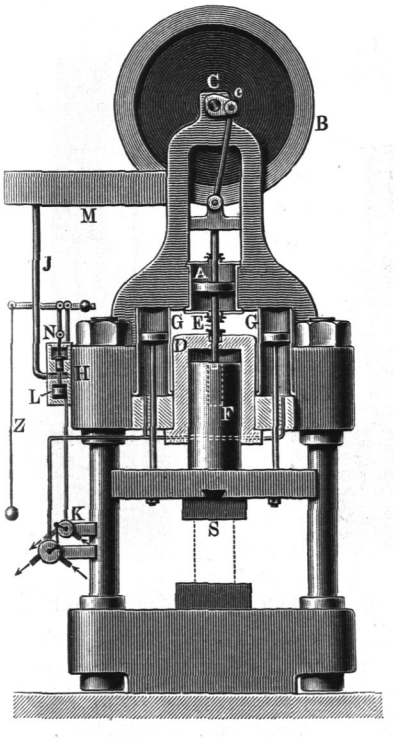
alſo 10,6 mm weniger als $s$.

Bei den bisher beſprochenen Schmiedepreſſen wird die Bewegung des Preßkolbens durch die Hand umgeſteuert, was zur Folge hat, daß die Anzahl der in der Minute erreichbaren Spiele nur gering ſein kann. Um eine größere Geſchwindigkeit zu ermöglichen, hat man den zur Drucküberſetzung dienenden Plunger durch eine Kurbel bewegt, wie dies bei der in Fig. 963 [1])

[1]) Stahl und Eiſen, Jahrg. 1892, S. 168. D. R.-P. Nr. 60958.

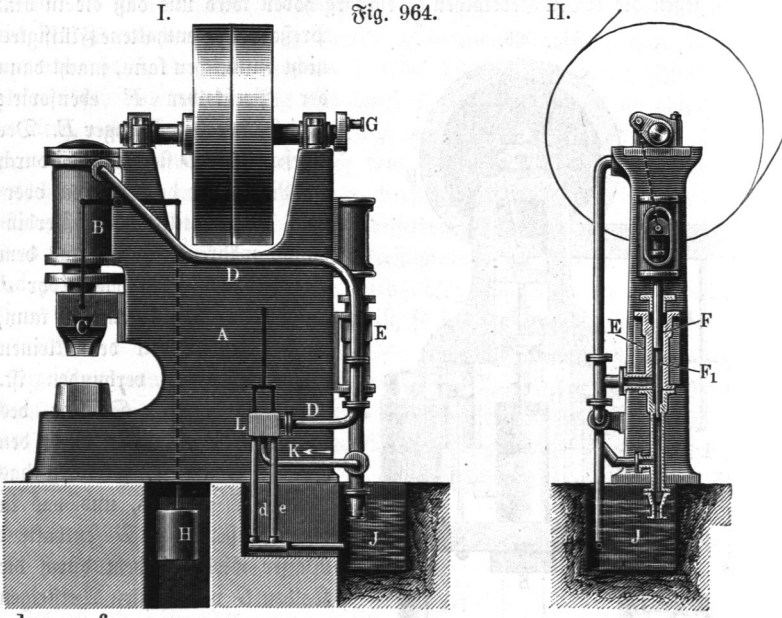
dargeſtellten Maſchine von R. M. Daelen in Düſſeldorf geſchieht. Hier dient eine durch einen beſonderen Dampfcylinder *A* oder durch einen auf das Schwungrad *B* laufenden Riemen umgedrehte Kurbelwelle *C* zur Bewegung des behufs der Drucküberſetzung durch eine Stopfbüchſe in dem Boden des Preßcylinders *D* in dieſen eintretenden Plungers *E*. Unter der Vorausſetzung, daß der Preßkolben *F* durch den Druck von Waſſer oder Luft gegen die beiden Hebekolben *G* emporgehoben wird und daß die in dem Preßcylinder enthaltene Flüſſigkeit nicht entweichen kann, macht dann der Preßkolben *F* ebenſoviele Spiele, wie der Plunger *E*. Der Preßcylinder *D* ſteht hierbei durch ein Rohr mit dem Raume oberhalb des Ventiles *H* in Verbindung, während Waſſer aus dem Behälter *M* durch das Rohr *J* unter dieſes Ventil gelangen kann, welches letztere mit dem kleinen Steuerkolben *L* verbunden iſt. Läßt man durch Oeffnen des Hahnes *K* Druckwaſſer unter den Kolben *L* treten, ſo wird das Ventil *H* geöffnet, und das in dem Preßcylinder *D* enthaltene Waſſer wird bei dem durch die Kolben *G* veranlaßten Aufſteigen des Preßkolbens nach dem Behälter *M* gedrückt. Leitet man, um den Schmiedeſattel auf das Arbeitsſtück aufzuſetzen, das Waſſer unter den Kolben *G* ab, ſo ſinkt der Preßkolben herab, wobei durch das geöffnete Ventil *H* Füllwaſſer aus dem Behälter *M* in den Cylinder eintritt. Wenn dann durch Niedergehen des Ueberſetzerkolbens *E* in dem Preßcylinder hoher Druck hervorgebracht wird, ſo iſt dabei das Ventil *H* geſchloſſen, während daſſelbe bei dem darauf folgenden Hochgehen von *E* wie ein Saugventil nach oben aufſchlägt und aus dem Behälter *M* ſo viel Waſſer in den Preßcylinder eintreten läßt, als dem frei werdenden Raume entſpricht. Der Schmiedeſattel *S* wird dagegen bei dem Hochgehen des Ueberſetzerkolbens *E* nicht gehoben, wenn die Hebekolben *G* nicht gedrückt werden. Die Wirkung der Preſſe iſt dann derart, daß der auf dem Schmiedeſtücke

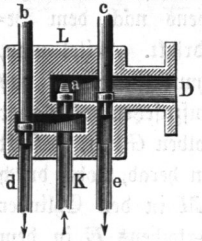
Fig. 963.



ſtehende Sattel wiederholten Druckwirkungen ausgeſetzt iſt, ſo oft der Ueberſetzerkolben *E* niedergeht, und daß bei jeder ſolchen Wirkung eine Zuſammendrückung des Eiſens eintreten muß, entſprechend der Verſchiebung des Preßkolbens, welche ſich durch die aus dem Ventile *H* nachgefloſſene Waſſermenge ergiebt. Um dieſe Waſſermenge und damit die beſagte Verſchiebung in gewiſſen Grenzen reguliren zu können, kann man die Oeffnung des Ventiles

Fig. 964.




*H* bei dem erwähnten Aufſchlagen durch einen Anſchlagſtift *N* begrenzen, der mittels der Zugſtange *Z* ſtellbar iſt. Man erkennt übrigens aus dem Vorſtehenden die Nothwendigkeit, bei dieſer Preſſe ein Sicherheitsventil anzubringen, durch das der Druck im Cylinder auf das höchſtens zuläſſige Maß begrenzt wird, welches ſonſt in Folge der lebendigen Kraft der Schwungradwelle leicht überſchritten werden kann, ſobald das bearbeitete Schmiedeſtück nach wiederholten Preſſungen einen der eingetretenen Abkühlung entſprechenden größeren Widerſtand darbietet.

Demſelben Zwecke, ſchnell hinter einander wiederholte Preſſungen auf das Arbeitsſtück auszuüben, dient die Schnellſchmiedepreſſe der Märkiſchen Maſchinenbau-Anſtalt, vorm. Kamp & Co. in Wetter a. d. Ruhr,

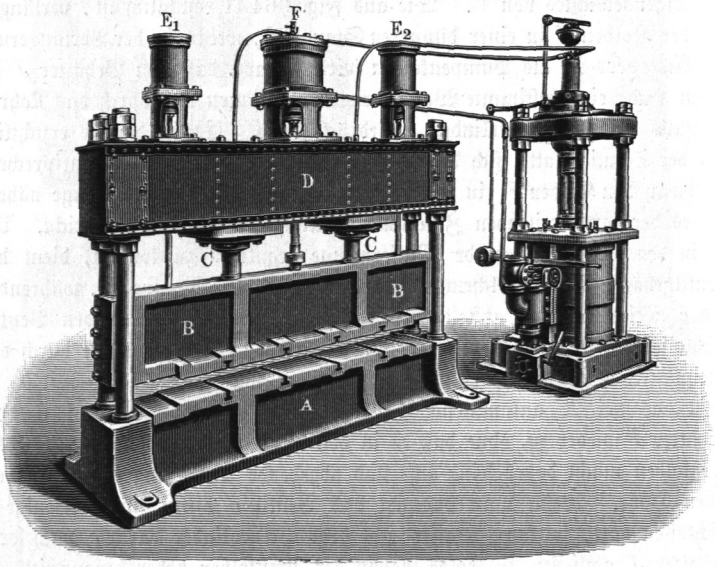
Fig. 964. Die Maſchine trägt an dem dampfhammerartigen Geſtelle *A* den Preßcylinder *B*, in welchem der den Preßſattel *C* tragende Kolben durch Waſſer niedergedrückt wird, das durch die Röhre *D* zugeführt wird. Dieſe Röhre ſteht mit einem an der anderen Seite des Geſtelles angebrachten Druckcylinder *E* in Verbindung, in welchem ein Ueberſetzerkolben oder Plunger *F* von der Kurbelwelle *G* ununterbrochen auf und nieder bewegt wird. Da in dieſem Cylinder, ſowie in dem Rohre *D* keinerlei Ventile angebracht ſind, ſo wirkt der Kolben *F* lediglich als Verdränger und veranlaßt den Preßkolben zu einer gleichen Anzahl von Spielen, wobei die Hublängen natürlich in dem umgekehrten Verhältniſſe der beiderſeitigen Kolbenquerſchnitte ſtehen. Das Gewicht *H* dient dabei zur Ausgleichung des Eigengewichtes von *C*. Wie aus Fig. 964 II erſichtlich iſt, verlängert ſich der Kolben *F* zu einer dünneren Stange $F_1$, welche in der Verlängerung des Cylinders *E* als Pumpenkolben wirkt, derart, daß dem Behälter *J* bei jedem Hube eine beſtimmte Waſſermenge entnommen und durch das Rohr *K* ebenfalls in den Preßcylinder eingedrückt wird. Es iſt daraus erſichtlich, daß der Schmiedeſattel ſich dem Arbeitsſtücke bei jeder Preſſung entſprechend der durch den Kolben $F_1$ in den Preßcylinder gedrückten Waſſermenge nähert, wie es der fortſchreitenden Zuſammendrückung des Eiſens entſpricht. Um die in den Cylinder tretende Waſſermenge reguliren zu können, dient das Ventilgehäuſe *L*, in welchem *a* das Steigventil der Pumpe iſt, während *b* und *c* zwei von außen abſtellbare Ventile ſind. Sind dieſe beiden Ventile geſchloſſen, ſo ſtrömt das Waſſer, wie vorbeſagt, von der Pumpe durch das Steigventil *a* in den Preßcylinder. Oeffnet man aber das Ventil *b*, ſo fließt das bei *K* ankommende Waſſer durch *b* und das Rohr *d* dem Behälter *J* wieder zu, ohne daß es in den Preßcylinder gelangen kann; der Preßkolben macht daher ſeine auf- und abgehende Bewegung immer in derſelben Höhe. Wenn man dagegen das Ventil *c* öffnet und dasjenige *b* geſchloſſen hält, ſo kann Waſſer aus dem Preßcylinder durch *e* nach dem Behälter *J* abfließen, in Folge wovon der Preßkolben höher hinaustritt.

In welcher Art die hydrauliſchen Preſſen zum Biegen und Preſſen von Platten verwendet werden können, iſt aus den beiden folgenden Figuren zu erkennen. Hiervon ſtellt Fig. 965 (a. f. S.) eine Schwellenpreſſe von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk vor, welche dazu dient, die vorgewalzten Schienen zu Eiſenbahnſchwellen zu preſſen. Der 3,5 m lange Preßbalken *B*, welcher ebenſo wie die Sohle *A* mit Schlitzen zur Aufnahme der erforderlichen Stempel und Matrizen verſehen iſt, wird hierbei durch zwei Preßkolben *C* niedergepreßt, um ein möglichſt gleichmäßiges Niedergehen in der ganzen Länge zu erzielen und jedes Ecken zu vermeiden. Beide Preßcylinder werden von einem gemeinſamen Drucküberſetzer der ſchon bei Fig. 961 beſprochenen Einrichtung betrieben. Von den drei über dem

oberen Träger $D$ aufgeſtellten Dampfcylindern dienen die beiden äußeren $E_1$ und $E_2$ dazu, das Gewicht des Druckbalkens $B$ durch den Dampfdruck auszugleichen, während der mittlere Cylinder $F$ dazu verwendet wird, die Preſſe zu öffnen und zu ſchließen, d. h. den Druckbalken bis auf die zu preſſende Schiene niederſinken zu laſſen und nach ausgeübtem Drucke wieder zu heben, um eine neue Schiene einbringen zu können. Nach den Angaben der ausführenden Fabrik können mit dieſer Preſſe in 10 Stunden 2500 bis 3000 Schwellen gepreßt werden.

In Fig. 966 iſt eine Preſſe aus der Fabrik von Haniel & Lueg in Düſſeldorf zur Anſchauung gebracht, mittels deren Panzerplatten und ſtarke

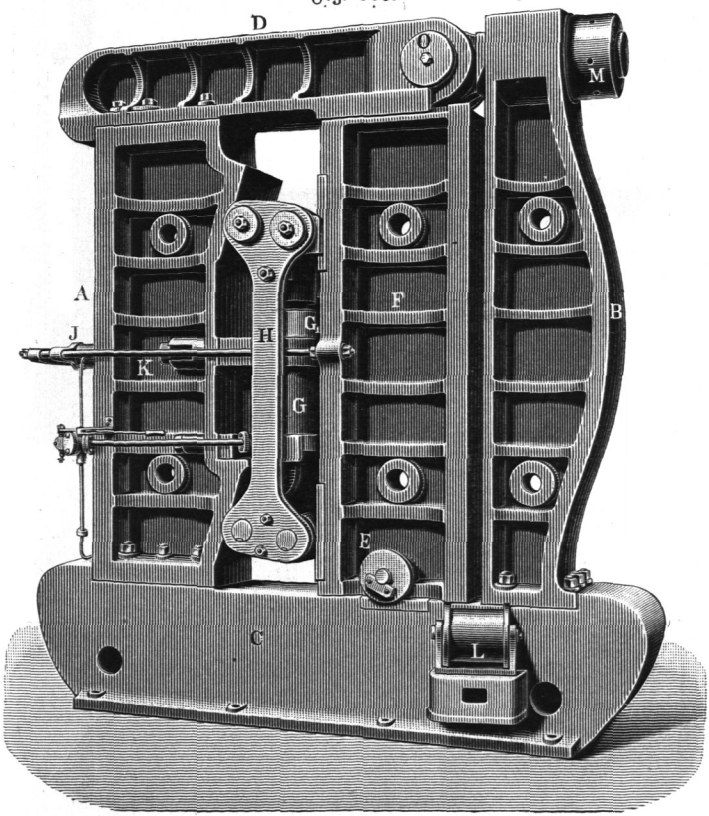
Fig. 965.




Keſſelbleche gebogen werden können. Zwiſchen den beiden Seitenſtändern $A$ und $B$, die durch das Fußſtück $C$ und den Kopfbalken $D$ feſt mit einander verbunden ſind, iſt der auf den Rollen $E$ bewegliche Preßbalken $F$ verſchieblich, und zwar wird derſelbe durch den hydrauliſchen Cylinder $G$ dadurch verſchoben, daß deſſen Kolben $G_1$ bei der Aufwärtsbewegung den Rahmen $H$ emporſchiebt, der an jedem Ende mit zwei Walzen ausgerüſtet iſt, die vermöge der ſchiefen Flächen eine keilartige Wirkung gegen den Preßbalken $F$ ausüben. Da nun die einander zugekehrten Flächen von $F$ und $B$ der beabſichtigten Biegung entſprechend gewölbt ſind, ſo muß die zwiſchen beide gebrachte Platte die gewünſchte Form annehmen. Auch kann man, um die Platten nach verſchiedenen Krümmungen zu biegen, die Preßbalken mit ent-

ſprechend geformten Backenſtücken verſehen. Zurückgezogen wird der Preßbalken $F$ durch einen kleinen Waſſerdruckcylinder $J$, deſſen Kolben mittels zweier Zugſtangen $K$ den Balken $F$ angreift, während der Preßkolben $G_1$ mit dem Walzenrahmen $H$ durch das Eigengewicht wieder ſinkt, ſobald dem Waſſer unter dem Preßkolben der Austritt aus dem Cylinder ermöglicht wird. Durch Flaſchenzüge oder einen Laufkrahn wird die Platte nach dem

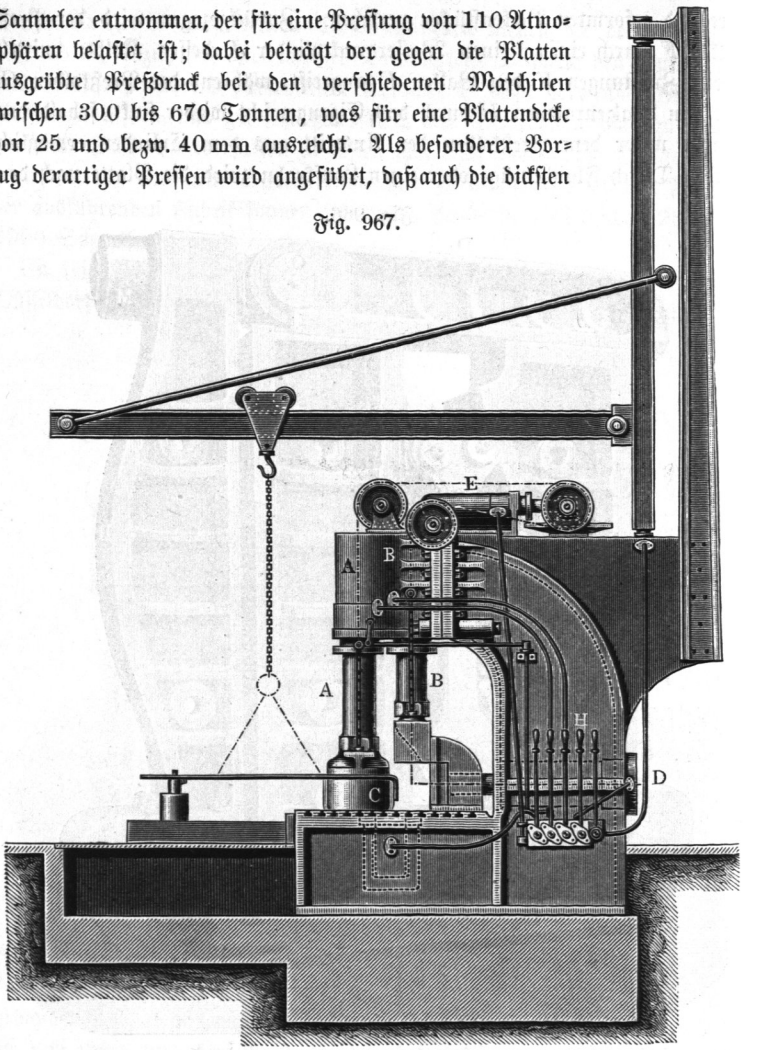
Fig. 966.




Biegen ſo weit hervorgezogen, daß bei der folgenden Preſſung der an die gebogene Stelle ſich anſchließende Streifen in derſelben Weiſe der Preßwirkung unterworfen werden kann. Die zu biegende Platte wird hierbei durch beiderſeits angebrachte Rollen $L$ unterſtützt. Um die Platten bequem von oben einbringen zu können, iſt das Querhaupt $D$ zum Umſchlagen um den Bolzen $O$ eingerichtet, nachdem zuvor die Schraubenmutter $M$ gelöſt worden iſt. Das für dieſe Preſſe erforderliche Waſſer wird einem

Sammler entnommen, der für eine Preſſung von 110 Atmoſphären belaſtet iſt; dabei beträgt der gegen die Platten ausgeübte Preßdruck bei den verſchiedenen Maſchinen zwiſchen 300 bis 670 Tonnen, was für eine Plattendicke von 25 und bezw. 40 mm ausreicht. Als beſonderer Vorzug derartiger Preſſen wird angeführt, daß auch die dickſten

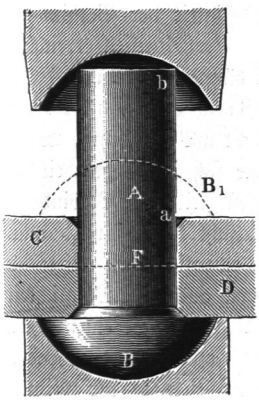
Fig. 967.




Keſſelbleche damit im kalten Zuſtande gebogen werden können, was beſonders für Stahl und Flußeiſen aus dem Grunde von Bedeutung iſt, weil dieſe Materialien durch das Glühen und das darauf folgende Abkühlen leicht ſchädliche Materialſpannungen erhalten. Vor dem Biegen der Bleche zwiſchen Walzen (ſ. weiter unten) hat das beſchriebene Verfahren den Vorzug, daß die Bleche bis an die Ränder gebogen werden können, während bei der Anwendung von Biegewalzen Streifen an den Rändern ſich der Biegung entziehen.

In Fig. 967 iſt noch eine hydrauliſche Maſchine zum Flantſchen und Börderln von Blechplatten, d. h. zum Umkrempen der Ränder ebenfalls aus der Fabrik von Haniel & Lueg in Düſſeldorf dargeſtellt. Hierbei trägt das kräftige hammerartige Geſtell zwei Preßcylinder $A$ und $B$ neben einander, deren Kolben nach unten ausſchieben und von denen $A$ dazu dient, das an dem Krahne hängende Blech feſt auf den Amboß $C$ niederzudrücken, während $B$ den Rand zu einem Flantſche abbiegt und vermittelſt eines geeigneten Geſenkes in der gewünſchten Art formt. Dieſe Wirkung kann durch den Kolben des wagerechten Cylinders $D$ unterſtützt werden, und für gewiſſe Zwecke kann auch noch ein unter der Sohle befindlicher, nach oben hin ausſchiebender Kolben zu Hülfe genommen werden. Zur Rückführung der beiden Kolben von $A$ und $B$ dient der wagerechte Cylinder $E$ mit Rollenzug, während der Kolben von $D$ als Differentialkolben ausgeführt iſt, derart, daß der Druck des Waſſers gegen die vordere Ringfläche den Kolben zurückführt, ſobald das Waſſer aus dem hinteren Theile des Cylinders entlaſſen wird. Die Steuerung des einem Sammler entnommenen Waſſers von 110 Atmoſphären Druck für die verſchiedenen Cylinder, ſowie für den hydrauliſchen Krahn wird mit Hülfe der Handhebel $H$ bewirkt. Wenn erforderlich, können die beiden Kolben von $A$ und $B$ durch einen gemeinſamen Sattel mit einander verbunden werden, welcher dann Gelegenheit giebt, ganze Keſſelböden mit einem Niedergange in einem paſſenden Geſenke zu flantſchen. Gegenüber der Handarbeit giebt dieſe Preſſe nicht nur beſſere Erzeugniſſe, ſondern auch Erſparniſſe an Kohlen, da man eine Platte in einer Hitze auf einem größeren Umfange flantſchen kann, als dies durch die Hand möglich iſt.

Fig. 968.




**Nietpreſſen.** Zur Herſtellung der Nietverbindungen, wie ſie bei der Anfertigung von Dampfkeſſeln, Brückenträgern und im Schiffsbau eine ſo hervorragende Rolle ſpielen, hat man in der neueren Zeit die früher allein gebräuchliche Handnietung mehr und mehr verlaſſen und iſt zum Gebrauche von hydrauliſchen Preſſen übergegangen, weil dadurch erfahrungsmäßig eine größere Feſtigkeit als durch die Handvernietung erreichbar iſt. Ein Niet beſteht nach Fig. 968 aus einem cylindriſchen Bolzen $A$ von möglichſt weichem Schmiedeeiſen, welcher zu beiden Seiten der zu verbindenden Platten mit einem hervorſtehenden Kopfe $B$ von genau oder annähernd kugelförmiger Geſtalt verſehen iſt, und da dieſe Köpfe die zwiſchenliegenden Platten $C$ und §. 231.

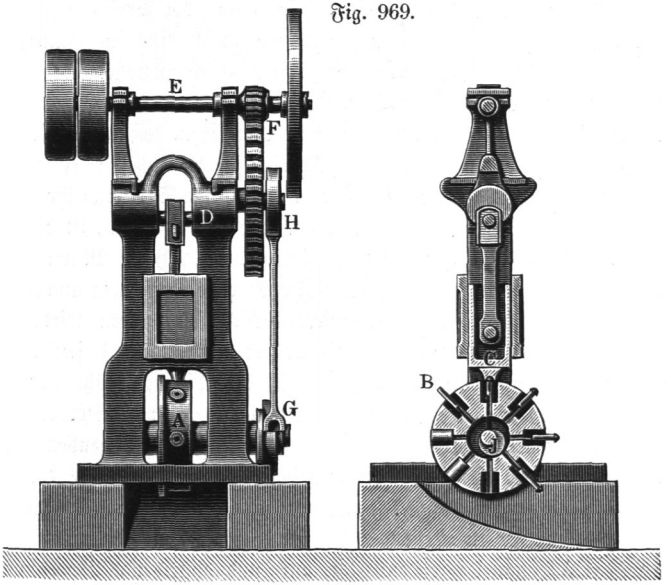
$D$ mit einem mehr oder minder großen Drucke zuſammenpreſſen, ſo entſteht dadurch zwiſchen den Platten eine entſprechend große Reibung, durch welche die Verbindung weſentlich an Feſtigkeit gewinnt, indem bei einer die Platten aus einander ziehenden Kraft zunächſt dieſe Reibung überwunden werden muß, bevor der Niet auf Abſcheren in dem Querſchnitte $F$ in Anſpruch genommen wird. Von weſentlicher Bedeutung hierfür iſt es, daß der Nietbolzen möglichſt genau die Höhlung in den Platten ausfülle, und da dieſelbe nicht immer genau cylindriſch und glatt iſt, beſonders wenn die Löcher durch Ausſtoßen anſtatt durch Bohren hergeſtellt werden, ſo muß bei der Vernietung nicht bloß der eine Kopf $B_1$, der ſogenannte Schließkopf, aus dem hervorſtehenden Schaftſtücke $ab$ durch Stauchen gebildet, ſondern es muß auch die Maſſe des Nietbolzens im Inneren möglichſt gut an die Wandung angepreßt werden. Dies iſt beſſer durch Druckwirkung als durch den Schlag der Hämmer bei der Handarbeit zu erreichen, weil im erſteren Falle ſich die Wirkung gleichmäßiger auf die ganze Maſſe des Nietbolzens vertheilt als bei der Stoßarbeit, bei welcher hauptſächlich die äußeren Theile der Formänderung unterliegen. Es iſt nur darauf zu achten, daß der den Schließkopf anpreſſende Stempel nach der Formung des Kopfes noch eine gewiſſe Zeit auf denſelben drückt, ſo daß die Zuſammenpreſſung noch ſtattfindet, nachdem der Niet ſich bereits in gewiſſem Maße abgekühlt hat. Die von Bach [1]) hierüber angeſtellten Verſuche ergaben unter der Vorausſetzung, daß der Nietſtempel noch 15 bis 20 Secunden auf dem fertig gepreßten Schließkopfe ſtehen blieb, eine weſentlich größere Feſtigkeit der Verbindung gegen Gleiten, als durch Handnietung unter gleichen Verhältniſſen erreichbar war. Die Feſtigkeit war im letzteren Falle bei dünneren, 12 mm dicken Blechen um etwa 20 Proc. und bei Blechen von 18 mm Dicke um 54 Proc. kleiner, als bei der durch Maſchinennietung hergeſtellten Verbindung. Wenn dagegen jene Bedingung nicht erfüllt war, ſo zeigte ſich im Gegentheil bei der Maſchinennietung eine auffallend kleinere Feſtigkeit der Verbindung gegen Gleiten, als bei der Handarbeit. Mit Rückſicht hierauf wird man daher die Anzahl der in einer beſtimmten Zeit einzuziehenden Niete zu beſchränken haben, und wenn bei einzelnen Maſchinen auch die Möglichkeit vorliegt, in einer beſtimmten Zeit eine ſehr große Anzahl Niete einzuziehen, z. B. bis zu 10 in einer Minute, ſo wird es doch aus dem vorſtehenden Grunde gerathen ſein, nicht mehr als zwei bis drei Niete in der Minute wirklich einzuziehen, damit der Stempel noch genügend lange auf dem fertigen Schließkopfe unter Druck ſtehen kann.

Die zur Verwendung kommenden Niete ſind immer ſchon vorher mit dem einen Kopfe, dem Setzkopfe $B$, Fig. 968, verſehen, indem die Verſuche,

[1]) Zeitſchr. d. Vereins deutſch. Ing. 1894, S. 1221.

die man gemacht hat, cylindriſche Stifte in die Löcher zu ſtecken, die zu gleicher Zeit beiderſeits zu Köpfen gepreßt werden, bisher befriedigende Ergebniſſe nicht geliefert haben. Die Herſtellung des Setzkopfes an einem Niet iſt daher von derjenigen des Schließkopfes bei der Herſtellung der Verbindung ganz getrennt, und es mag hier nur bemerkt werden, daß die Anfertigung der Nietbolzen auf beſonders zu dem Zwecke eingerichteten Maſchinen erfolgt, welche im Weſentlichen mit den Drahtſtiftpreſſen, Fig. 931, übereinſtimmen, von denen ſie ſich hauptſächlich dadurch unterſcheiden, daß das Material für die ſtärkeren Niete (über 12 mm Dicke) im weißwarmen Zuſtande verarbeitet wird. Der Stempel, welcher dabei mit

Fig. 969.




einem Geſenke, entſprechend der Form des herzuſtellenden Nietkopfes, verſehen iſt, wird in der Regel durch eine Kurbel bewegt, und das von dem zu verarbeitenden Rundeiſen in der erforderlichen Länge abgeſchnittene Stück wird in eine Matrize geſteckt, welche meiſtens in Form einer Scheibe ausgeführt iſt, die an ihrem Umfange in gleichen Entfernungen mit den zur Aufnahme des Bolzens paſſenden Löchern verſehen iſt. Nachdem der Bolzen an ſeinem aus einem ſolchen Loche hervorſtehenden Ende durch den darüber befindlichen Stempel mit dem beabſichtigten Kopfe verſehen iſt, genügt es, die Matrize um einen der Entfernung der einzelnen Löcher von einander entſprechenden Winkel zu drehen, um das nächſtfolgende, bereits mit einem anderen Bolzen verſehene Loch unter den Stempel zu bringen, der bei dem

Niedergange in derſelben Weiſe wieder einen neuen Kopf anpreßt. Durch eine geeignete Vorrichtung wird dann der gepreßte Niet aus der Matrizenſcheibe ausgeſtoßen. In Fig. 969 (a. v. S.) iſt die Skizze einer ſolchen Nietpreſſe gegeben. Hierin ſtellt $A$ die mit acht Löchern am Umfange verſehene Matrizenſcheibe vor, in welche bei $B$ ein weißwarm gemachtes Stück Rundeiſen eingeführt wird, während das in dem daneben befindlichen Loche enthaltene durch den Stempel $C$ mit dem Kopfe verſehen wird. Dieſer Stempel wird von der Kurbelwelle $D$ bewegt, welche von der Schwungradwelle $E$ durch die beiden Zahnräder $F$ umgedreht wird. Eine auf der Kurbelwelle angebrachte excentriſche Scheibe $H$ dreht vermittelſt eines achtzähnigen Schaltrades $G$ die Matrizenſcheibe nach jeder Preſſung genau um 45° herum, während die fertigen Nietbolzen durch eine im Inneren der Matrizenſcheibe angebrachte excentriſche Scheibe $J$ ausgeſtoßen werden, die an der Drehung der Matrize nicht theilnimmt.

Bei derartigen Maſchinen iſt es nicht zu vermeiden, daß die Köpfe häufig ſchief angepreßt werden, weil die Matrizenſcheibe ſich in Folge ihres Beharrungsvermögens noch etwas über die durch das Schaltrad ihr gegebene Lage hinaus gedreht hat. Um dieſen Uebelſtand zu vermeiden, iſt die Preſſe von J. C. Harkort[1]) in ſolcher Weiſe ausgeführt, daß die Matrizenſcheibe jedesmal genau in dem gerade erforderlichen Betrage umgedreht und während der erforderlichen Preſſung darin unveränderlich feſtgehalten wird. Nach Fig. 970 iſt hierbei ein durch die beiden Excenterſtangen $A$ ſenkrecht auf und nieder bewegter Stempel $B$ angeordnet, welcher in den Führungsbüchſen $C$ und $D$ gerade geführt iſt und an der Scheibe $E$ zwei Stempel $F$ zur Formung von zwei Nietköpfen an diametral gegenüberliegenden Stellen trägt. Als Matrize dient die drehbar gelagerte Führungsbüchſe $D$, welche in dem ſcheibenförmigen Rande $G$ ringsum in gleichen Abſtänden die Löcher $H$ zur Aufnahme der zu preſſenden Bolzen enthält. Die ruckweiſe Drehung dieſer Matrizentrommel wird durch die auf- und abſteigende Bewegung des Stößels $B$ hervorgerufen, zu welchem Zwecke im Inneren der Trommel ein Stahlring befindlich iſt, welcher in ſeinem Mantel ringsum mit einer Führungsnuth von der Form $a$ in Fig. 970 II verſehen iſt. In dieſe Führung paßt ein ſechskantiger Zapfen oder Stift $b$, der im Stößel $B$ angebracht iſt und mit demſelben auf- und niedergeht. Es iſt erſichtlich, wie dieſer Stift, aus der tiefſten Lage des Stößels in $b_1$ ſtehend, ſich in dem ſenkrechten Theile des Schlitzes erhebt, wobei die Matrizentrommel feſtgehalten wird und darauf durch Anſtoßen gegen die ſchräge Fläche bei $a_1$ eine Drehung der Trommel veranlaßt, bis er in die höchſte Lage $b_3$ gelangt. Bei der Abwärtsbewegung wird die Trommel durch Anſtoßen des Stiftes

[1]) D. R.-P. Nr. 56711.

gegen die Fläche bei $a_2$ noch weiter gedreht, um darauf feſtgehalten zu werden, während der Stift ſich in dem ſenkrechten Theile des Schlitzes bis in die Lage $b_3$ bewegt. Während dieſer Zeit wird der Kopf an den Niet angepreßt. Zum Ausſtoßen der fertigen Niete dienen die beiden unter der

Fig. 970 I.

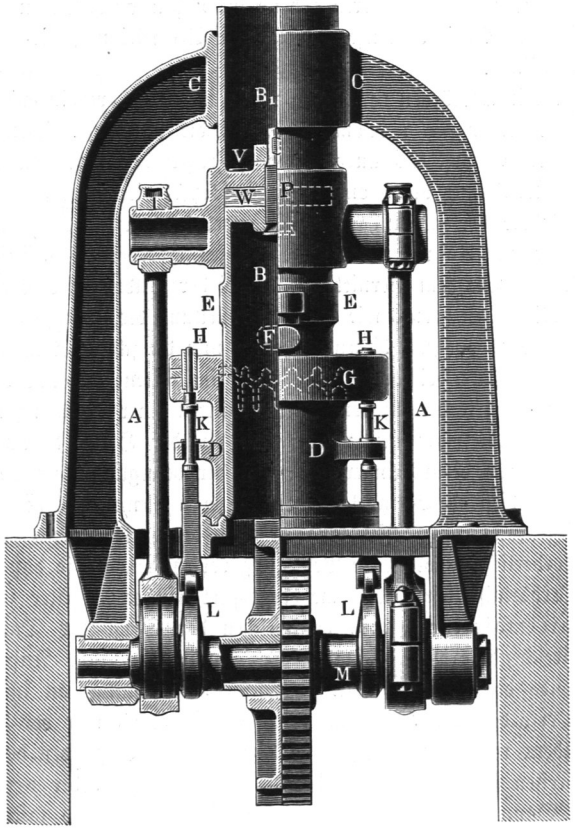
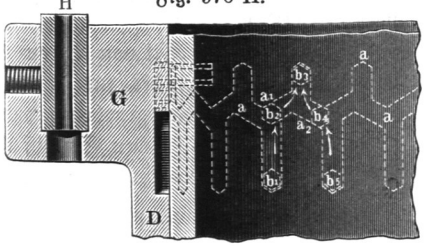



Fig. 970 II.




Matrizenſcheibe angeordneten Ausſtoßſtangen $K$, welche durch Daumen $L$ auf der Triebaxe $M$ bewegt werden. Eine eigenthümliche Sicherung gegen Bruch iſt bei dieſer Maſchine in dem Stößel angebracht. Derſelbe iſt nämlich aus den beiden

in einander geſchobenen Cylindern $B$ und $B_1$ zuſammengeſetzt, welche durch den Bolzen $P$ mit einander verbunden ſind, ſo jedoch, daß zwiſchen $B$ und $B_1$ eine Schicht Waſſer oder einer anderen Flüſſigkeit $W$ enthalten iſt. Dieſe Flüſſigkeit überträgt bei dem Niedergange des Stempels den Druck von $B_1$ auf $B$, und man kann durch geeignete und entſprechend belaſtete Ventile in dem oberen Theile bei $r$ den auftretenden Druck auf ein beſtimmtes Maß begrenzen, bei deſſen Ueberſteigung die Ventile ſich nach oben öffnen.

Um die mit Setzköpfen verſehenen Niete in die zu verbindenden Platten einzuziehen, dienen die *Nietmaſchinen*, die im Weſentlichen aus zwei der Kopfform entſprechend ausgetieften Geſenken beſtehen, von denen das eine zur Unterſtützung des ſchon fertigen Setzkopfes dienende feſtſteht, während der das andere Geſenk enthaltende Stempel dem feſten Geſenke genähert und mit der zum Anprägen des Schließkopfes erforderlichen Kraft dagegen gedrückt wird. Bei dem Vernieten, d. h. bei der Bildung des Schließkopfes, wird der Nietbolzen ebenſo wie bei der Herſtellung des Setzkopfes weißwarm gemacht; eine Ausnahme bilden auch hier nur die ſchwächeren Niete, etwa unter 12 mm Dicke, bei welchen der Kopf im kalten Zuſtande des Eiſens angepreßt werden kann; kupferne Niete bedürfen einer Erhitzung nicht.

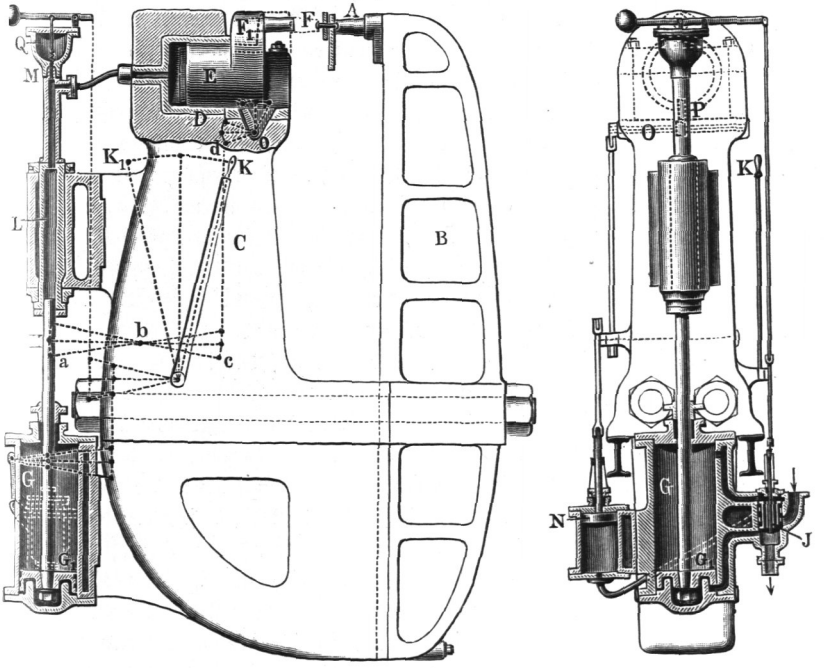
Die älteren Nietmaſchinen waren nach Art der *Hebeldurchſchnitte* und *Lochwerke* derart eingerichtet, daß der bewegliche, zur Bildung des Schließkopfes dienende Stempel an dem kürzeren Arme eines doppelarmigen Hebels angebracht war, deſſen längerer Arm durch eine excentriſche Scheibe in die erforderliche ſchwingende Bewegung verſetzt wurde, ſo daß die Kraft in dem Verhältniſſe der Hebelarme vergrößert wurde. Später führte man *Dampfnietmaſchinen* aus, bei welchen der Druck des Dampfes auf einen hinreichend großen Dampfkolben unmittelbar zum Anpreſſen des Schließkopfes diente, indem die zugehörige Kolbenſtange an ihrem freien Ende den erforderlichen Kopfſtempel trug; ſelbſtredend war der Hub dieſes Dampfkolbens nur klein, entſprechend dem geringen Wege, den der Stempel zum Anpreſſen des Kopfes nur durchlaufen muß. In der neueren Zeit ſind dieſe Dampfnietmaſchinen kaum mehr in Betrieb und faſt allgemein durch *hydrauliſche Nietmaſchinen* erſetzt, von denen einige der gebräuchlichſten Ausführungsformen hier angeführt werden mögen.

In Fig. 971 [1]) iſt eine feſtſtehende Maſchine dieſer Art von *Breuer, Schumacher & Co.* in Kalk dargeſtellt, in welcher der zum Preſſen erforderliche Druck durch den aus dem vorhergehenden Paragraphen bekannten Drucküberſetzer erzeugt wird. Das feſte Geſenk $A$ für den Setzkopf iſt an dem Ende des kräftigen Armes $B$ angebracht, welcher durch ſtarke

[1]) D. R.-P. Nr. 43774.

Schrauben mit dem zweiten Arme $C$ verbunden iſt, der an ſeinem freien Ende den Waſſerdruckcylinder $D$ trägt. Der in dieſem Cylinder befindliche verſchiebliche Plungerkolben $E$ übt den erforderlichen Druck gegen den Stempel $F$ aus, wenn das hinter ihm in dem Cylinder $D$ befindliche Waſſer durch die Wirkung des aus dem Dampfcylinder $G$ und der Kolbenſtange $H$ beſtehenden Ueberſetzers unter Druck gebracht wird. Zu dem Zwecke wird das Dampfſteuerventil $J$ durch Stellung des Steuerhändels $K$ ſo geſteuert, daß Dampf unter den Kolben $G_1$ treten kann. Hierbei dringt die Kolbenſtange $H$ in den Druckcylinder $L$ ein, und da das Ventil $M$ geſchloſſen iſt,

Fig. 971.




ſo muß das verdrängte Waſſer nach dem Cylinder $D$ gelangen und den Kolben $E$ herausſchieben. Dieſer Kolben wird nach erfolgter Nietung durch einen Gegenkolben $N$ wieder zurückgezogen, welcher durch darunter geleiteten Dampf gehoben wird, wobei er durch Vermittelung der Hebelverbindung $abcd$ die kleine Hülfsaxe $O$ linksum dreht, ſo daß ein auf dieſer Axe befindlicher Finger $P$ den Kolben $E$ wieder zurückführt. Läßt man nach erfolgter Rückführung des Kolbens $E$ den Dampf aus dem Gegencylinder austreten, ſo ſinkt der Gegenkolben $N$ in Folge ſeines eigenen, nach Befinden noch durch beſondere Belaſtung vermehrten Gewichtes nieder, wobei der Preß-

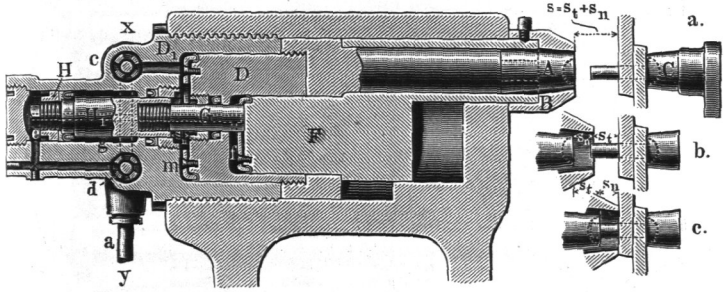
kolben $E$ wieder nach außen geſchoben wird, und zwar ſo weit, bis der Stempel $F$ ſich gegen den hervorſtehenden Theil des einzuziehenden Nietes legt. Da während dieſer Zeit das Ventil $M$ geöffnet wird, ſo füllt ſich der Raum hinter dem Preßkolben bei der gedachten Bewegung mit Waſſer aus dem Behälter $Q$, und man hat daher bei der nunmehr erfolgenden Prägung des Schließkopfes nur ſo viel gepreßtes Waſſer in den Preßcylinder einzuführen, wie der Bewegung des Preßkolbens während der eigentlichen Prägung entſpricht. Bezeichnet man in der Figur den ganzen Weg des Nietſtempels mit $s$, ſo findet eine eigentliche Nutzwirkung offenbar nur auf dem Wege $s_n$ ſtatt, während deſſen Zurücklegung der Schließkopf geformt wird, wogegen der Weg $s_t = s - s_n$ als todter oder leerer Gang bezeichnet werden kann, entſprechend der Bewegung, die der Kolben einer Schmiedepreſſe zu machen hat, um den Schmiedeſattel bis auf das Arbeitsſtück aufzuſetzen. Die hier angewandte Einrichtung hat alſo den ſchon bei den Schmiedepreſſen mehrfach erwähnten Zweck, den Preßcylinder während des Leerganges mit Füllwaſſer aus einem Behälter zu füllen, um das Druckwaſſer und alſo hier den Dampf möglichſt ſparſam zu verwenden. Es iſt natürlich, daß das Einlaßventil $M$ ſich ſchließen muß, wenn der Ueberſetzerkolben $H$ emporgedrückt wird, was dadurch erreicht wird, daß mit der Umlegung des Steuerhändels in die Lage $K_1$ behufs Einführung von Dampf unter den Dampfkolben $G_1$ gleichzeitig das Ventil $M$ geſchloſſen wird. Im Uebrigen kann bezüglich der Einrichtung des Drucküberſetzers auf das in dem vorhergehenden Paragraphen Geſagte verwieſen werden.

Der Stempel $F$ iſt hier nicht in der Mitte des Preßkolbens $E$, ſondern an einem einſeitig hervorſtehenden Anſatze $E_1$ angebracht, zu dem Zwecke, um auch in Ecken, z. B. bei dem Verbinden von Winkeleiſen, die Vernietung herſtellen zu können. Von Wichtigkeit bei derartigen feſtſtehenden Nietmaſchinen, wie ſie hauptſächlich bei der Anfertigung von Dampfkeſſeln im Gebrauch ſind, iſt die genügende Tiefe des freien Zwiſchenraumes (Maultiefe) zwiſchen den beiden Armen $B$ und $C$ des Geſtelles. Damit die zu verbindenden Keſſeltheile in dieſen freien Zwiſchenraum eintreten können, muß dieſe Tiefe mindeſtens gleich der axial gemeſſenen Höhe des längſten Schuſſes oder Ringes ſein, aus denen die Keſſel hergeſtellt werden, alſo etwa gleich 2 bis 2,5 m. Der betreffende Keſſel hängt während der Vernietung mittels Ketten von einer Rolle herab, die ſo hoch über der Nietmaſchine angebracht iſt, wie die größte Keſſellänge erforderlich macht. Man hat daher über der Nietmaſchine einen thurm- oder gerüſtartigen Aufbau von etwa 10 bis 15 m Höhe anzubringen, von deſſen Decke der Keſſel herabhängt, ſo daß er zur Herſtellung einer Längsnietnaht entſprechend gehoben und geſenkt werden kann, während die Preſſung der Niete in einer ringsum laufenden Naht durch Drehung des Keſſels um ſeine Axe zu erreichen iſt.

Zur bequemen Handhabung der Keſſel wendet man hierbei vortheilhaft eine hydrauliſche Aufzugsvorrichtung an. Dagegen ſind die zur Anfertigung von Brückenträgern und ähnlichen Gegenſtänden im Gebrauch befindlichen Maſchinen in der Regel nicht feſtſtehend, ſondern als bewegliche Maſchinen ausgeführt, wovon im Folgenden einige Beiſpiele angeführt werden ſollen.

Bei der Anfertigung der Dampfkeſſel pflegt man zur Erzielung einer möglichſt feſten und dichten Nietverbindung die zu vereinigenden Platten während des Nietens mit großem Drucke gegen einander gepreßt zu halten, und man verſieht daher die Nietmaſchine noch mit einem beſonderen Organe, welches dem gedachten Zwecke zu dienen hat. Das hierzu angewandte Werkzeug iſt ein den Preßſtempel concentriſch umgebender Hohlſtempel, welcher ſich rings um den Niet auf das Blech ſetzt und welcher durch einen

Fig. 972.



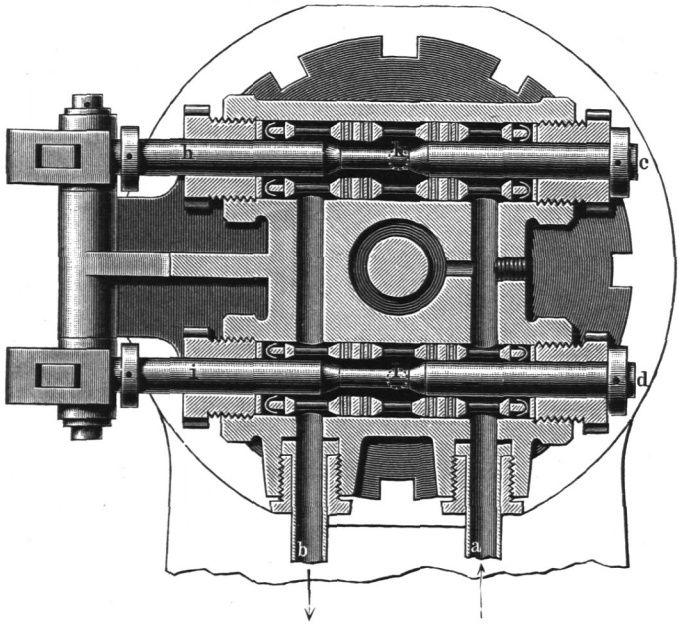

beſonderen zweiten Preßkolben angedrückt wird, weswegen man dieſe Art von Nietmaſchinen auch wohl als doppeltwirkend bezeichnet. In Fig. 972 iſt eine ſolche Nietmaſchine von V. Schönbach[1]) in Prag dargeſtellt.

Hierin ſtellt $A$ den Stempel zur Bildung des Schließkopfes und $B$ den ihn umfangenden Hohlſtempel zum Zuſammendrücken der Bleche vor, während $C$ den feſten Gegenſtempel zur Unterſtützung des Setzkopfes bedeutet. Der Stempel $A$ iſt excentriſch mit dem Preßkolben $D$ verbunden, welcher, durch eine Ledermanſchette gedichtet, in dem Preßcylinder $D_1$ verſchieblich iſt, während eine Ausbohrung in dem Preßkolben $D$ einen zweiten kleineren Kolben $F$ zum Andrücken des mit ihm verbundenen Hohlſtempels $B$ aufnimmt. Mit dieſem zweiten Kolben $F$ iſt durch den Bolzen $G$ der Hülfskolben $H$ vereinigt, welcher nicht nur zur Rückführung der Stempel nach ausgeübter Preſſung dient, ſondern bei der vorliegenden Maſchine noch den Zweck hat, den Leergang der beiden Stempel vor der eigentlichen Preſſung

[1]) D. R.-P. Nr. 46948.

zu veranlaſſen. Das durch die Röhre $a$ zugeführte, von einem Sammler kommende Druckwaſſer wird durch zwei Kolbenventile $c$ und $d$ nach den einzelnen Cylindern vertheilt, ſo daß $c$ die Zuführung zu dem Hauptcylinder $D_1$ und $d$ diejenige nach dem Nebencylinder $F$ und dem Hülfscylinder $H$ zu regeln hat, zu welchem letzteren Zwecke die Stange des Hülfskolbens der ganzen Länge nach durchbohrt iſt, um das bei $e$ eintretende Waſſer in den Raum $f$ hinter dem Nebenkolben $F$ zu leiten. Der Raum $g$ zwiſchen dem Hülfskolben $H$ und ſeiner Stange $H_1$ iſt durch ein Verbindungsrohr fortdauernd mit der Druckwaſſerleitung in Verbindung gebracht, ſo daß der

Fig. 973.




Druck des Waſſers gegen die betreffende Ringfläche des Hülfskolbens $H$ dieſen ſowie den mit ihm verbundenen Nebenkolben $F$ zurückzuziehen ſtrebt. Die Steuerung durch dieſe Kolbenventile iſt in Fig. 973 erſichtlich gemacht, welche einen Durchſchnitt nach $xy$ der Fig. 972 darſtellt, aus dem zu erſehen iſt, daß eine Verſchiebung der Ventilſtangen $h$ und $i$ nach der einen oder anderen Seite die betreffenden in $k$ und $l$ angeſchloſſenen Cylinder entweder mit dem Zufluſsrohre $a$ des Druckwaſſers oder mit dem Abfluſſe $b$ verbindet. Die Maſchine wirkt hiernach in der folgenden Art. Sind die Kolben beider Stempel ganz zurückgezogen, wobei die Endflächen der letzteren in derſelben Ebene gelegen ſind, Fig. 972 a, und wobei die beiden Steuer-

kolben auf Abfluß gestellt sind, so wird die Stange $i$ verschoben, so daß Druckwasser in den Raum $e$ hinter den Hülfskolben $H$ und durch die Bohrung von $H_1$ hinter den Nebenkolben $F$ gelangt. Durch den Wasserdruck wird dann der Nebenkolben $F$, sowie der damit fest verbundene Hülfskolben $H$ nach rechts verschoben, während der Hauptkolben $D$ stehen bleibt, da der Druck in dem Raume $f$ ihn zurückhält. Hierdurch wird der Hohlstempel $B$ über den Kopfstempel $A$ hinweg um eine Größe $s_n$ verschoben, welche dadurch begrenzt ist, daß die Stange $H_1$ des Hülfskolbens gegen den feststehenden Hauptkolben $D$ trifft, so daß die gedachte Vorschiebung des Hohlstempels gleich dem Zwischenraume zwischen $H_1$ und $D$ ist. Diese Stellung der Stempel gegen einander, wie sie in Fig. 972 b dargestellt ist, wird aber nicht dauernd sein, sondern beide Stempel $F$ und $D$ werden sich sogleich gemeinschaftlich weiter in die durch Fig. 972 c dargestellte Stellung bewegen, in Folge des Ueberdruckes gegen die volle Fläche des Hülfskolbens in $e$ über die Ringfläche in $g$. Der Druck nämlich gegen die Rückfläche des Kolbens $D$ in dem Raume $f$, welcher den Hauptkolben während der vorhergegangenen Verschiebung festhielt, wird von dem Augenblicke an wirkungslos, in welchem sich die Hülfskolbenstange $H_1$ mit ihrem Ansatze gegen den Hauptkolben legt. Man kann annehmen, daß von diesem Augenblicke an die beiden Kolben $D$ und $F$ sich wie ein einziges Stück verhalten, welches in dem Raume $f$ zwei gleichen entgegengesetzten Drucken ausgesetzt ist, die sich gegenseitig aufheben und wie zwei innere Kräfte angesehen werden können. Die beiden Kolben werden daher vorgeschoben, bis der Hohlstempel $B$ sich gegen das Blech setzt, und es ist die Anordnung so zu treffen, daß dann der Kopfstempel $A$ gerade bis zu dem Schafte des Nietes vorgetreten ist, welcher zu dem Schließkopfe umgeformt werden soll. Dies wird, wie aus der Betrachtung der Figur unschwer zu ersehen ist, der Fall sein, sobald man die Verschiebung des Hohlstempels gegen den Kopfstempel, welche vorherging und durch den Zwischenraum zwischen $H_1$ und $D$ begrenzt war, gerade gleich derjenigen Größe $s_n$ bemißt, um welche der Kopfstempel vorgeschoben werden muß, um aus dem hervorstehenden Rundeisenschafte den Schließkopf zu pressen.

Diese gemeinsame Verschiebung der beiden Stempel um die Größe $s_t$ ist durch die Differenz der Druckkräfte gegen die beiden Flächen des Hülfskolbens $H$ veranlaßt worden, also durch eine Kraft, welche gleich dem Drucke des Accumulatorwassers auf einen Querschnitt der Kolbenstange $H_1$ ist. Der Raum hinter dem Hauptkolben $D$ in $m$ ist bei dieser Bewegung mit Füllwasser aus dem Abflußrohre angefüllt worden, weil die Ventilstange $h$ den Hauptcylinder $D_1$ mit der Abflußröhre $b$ in Verbindung setzt. Wird nun diese Ventilstange so verschoben, daß das Druckwasser in den Hauptcylinder $D_1$ gelangen kann, so wird der Schließkopf angepreßt mit einem

Drucke $P_1$, welcher der Differenz $\pi \frac{D_1^2}{4} - \pi \frac{D_2^2}{4}$ der beiden Kolbenflächen entſpricht, wenn mit $D_1$ und $D_2$ der Durchmeſſer von $D$ und von $F$ bezeichnet wird. Während der Kopfſtempel mit dieſem Drucke gegen den Nietſchaft gepreßt wird, werden die Bleche von dem Hohlſtempel mit einer Kraft $P_2$ zuſammengehalten, welche dem Querſchnitte des Nebenkolbens $\pi \frac{D_2^2}{4}$ entſpricht. Es iſt leicht zu erkennen, daß die Querſchnitte der Stangen $G$ und $H_1$, ſowie des Hülfskolbens $H$ auf die Beſtimmung der Druckkräfte $P_1$ und $P_2$ ohne Einfluß ſind, da die auf dieſe Querſchnitte entfallenden Drucke ſich paarweiſe aufheben. Auch erkennt man, daß bei der Verſchiebung des Kopfſtempels $A$ um die Länge $s_n$ zum Anpreſſen des Schließkopfes das in dem Raume $f$ zwiſchen dem Haupt- und Nebenkolben befindliche Waſſer durch die Bohrung der Stange $G$ in die Druckwaſſerzuleitung zurückgepreßt wird, alſo zur theilweiſen Füllung des Hauptcylinders $D_1$ dient.

Nach Vollendung der Preſſung wird durch Oeffnung beider Ventile dem Waſſer der Austritt aus den Cylindern geſtattet, worauf die Kolben durch den Druck auf die Ringfläche in $g$ wieder in die Anfangslage zurückgezogen werden.

Die für ein Spiel erforderliche Menge des Druckwaſſers beſtimmt ſich wie folgt. Iſt $D_1$ der Durchmeſſer des Hauptkolbens $D$, $D_2$ derjenige des Nebenkolbens $F$ und $D_3$ der des Hülfskolbens $H$, iſt ferner $d_1$ die Dicke der Stange $G$ und $d_2$ diejenige der Stange $H_1$, ſo iſt bei dem Vorſchube der beiden Kolben, wobei nur das Ventil $d$ für das Druckwaſſer geöffnet iſt, und dasjenige $c$ des Hauptcylinders denſelben mit dem Austragerohre verbindet, eine Druckwaſſermenge gleich

$$\pi \frac{D_3^2}{4} (s_n + s_t) + \pi \frac{D_2^2 - d_1^2}{4} s_n$$

erforderlich. Zur Ausübung der Preſſung empfängt der Hauptcylinder, der ſich auf dem Wege $s_t$ ſeines Kolbens mit Waſſer aus dem Abflußrohre füllte, die Waſſermenge $\pi \frac{D_1^2 - d_1^2}{4} s_n$, welche in dem Betrage $\pi \frac{D_2^2 - d_1^2}{4} s_n$ aus dem Nebencylinder übertritt, ſo daß nur $\pi \frac{D_1^2 - D_2^2}{4} s_n$ aus dem Druckrohre entnommen wird. Demnach beſtimmt ſich die ganze, für ein Spiel aufzuwendende Menge zu

$$\begin{aligned} Q &= \pi \frac{D_1^2 - D_2^2}{4} s_n + \pi \frac{D_2^2 - d_1^2}{4} s_n + \pi \frac{D_3^2}{4} (s_n + s_t) \\ &= \pi \frac{D_1^2 - d_1^2}{4} s_n + \pi \frac{D_3^2}{4} s. \end{aligned}$$

Nimmt man

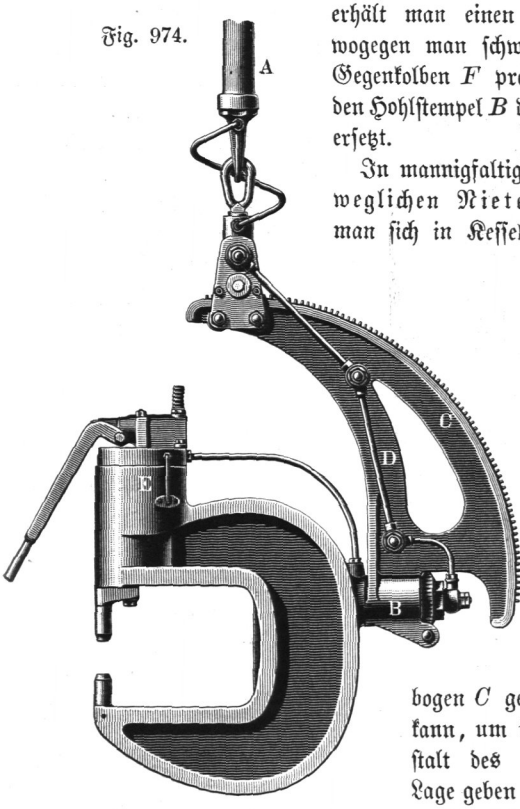
$$D_1 = 200\,\text{mm},\ D_2 = 125\,\text{mm},\ D_3 = 80\,\text{mm},\ d_1 = 50\,\text{mm},$$
$$s_n = 25\,\text{mm}\ \text{und}\ s_t = 40\,\text{mm},$$

ſo erhält man den Verbrauch an Waſſer für ein Spiel zu

$$Q = \pi\frac{2^2 - 0{,}5^2}{4}0{,}25 + \pi\frac{0{,}8^2}{4}0{,}65 = 0{,}74 + 0{,}32 = 1{,}06\ \text{Liter}.$$

Wenn man bei der vorſtehenden Maſchine das Druckwaſſer während des Preſſens aus dem Nebencylinder durch Oeffnen des Ventiles $d$ abläßt, ſo erhält man einen verſtärkten Preßdruck, wogegen man ſchwächere Niete mit dem Gegenkolben $F$ preſſen kann, wenn man den Hohlſtempel $B$ durch einen Kopfſtempel erſetzt.

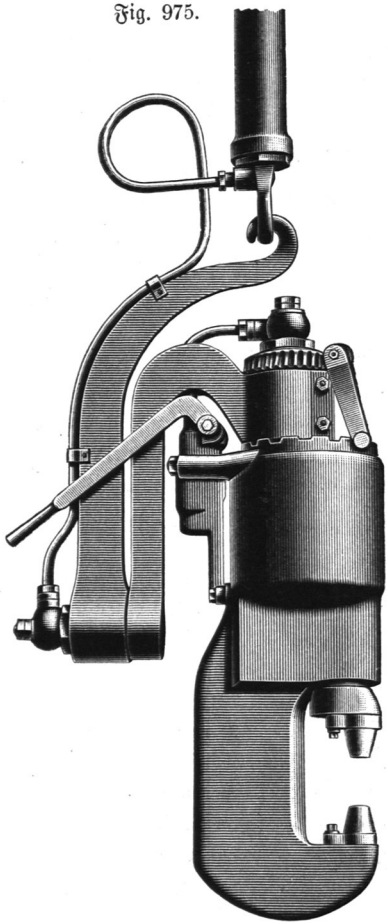
Fig. 974.




In mannigfaltiger Weiſe ſind die beweglichen Nieter eingerichtet, deren man ſich in Keſſelfabriken und Brückenbau-Anſtalten für die verſchiedenen Zwecke bedient. So ſtellt Fig. 974 einen an der hydrauliſchen Hebelflaſche $A$ hängenden einfachen Nieter von Haniel & Lueg in Düſſeldorf vor, welcher um $A$, ſowie um die horizontale Axe $B$ durch ein Schneckenrad leicht gedreht, ſowie an dem Zahnbogen $C$ geneigt eingeſtellt werden kann, um ihm jede durch die Geſtalt des Arbeitsſtückes bedingte Lage geben zu können. Das Druckwaſſer wird hierbei durch die Gelenkröhren $D$ und den hohlen Drehzapfen von $B$ in der aus der Figur erſichtlichen Art zu dem Preßcylinder $E$ geführt.

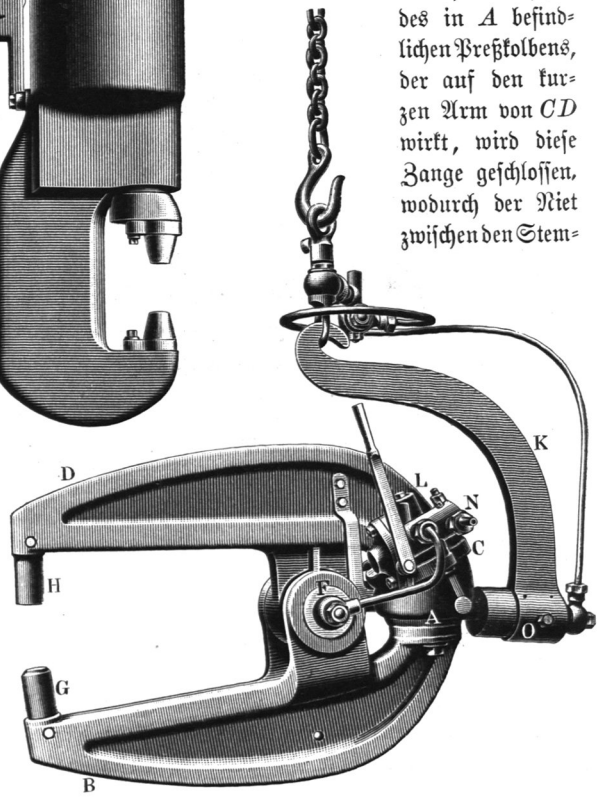
Eine andere Maſchine derſelben Fabrik, Fig. 975 (a. f. S.), eignet ſich wegen ihrer geringen Maultiefe insbeſondere zum Nieten von Mannlochringen, Saumwinkeln u. dergl.; ſie dürfte nach dem Vorhergegangenen aus der Figur ohne beſondere Erklärung deutlich ſein.

Fig. 975.



In manchen Fällen iſt es wegen der Geſtalt des Arbeitsſtückes nicht thunlich, den Preßkolben wie bei den bisher beſprochenen Maſchinen unmittelbar auf den Nietſtempel wirken zu laſſen, weswegen man für ſolche Fälle dem Nietwerkzeuge eine zangenartige Form gegeben hat, wie Fig. 976 zeigt, welche der Preisliſte von Haniel & Lueg entnommen iſt. Hier iſt der Preßcylinder an dem kurzen Arme $A$ eines doppelarmigen Hebels $AB$ angebracht, welcher mit dem Gegenhebel $CD$ eine um $F$ drehbare Zange bildet.

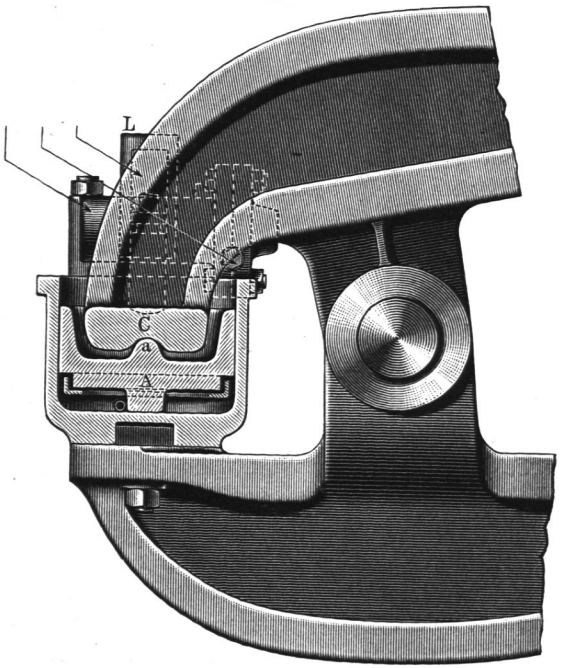
Fig. 976.




Durch Ausſchub des in $A$ befindlichen Preßkolbens, der auf den kurzen Arm von $CD$ wirkt, wird dieſe Zange geſchloſſen, wodurch der Niet zwiſchen den Stem-

peln *G* und *H* gepreßt wird. Die ganze Maſchine hängt mittels des Bügels *K* an der Krahnkette und kann um den Zapfen *O* gedreht werden, durch welchen das Druckwaſſer zugeführt wird. In *N* iſt der Steuercylinder und in *L* der Cylinder für den Gegenkolben zum Oeffnen der Zange dargeſtellt. Die Einrichtung des Preßcylinders zeigt Fig. 977; es iſt daraus erſichtlich, wie der Preßkolben *A* mittels des cylindriſchen Zapfens *a* gegen den Hebelarm *C* wirkt, und wie das in den Rückzugscylinder *L* geführte Waſſer den Nietſtempel nach vollführter Preſſung zurückzieht.

Fig. 977.




**Röhrenpressen.** Zur Herſtellung von Röhren und röhrenförmigen Gefäßen aus bildſamen Maſſen wird die Preſſe vielfach angewendet, und zwar meiſtens in der Art, daß man die in einem geſchloſſenen Behälter enthaltene Maſſe durch einen Preßſtempel einem genügend hohen Drucke ausſetzt, um ſie zu einem Ausfließen aus einem entſprechend geformten Mundſtücke zu veranlaſſen, aus welchem ſie in Geſtalt eines Stranges herausquillt. Wenn dabei im Inneren dieſes Mundſtückes ein feſter Kern oder Dorn angebracht iſt, ſo wird durch denſelben die Höhlung des Rohres hergeſtellt. Hiervon unterſcheidet ſich die Preſſung von Röhren oder Gefäßen §. 232.

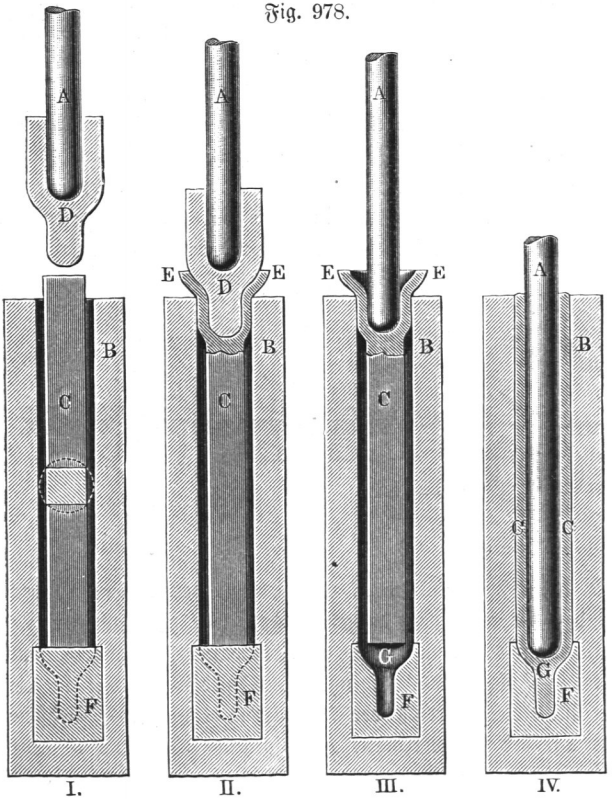
mittels eines die Innenform ausfüllenden Stempels, der bei ſeinem Vordringen das Material gegen die Innenwand eines Preßcylinders andrückt, welcher die Außenform des Rohres beſtimmt, in ähnlicher Art, wie in den oben beſprochenen Ziehpreſſen Gefäße zwiſchen einem Stempel und einer Matrize erzeugt werden. Der erforderliche Druck wird bei allen widerſtandsfähigeren Maſſen durch einen hydrauliſchen Preßkolben ausgeübt, und nur bei ſehr weichen Stoffen, wie bei plaſtiſchem Thon, aus welchem die für die Landwirthſchaft gebräuchlichen Drainröhren angefertigt werden, genügt eine Einrichtung, vermöge deren ein Preßkolben durch eine Zahnſtange mittels eines Rädervorgeleges von einer Handkurbel aus bewegt wird.

Eine eigenthümliche Preſſe zur Herſtellung von Hohlkörpern aus glühenden Eiſen- oder Stahlblöcken mit Hülfe eines inneren Preßſtempels und eines der äußeren Form entſprechenden Preßgefäßes wird von H. Ehrhardt[1]) in Düſſeldorf angewendet. Hierbei wird ein cylindriſcher Stempel *A*, Fig. 978, der gleichzeitig zum Lochen und Preſſen dient, durch einen hydrauliſchen Preßkolben mit kräftigem Drucke in eine gleichfalls cylindriſche Matrize *B* eingedrückt, in welche zuvor ein glühender Eiſen- oder Stahlblock *C* von prismatiſcher Form und quadratiſchem Querſchnitte eingeſetzt worden iſt. Der Durchmeſſer der Matrize ſtimmt mit der Diagonale von dem Querſchnitte des Blockes überein, ſo daß der letztere in ſeinen Kanten die Höhlung der Matrize überall berührt, und der Querſchnitt des Stempels *A* iſt ſo bemeſſen, daß das von ihm bei dem Niedergange verdrängte Material genau die Zwiſchenräume zwiſchen dem Block und der Matrizenwandung ausfüllt. Es iſt hieraus erſichtlich, wie der Stempel *A* mit dem abgerundeten Ende in die Mitte des Blockes eindringen und das Material nach allen Seiten hin verdrängen und an die Matrizenwand andrücken muß. Weil indeſſen hierbei die beabſichtigte Wirkung durch Zuſammenſtauchen des Stoffes geſtört werden könnte, wird zu Beginn der Preſſung auf den Stempel *A* ein Kopf *D* zum Vorpreſſen geſteckt, der an den Block einen Kragen *E* anpreßt, welcher darauf, wenn der Stempel nach Abnahme des Kopfes *D* in die Matrize eingetrieben wird, den Block am Zuſammenſtauchen verhindert, indem er ſich erſt allmählich mit in die Matrize hineinzieht. Man erreicht hierdurch, daß das Material in ähnlicher Art wie bei den Ziehpreſſen einer Zugkraft ausgeſetzt iſt, in Folge deren das Werkſtück ſogar noch länger gezogen werden kann, beſonders, wenn man den beſagten Kragen vor dem weiteren Preſſen durch Waſſer abkühlt. Dem Zuſammenſtauchen ſetzt ſich übrigens bei dieſer Herſtellungsart auch die beträchtliche Reibung des Werkſtückes an der Matrizenwand wirkſam entgegen, die man durch Riffelung der letzteren künſtlich vergrößern kann, wenn man die

[1]) D. R.-P. Nr. 72573.

Matrize behufs Herausnahme des gepreßten Rohres zweitheilig ausführt. Bei *F* iſt ein Schieber als Boden der Matrize angebracht, in welchem eine Höhlung *G* ausgedreht iſt. Wird dieſer Schieber nach Anpreſſung des Kragens aus der Stellung Fig. 978 II in diejenige Fig. 978 III verſchoben, ſo daß die Höhlung genau in die Mitte der Matrize gelangt, ſo bildet ſich bei der Preſſung durch Ausfüllung dieſer Höhlung an dem Ende des Rohres

Fig. 978.




ein Zapfen, welcher bei der weiteren Verarbeitung deſſelben benutzt werden kann.

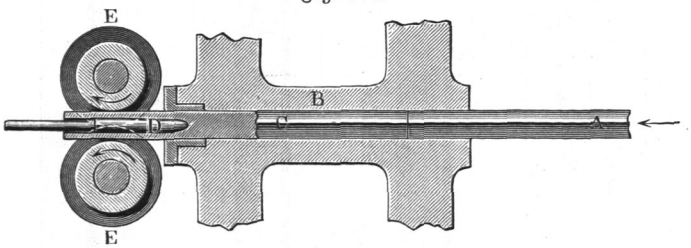
Nach einem anderen, ebenfalls von Ehrhardt[1]) angegebenen Verfahren wird das Arbeitsſtück *C*, Fig. 979 (a. f. S.), von einer genau paſſenden Matrize *B* umfangen, aus welcher es durch den vierkantigen Stempel *A* vermittelſt einer hydrauliſchen Preſſe hindurchgeſchoben wird, wobei ein feſter

[1]) D. R.-P. Nr. 67430.

Dorn $D$ die Lochung und Formgebung der Röhre im Inneren bewirkt, während gleichzeitig zwei Walzen $E$ das Arbeitsſtück zwiſchen ſich hindurchziehen und verlängern.

In welcher Weiſe hydrauliſche Preſſen zum Ziehen von Gefäßen aus Blech angewandt werden, iſt aus Fig. 980 zu erſehen, welche die hydrauliſche Ziehpreſſe von L. Schuler[1]) in Göppingen darſtellt. Hier ſind zwei concentriſch in einander geſteckte Kolben $A$ und $B$ angebracht, von welchen der äußere $B$ beim Aufgange durch den Tiſch $C$ mit dem darauf befindlichen Blechhalter $D$ die Blechſcheibe $S$ feſt gegen die Matrize $E$ preßt, während der innere Kolben $A$ als Ziehſtempel dient, indem er beim Aufgange die Blechſcheibe in die Matrize eindrückt und dabei die Auswerfplatte $F$ emporhebt. Zu Beginn des Aufganges, wenn die beiden Kolben in der tiefſten Stellung ſind, ſchließt das durch eine Feder angepreßte Ventil $G$ den äußeren Kolben $B$ unten ab, in Folge wovon das durch das Ventil $O$ eintretende Druckwaſſer beide Kolben aufwärts bewegt. Sobald der Blech-

Fig. 979.

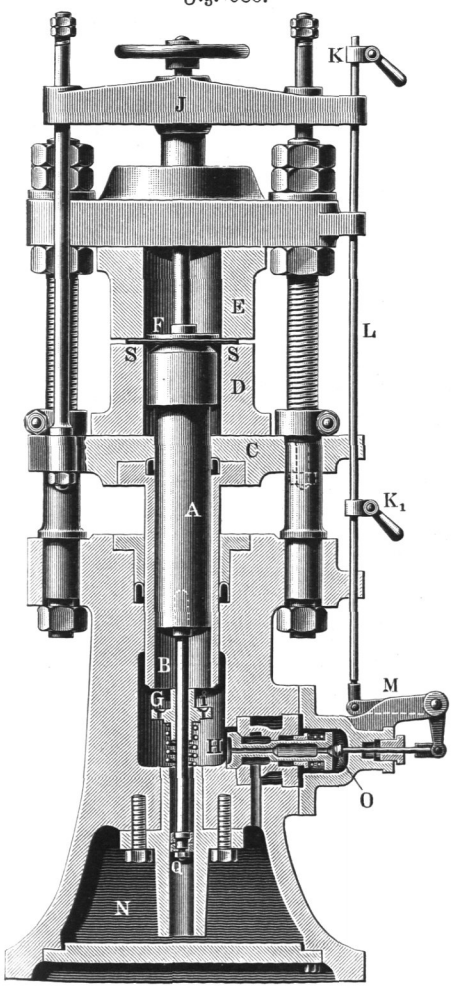



halter $D$ gegen die Matrize $E$ trifft, bleibt der äußere Kolben ſtehen, wogegen der innere $A$ ſich weiter bewegt, weil während der Zeit durch feine Oeffnungen $i$ in dem Ventile $G$ Druckwaſſer über daſſelbe getreten iſt, ſo daß es in Folge ſeines Eigengewichtes niederfällt, wie in der Figur gezeichnet iſt. Bei hinreichender Aufwärtsbewegung des Ziehſtempels $A$ ſtößt das mit der Auswerfplatte $F$ aufgehende Querſtück $J$ gegen einen Knaggen $K$ auf der Umſteuerſtange $L$, wodurch der Winkelhebel $M$ bewegt wird, der das Eintrittsventil $O$ ſchließt und dadurch zugleich das Austrittsventil $H$ öffnet, durch welches das Druckwaſſer in den Raum $N$ abgelaſſen wird. Die Kolben ſinken durch ihr eigenes Gewicht nieder, und der Tiſch $C$ ſtößt in der tiefſten Stellung gegen den unteren Anſtoßknaggen $K_1$ der Steuerſtange, welche nunmehr den Winkelhebel $M$ zurückdreht, wodurch umgeſteuert wird, indem das Austrittsventil $H$ geſchloſſen und das Eintrittsventil $O$ geöffnet wird. Der kleine Gegenkolben $Q$ dient hierbei dazu, den

[1]) D. R.-P. Nr. 84410.

inneren Kolben $A$ auch in dem Falle niederzuziehen, daß demſelben außergewöhnliche Hinderniſſe, z. B. durch Hängenbleiben des gezogenen Gefäßes in der Matrize, ſich entgegenſtellen ſollten.

Fig. 980.

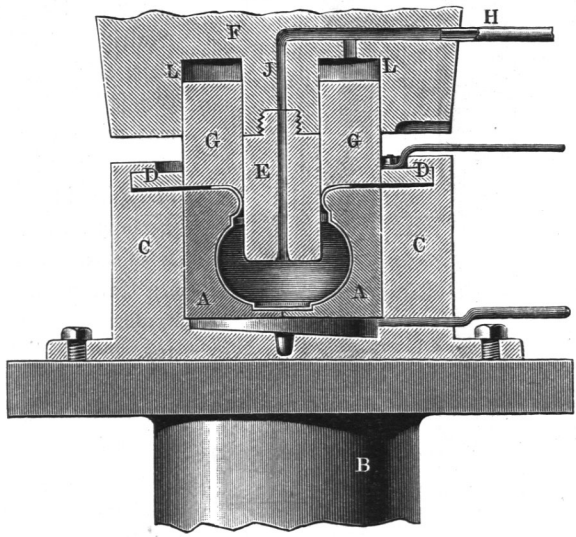



Bei der Preſſe von G. James[1]) in Birmingham hat man den Druck des Preßwaſſers in eigenthümlicher Art dazu verwendet, die Blechwand des gepreßten Gefäßes unmittelbar gegen die Höhlung der Matrize zu drücken, um in dieſer Weiſe auch bauchige Gefäße herſtellen zu können, was mit den gewöhnlichen Ziehpreſſen nicht angängig iſt. Hier iſt die aus vier Sectoren beſtehende Matrize $A$ in dem auf dem Kopfe des Preßkolbens $B$ angebrachten Futter $C$ enthalten und über ihr eine Platte $D$ angebracht, welche als Blechhalter dient, wenn bei dem Aufſteigen der Matrize der Ziehſtempel $E$ die Blechſcheibe in die Matrize einpreßt. Dieſer mit dem oberen Querſtücke $F$ der hydrauliſchen Preſſe feſt verbundene Ziehſtempel $E$ iſt von einem ringförmigen Plunger $G$ umgeben, welcher durch Druckwaſſer, das durch den Canal $H$ über ihn geführt wird, abwärts bewegt wird und den Rand des Bleches ſo feſt gegen die Matrize drückt, daß dadurch der Innenraum des gepreßten Gefäßes abgedichtet wird. Denkt man ſich nun den Ziehſtempel $E$ in

[1]) D. R.-P. Nr. 46 519.

die Matrize $A$ eingetreten, bis er deren Boden berührt, und verbindet hierauf die Bohrung $J$ des Ziehſtempels mit dem Druckwaſſer, ſo füllt ſich dieſe Bohrung, ſowie der Raum zwiſchen dem Ziehſtempel und der Innenwand des Blechgefäßes mit Druckwaſſer. Hierauf wird das Rohr $H$ geſchloſſen und der Preßkolben $B$ wieder unter Druck geſetzt. Wenn in Folge deſſen die Matrize weiter emporſteigt, wobei der ringförmige Plunger $G$ wieder zurückgeſchoben wird, ſo tritt das über demſelben in dem Raume $L$ befindliche Waſſer durch die Bohrung des Ziehſtempels in das Innere des gepreßten Gefäßes, deſſen Wandung dadurch feſt gegen die Matrize gepreßt wird. Hierbei beſtimmt ſich die in dem Gefäße wirk-

Fig. 981.

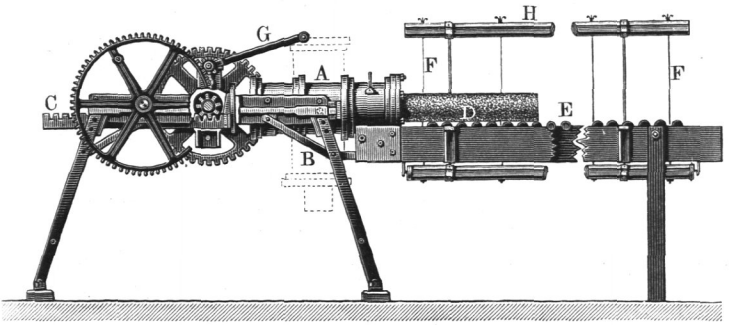



ſame Preſſung des Waſſers durch $p_1 = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 p$, wenn $d_1$ und $d_2$ die Durchmeſſer des Preßkolbens $B$ und des Plungers $G$ ſind, und wenn $p$ die Preſſung in dem Preßcylinder bedeutet.

Von den eigentlichen Röhrenpreſſen, welche das Material durch ein paſſend geformtes Mundſtück in Strangform hindurchdrücken, ſind die einfachſten die zur Herſtellung der Drainröhren dienenden, von denen in Fig. 982 eine Ausführung von C. Schlickeyſen dargeſtellt iſt. Der in Thonſchneidern oder durch Walzen, erforderlichen Falles durch Schlämmen in eine möglichſt gleichmäßige Maſſe verwandelte plaſtiſche Thon wird hierbei in den gußeiſernen Cylinder $A$ gebracht, welcher in dem Geſtelle $B$ um zwei Zapfen drehbar gelagert iſt, ſo daß er zum bequemen Anfüllen in

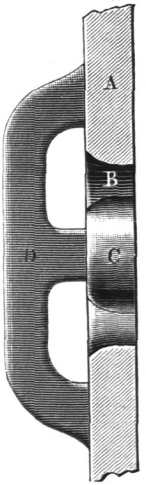
die punktirt gezeichnete Stellung gebracht werden kann. Wenn ein in dieſen Cylinder genau paſſender Kolben durch Verſchiebung der an ihm angebrachten Zahnſtange *C* in den Cylinder hinein bewegt wird, ſo quillt der Thon durch das am vorderen Cylinderende befindliche ringförmige Mundſtück in der

Fig. 982.




Geſtalt einer cylindriſchen Röhre *D* heraus, die ſich leicht über die Walzen *E* hinſchieben kann, und von welcher durch Schneidedrähte *F* Stücke von beſtimmter Länge abgeſchnitten werden, um ſie nach darauf folgendem Trocknen in dem Ziegelofen zu brennen. Zur Vorſchiebung des Kolbens dient die Handkurbel *G*, welche mittels eines doppelten Vorgeleges das in die Zahnſtange *C* eingreifende Triebrad umdreht. Die zum Abſchneiden dienenden Drähte ſind ſtraff geſpannt in dem Rahmen *H* befeſtigt, welcher um die unter dem Tiſche gelagerte Axe umgelegt wird, wenn die Drähte den Thon durchſchneiden ſollen.

Fig. 983.

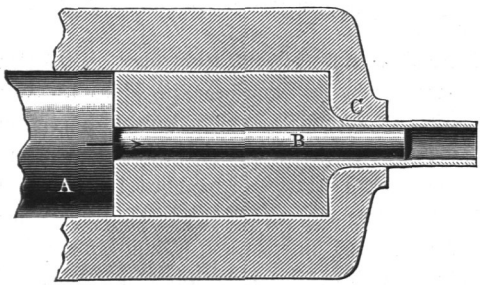



Die Form des Mundſtückes einer ſolchen Röhrenpreſſe iſt aus Fig. 983 zu erkennen. In der die vordere Cylinderöffnung abſchließenden Wand *A* iſt die kreisförmige, innerlich möglichſt glatt gearbeitete und am Rande abgerundete Oeffnung *B* angebracht, deren Durchmeſſer an der engſten Stelle den äußeren Rohrdurchmeſſer beſtimmt. Zur Herſtellung der Höhlung in den gepreßten Röhren dient der Dorn *C*, eine Scheibe von einem der verlangten Lichtweite der Röhren gleichen Durchmeſſer, die nach innen entſprechend abgerundet iſt, um dem in das Mundſtück gelangenden Thone möglichſt wenig Widerſtand entgegenzuſetzen. Dieſer Dorn muß genau centriſch in der Mündung angebracht ſein, wenn die Wandſtärke der Röhren ringsum überall die gleiche ſein ſoll, und zwar

wird er in dieſer Lage durch einen Steg $D$ gehalten, durch den er mit der Platte $A$ feſt verbunden iſt. Es iſt erſichtlich, daß eine ſolche Anordnung des Dornes nur brauchbar iſt, wenn die auszupreſſende Maſſe ſo weich und bildſam iſt, daß die durch den feſten Steg getrennten Theile ſich wieder innig mit einander vereinigen, ſobald ſie nach dem Vorbeigange an ihm in dem ſich verengenden Mundſtücke dem erforderlichen Drucke ausgeſetzt werden. Man wird daher dieſen Steg nicht unnöthig dick machen, und ihn paſſend abrunden oder zuſchärfen. Für das Auspreſſen von plaſtiſchem Thon und anderen breiartigen Maſſen, ſowie für die Herſtellung von Röhren aus geſchmolzenem Blei ſind derartige Mundſtücke allgemein in Anwendung.

Dagegen iſt ein ſolcher, durch Stege mit dem Mundſtücke feſt verbundener Dorn nicht anwendbar, wenn die Röhren aus einer feſten Maſſe, wie Blei oder gewiſſen Metallegirungen im nicht geſchmolzenen Zuſtande gepreßt werden ſollen. In dieſem Falle wendet man wohl einen mit dem Preßkolben $A$, Fig. 984, feſt verbundenen, genau cylindriſchen Dorn $B$ an, welcher bei dem Vorwärtsgehen des Preßkolbens in das Mundſtück $C$ eintritt, während ſich das aus der Maſſe gepreßte Rohr in größerer Länge über den Dorn hinwegſchiebt. Dieſe Länge $L$ ergiebt ſich natürlich wie bei allen derartigen Röhrenpreſſen aus $\pi \frac{D^2 - d^2}{4} L = V$, wenn $D$ der äußere und $d$ der innere Durchmeſſer des Rohres und $V$ das Volumen der ausgepreßten Maſſe iſt. Bei einer derartigen Anordnung des Dornes iſt eine möglichſt feſte Verbindung deſſelben mit dem Preßkolben in erſter Reihe anzuſtreben, wenn der Dorn immer genau centriſch zu dem Mundſtücke verbleiben ſoll; eine Bedingung, die in der Regel ſchwer zu erfüllen iſt. Aus dieſem Grunde hat man die Einrichtung auch ſo getroffen, daß der Dorn ganz feſtſteht, indem der ihn concentriſch umfangende Preßkolben ſich über ihm verſchiebt.

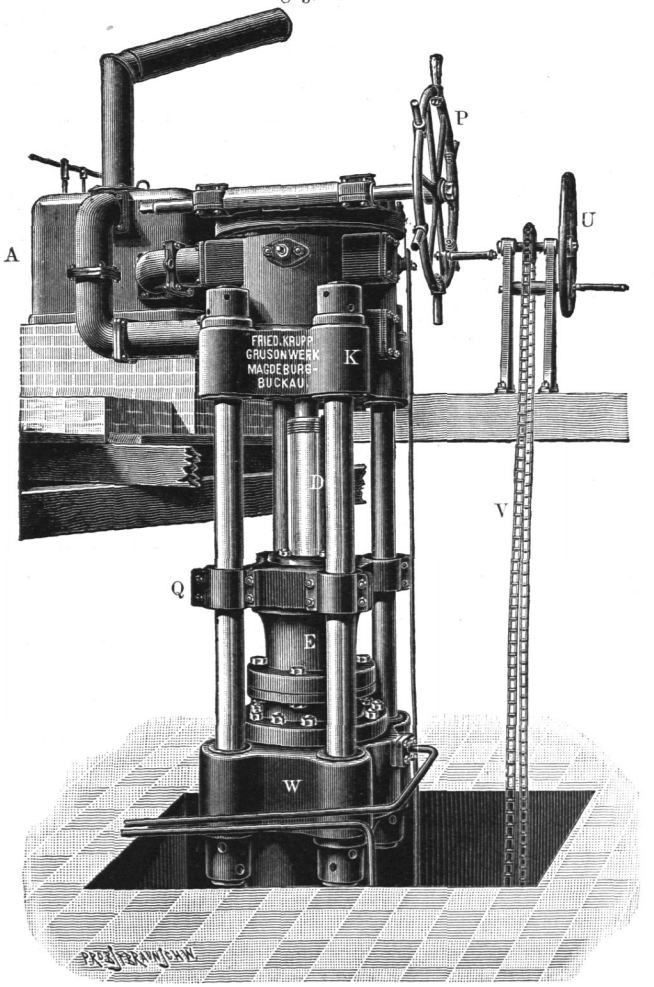
Fig. 984.




Eine ſolche Preſſe mit feſtſtehendem Dorne iſt in Fig. 985 und 986 (S. 1448) dargeſtellt, wie ſie von dem Gruſonwerke in Magdeburg-Buckau gebaut wird. Zur Ausübung der Preſſung dient der Kolben $E$, welcher aus dem Waſſercylinder $W$ durch das Druckwaſſer emporgepreßt wird, wobei das Querhaupt $Q$ an den vier ſchmiedeeiſernen Säulen geführt wird, welche

den oberen Holm $K$ mit dem Waſſercylinder $W$ verbinden. Mit dieſem Querhaupte $Q$ ſteigt der darauf geſchraubte, der Länge nach durchbohrte Preßſtempel $D$ empor, welcher von unten in die Bohrung des in dem Holme $K$ angebrachten Bleicylinders $B$ eintritt und ſich dabei an der feſtſtehenden

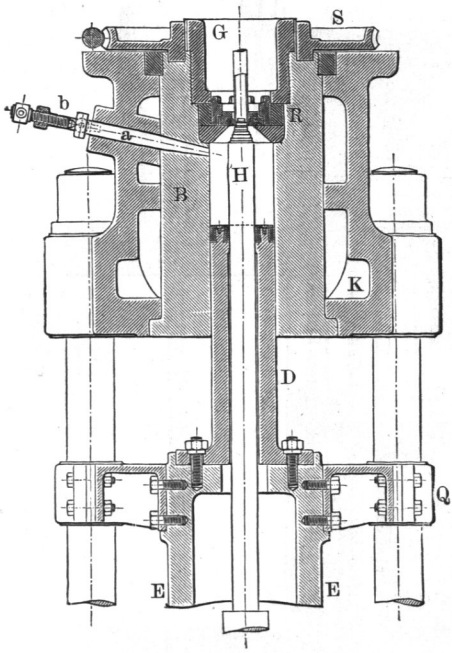
Fig. 985.




cylindriſchen Dornſtange $H$ verſchiebt. In das obere Ende dieſer Stange iſt ein kurzer Dorn mit ſtufenförmigen Anſätzen geſchraubt, welcher genau in der Mitte der in dem Ringe $R$ gelegenen Matrize ſteht. Da der Dorn in der Höhe entſprechend verſtellt werden kann, ſo hat man es in der Hand,

die lichte Weite der herzuſtellenden Röhren ohne Auswechſeln der Dornſtange zu verändern, je nachdem der Durchgangsraum in der Matrize durch den in dieſelbe eingeführten Anſatz mehr oder minder verengt wird. Die Matrize liegt hierbei in einem Ringe *R*, welcher durch den in den Bleicylinder eingeſchraubten Verſchlußkopf *G* feſtgehalten wird; zum feſten Anziehen dieſes Verſchlußkopfes dient das darauf befindliche Schneckenrad *S*, das mittels einer Schraube ohne Ende an einem aus Fig. 985 erſichtlichen Handrade *P* umgedreht wird. Ein anderes Handrad *U* dient zum Verſtellen der Dornſtange *H*, die am unteren Ende mit Schraubengewinde verſehen iſt, deren Mutter zu einem Schneckenrade ausgebildet iſt. Da die in dieſes Schneckenrad eingreifende Schraube ohne Ende von der endloſen Kette *V* durch das Handrad *U* bewegt wird, ſo iſt die genaue Verſtellung des Stufendornes jederzeit ermöglicht.

Fig. 986.




Der das Blei aufnehmende Keſſel *B* wird durch ein Füllrohr *a* aus dem neben der Preſſe angeordneten Bleiſchmelzkeſſel gefüllt, worauf die Oeffnung *a* mittels eines Bügels *b* und einer Druckſchraube verſchloſſen wird. Der Schmelzkeſſel ſelbſt ruht in einem Ofen *A*, deſſen Feuerung ſo eingerichtet iſt, daß durch Verſtellung eines Schiebers entweder nur der Schmelzkeſſel geheizt wird oder bei Beginn der Arbeit auch der Bleicylinder von den Heizgaſen umſpült werden kann.

Da der Dorn während der Preſſung feſtſteht und die Dornſtange in dem Preßſtempel *D* eine genaue Führung erhält, ſo wird auch bei geringer Stärke derſelben ein Verbiegen wirkſam verhindert. Unter der Vorausſetzung einer guten Centrirung der Matrize durch geeignete Stellſchrauben tritt das Blei rings um den Dorn in gleicher Stärke aus dem Mundſtücke in Form einer überall gleichwandigen Röhre aus, wobei es ringsum gegen

den Dorn mit gleichem Drucke gepreßt wird. In Folge der hierdurch veranlaßten großen Reibung wird auf den Dorn eine in ſeiner Axe wirkende Zugkraft ausgeübt, die ihn gerade zu ziehen ſtrebt.

Der Bleicylinder faßt bei dieſer Preſſe 200 kg Blei, welches in 12 bis 15 Minuten ausgepreßt wird, worauf der Preßſtengel dadurch zurückgezogen wird, daß man das Druckwaſſer unterhalb des hydrauliſchen Kolbens *E* entläßt und die obere Ringfläche des Kolbens unter Druck ſetzt. Von Wichtigkeit bei allen derartigen Bleirohrpreſſen iſt die beſtändige Abſchließung der atmoſphäriſchen Luft von dem in dem Preßcylinder enthaltenen Blei, um einer Bildung von Bleioxyd vorzubeugen, durch welches die Herſtellung homogener Röhren unmöglich gemacht werden würde.

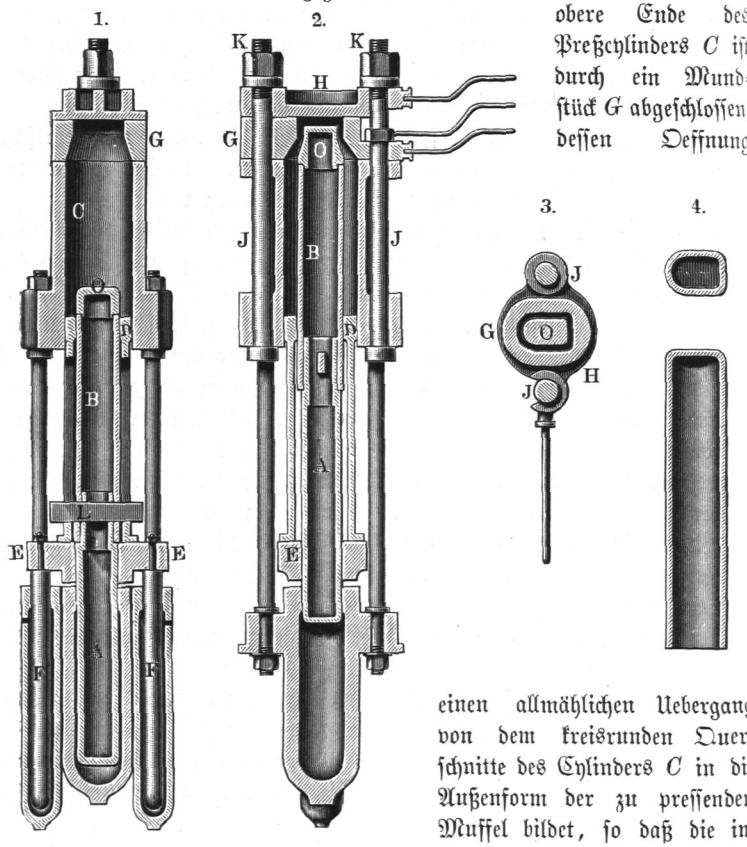
Weil bei der vorſtehend beſprochenen Preſſe die Länge der gepreßten Röhre durch das geringe Gewicht der Füllung beſchränkt wird, ſo hat man die Einrichtung auch ſo getroffen, daß man Röhren von beliebig großer Länge herſtellen kann. Zu dieſem Zwecke findet ſich bei einer gleichfalls von dem Gruſonwerke hergeſtellten Preſſe für endloſe Bleiröhren der Preßcylinder innerhalb des ringförmigen Schmelzkeſſels, mit welchem er dadurch in Verbindung ſteht, daß ſein unterer Rand nicht ganz bis zu dem Boden des Schmelzkeſſels hinabreicht. Wenn daher der Preßkolben nach vollführter Auspreſſung wieder ſo weit zurückgegangen iſt, daß die untere Cylindermündung des Cylinders frei wird, ſo füllt ſich der letztere ganz ſelbſtändig mit neuem Blei aus dem Keſſel, wobei jedes Oeffnen der Preſſe und damit jeder Zutritt von atmoſphäriſcher Luft vermieden wird. Die in ſolcher Art gepreßten Röhren von meiſt nur geringem Durchmeſſer werden nach ihrem Austritte aus dem Mundſtücke in der Regel auf einen Haſpel aufgewunden. Es iſt erſichtlich, daß maſſive Bleiſtäbe (Bleidraht) von rundem oder ſonſt gewünſchtem Querſchnitte in derſelben Art hergeſtellt werden können, wenn man dem Mundſtücke die entſprechend geformte Austrittsöffnung giebt und den Dorn ganz beſeitigt.

Hier können auch die Preſſen angeführt werden, deren man ſich zur Herſtellung von Röhren oder Muffeln aus Thon oder Chamottemaſſe bedient und welche an dem einen Ende der geraden, cylindriſchen Röhre zugleich einen Boden oder die bekannte, für die Verbindung erforderliche Muffe herſtellen.

In Fig. 987, 1—4 (a. f. S.), iſt eine Preſſe dargeſtellt, wie ſie in der Maſchinenfabrik von C. Mehler in Aachen zur Anfertigung der Muffeln aus feuerfeſtem Thone ausgeführt werden, die zur Zinkdeſtillation gebraucht werden. Eine ſolche Muffel hat die Form einer geraden Röhre von etwa 1,5 m Länge und dem in Fig. 987, 4, angegebenen Querſchnitte und iſt an dem einen Ende durch eine ebene Bodenplatte abgeſchloſſen, die mit der Wandung aus einem Stücke hergeſtellt wird. Zu dem Ende iſt die Preſſe mit drei

hydrauliſchen Kolben verſehen, von denen der mittlere $A$ von 200 mm Durchmeſſer den damit verkeilten Preßſtempel $B$ von 240 mm Durchmeſſer trägt, welcher in den zur Aufnahme des Rohmaterials dienenden Cylinder $C$ von etwa 350 mm Durchmeſſer eintritt. Der ringförmige Zwiſchenraum zwiſchen $B$ und $C$ wird durch einen Preßring $D$ ausgefüllt, der auf dem Querhaupte $E$ ruht, welches mit den beiden kleineren Hebekolben $F$ verbunden iſt. Das obere Ende des Preßcylinders $C$ iſt durch ein Mundſtück $G$ abgeſchloſſen, deſſen Oeffnung

Fig. 987.




einen allmählichen Uebergang von dem kreisrunden Querſchnitte des Cylinders $C$ in die Außenform der zu preſſenden Muffel bildet, ſo daß die im Inneren des Cylinders befindliche Maſſe in Form eines Stranges von dem gedachten Querſchnitte nach oben aus dem Mundſtücke heraustritt, wenn ein genügend ſtarker Druck von unten darauf ausgeübt wird. Dieſes Auspreſſen geſchieht aber erſt, nachdem die Bodenplatte der Muffel hergeſtellt iſt, und um dies zu erzielen, iſt die Austrittsöffnung des Mundſtückes durch eine Deckplatte $H$ verſchloſſen, welche vermittelſt der auf dem Ankerbolzen $J$ befindlichen Muttern $K$ nieder-

gehalten wird, und nach der Preſſung der Bodenplatte durch Ausſchlagen nach der Seite leicht von dem Mundſtücke *G* entfernt werden kann, wie aus Fig. 987, 3 zu erſehen iſt. Um auch das Innere der Muffel in der beabſichtigten Form herzuſtellen, iſt ferner auf dem Kopfe des Preßkolbens *B* ein Aufſatzſtück *O* angebracht, deſſen äußere Begrenzung einen allmählichen Uebergang von der kreisrunden Geſtalt des Preßkolbens zu dem Innenquerſchnitte der Muffel bildet, ſo daß dieſes Aufſatzſtück, welches oben überall einen mit der Wandſtärke der Muffel übereinſtimmenden Abſtand von der Oeffnung des Mundſtückes hat, in derſelben Weiſe wirkt, wie der Dorn im Mundſtücke der gewöhnlichen Röhrenpreſſen.

Der Arbeitsgang dieſer Preſſe iſt nun folgender. In den durch Umlegen des Deckels *H* und des Mundſtückes *G* geöffneten Preßraum wird in der tiefſten Lage der drei Hebelkolben die zu preſſende feuerfeſte Maſſe in der Geſtalt eines etwa cylindriſchen Blockes eingebracht, welcher zuvor aus der nur wenig feuchten Maſſe durch Aufſtampfen in einem cylindriſchen Gefäße gebildet wurde. Schließt man alsdann den Deckel *H* und führt Druckwaſſer unter alle drei Kolben, ſo ſteigen dieſelben zunächſt gemeinſam empor, wobei durch den Preßſtempel *B* und den Preßring *D* die im Inneren des Preßraumes befindliche Maſſe in ſich feſt zuſammengedrückt und gleichzeitig in das Mundſtück *G* eingepreßt wird. Nachdem dies geſchehen, bewegt ſich der mittlere Kolben *A* noch weiter empor, indem gleichzeitig die beiden ſeitlichen Kolben *F* wieder zurückgeſchoben werden, ſo daß hierbei das Material den ringförmigen Zwiſchenraum ausfüllt, Fig. 987, 2, welcher zwiſchen dem Preßkolben *B* und dem Preßcylinder *C* belaſſen iſt. Dieſe Wirkung wird einfach dadurch erzielt, daß der Querſchnitt des mittleren Waſſerkolbens *A* etwa doppelt ſo groß iſt wie die Querſchnitte der beiden Seitenkolben *F* zuſammen, ſo daß der Waſſerdruck gegen *A* genügt, um nicht nur die Maſſe in der beſagten Weiſe zu formen, ſondern auch gleichzeitig den Waſſerdruck auf die beiden kleineren Kolben zu überwinden. Da die letzteren während dieſes Vorganges unter Druck ſtehen, ſo erfolgt die Umbildung der Maſſe zu dem beſagten Hohlcylinder fortwährend unter einer entſprechenden Preſſung. Nachdem alsdann der mittlere Waſſerkolben bis zu ſeiner höchſten Stellung aufgeſtiegen iſt, die durch Anſtoßen des Keiles *L* gegen den Preßcylinder beſtimmt iſt, hat der Aufſatz *O* den Muffelboden in der genau beſtimmten Dicke gepreßt, während der Preßring *D* in demjenigen Betrage niedergegangen iſt, der durch die Menge der eingebrachten bildſamen Maſſe bedingt wird. Wenn man nunmehr den Deckel *H* zurückſchlägt, ſo wird durch den Waſſerdruck gegen die beiden kleineren Kolben der Preßring *D* zum Steigen veranlaßt, wobei die ganze Maſſe in der ſchon beſprochenen Weiſe aus dem Mundſtücke in der Geſtalt der beabſichtigten Muffel heraustritt. Zur Entfernung der in der Maſſe immer vorhandenen Luft ſind zwei kleine Ventile

in dem Aufſatze *O* angebracht, welche die Luft in den Preßſtempel und durch eingebohrte Löcher nach außen entweichen laſſen. Die Preſſe arbeitet mit etwa 200 Atmoſphären Druck und kann in 10 Stunden 90 Muffeln preſſen.

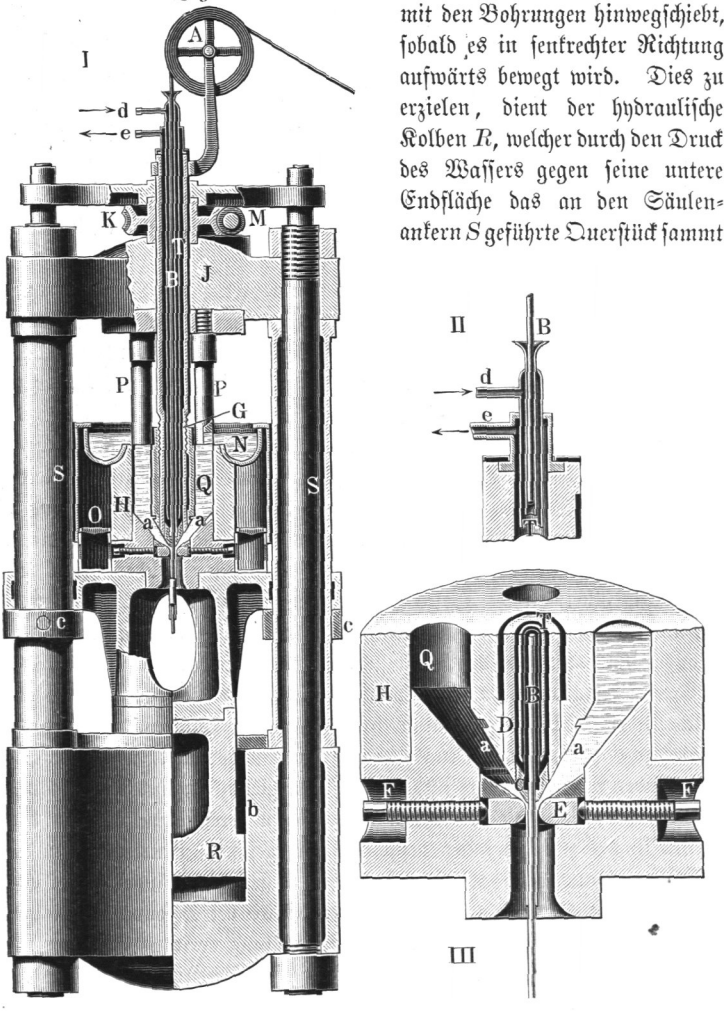
§. 233. **Kabelpressen.** Mit den Bleirohrpreſſen ſtimmen diejenigen Maſchinen in gewiſſer Weiſe überein, welche man anwendet, um Drähte oder Drahtſeile mit umſchließenden Hüllen zu verſehen, wie ſie für elektriſche Kabel zum Zwecke der Iſolirung oder zum Schutze gegen Beſchädigungen vielfach angefertigt werden. Auch hier wird die genügend bildſame Maſſe, etwa erwärmte Guttapercha oder geſchmolzenes Blei, in einem Cylinder dem Drucke eines Preßkolbens ausgeſetzt, wodurch ſie zum Austritte durch ein Mundſtück von kreisrundem Querſchnitte gezwungen wird. Genau in der Mitte wird dieſem Mundſtücke das zu umhüllende Seil oder Kabel zugeführt, welches der Austrittsſtelle gegenüber durch eine Oeffnung in den Preßcylinder eingeführt und durch einen hohlen Dorn bis zum Austritte ſicher geleitet wird. Der ringförmige, genau zu centrirende Zwiſchenraum zwiſchen dem Mundſtücke und dem Kabel beſtimmt die Dicke der Umhüllung. Wenn durch den Druck des Preßkolbens das Umhüllungsmaterial durch das Mundſtück herausgepreßt wird, ſo legt es ſich dabei mit ſo großer Preſſung an das Kabel, daß daſſelbe in Folge der Reibung mitgenommen wird. Man hat daher für die gehörige Zuführung des Kabels nicht nöthig, beſondere Bewegungsmittel anzuwenden; es genügt vielmehr, das Kabel auf einem leicht beweglichen Haſpel vorzulegen, von dem es ſich bei dem ausgeübten Zuge nach Bedarf abwickelt. Durch Wiederholung deſſelben Vorganges kann man, wenn erforderlich, auf die erſte Umhüllung eine zweite preſſen, wobei ein anderes Mundſtück von entſprechender Weite zu verwenden iſt.

Die Kabelpreſſe, wie ſie der Oeſterreichiſch-Alpinen Montangeſellſchaft[1]) in Wien patentirt worden iſt, zeigt Fig. 988. Das von einem Haſpel ablaufende und über die Rolle *A* geleitete Kabel wird durch eine ſenkrechte Röhre *B* nach dem Mundſtücke *C* des hohlen Dornes *D* geführt und tritt daſelbſt durch die Matrize *E* hindurch, welche vermittelſt der Stellſchrauben *F* genau centriſch ausgerichtet werden kann. Der Zwiſchenraum zwiſchen dem kegelförmigen Ende des hohlen Dornes *D* und dem Hohlraume der Matrize *E* beſtimmt die Wandſtärke der herzuſtellenden Umhüllung, weswegen dieſer Zwiſchenraum durch Verſtellung des Dornes *D* auf das Genaueſte eingeſtellt werden kann. Zu dem Zwecke iſt der Dorn bei *G* mit Schraubengewinde in dem das Blei aufnehmenden Preßgefäße *H* befeſtigt und ragt frei durch eine Bohrung des oberen Holmes *J* hindurch, ſo daß er durch das Schneckenrad *K* umgedreht werden kann,

[1]) D. R.-P. Nr. 47249.

welches auf das hervorragende Dornende loſe aufgeſetzt iſt und bei der Umdrehung vermittelſt der Schraube ohne Ende *M* den Dorn durch Nuth und Feder mitnimmt. Das zur Umhüllung dienende Blei befindet ſich hierbei in dem ringförmigen Schmelzkeſſel *N*, welcher durch das auf dem Roſte *O* unterhaltene Feuer erhitzt wird, und aus welchem es in mehrere cylindriſche Bohrungen *Q* hineinfällt, ſobald die oberen Mündungen dieſer Bohrungen frei ſind. Gerade über dieſen Bohrungen ſind an dem feſten Holme *J* der Preſſe die genau paſſenden cylindriſchen Stempel *P* angebracht, über welche ſich das Preßgefäß mit den Bohrungen hinwegſchiebt, ſobald es in ſenkrechter Richtung aufwärts bewegt wird. Dies zu erzielen, dient der hydrauliſche Kolben *R*, welcher durch den Druck des Waſſers gegen ſeine untere Endfläche das an den Säulenankern *S* geführte Querſtück ſammt

Fig. 988.



dem darauf ruhenden Bleigefäße emporſchiebt, wobei die in die Bohrungen $Q$ deſſelben eintretenden Stempel $P$ das unter ihnen befindliche Blei zwingen, durch die Canäle $a$ nach dem Zwiſchenraume zwiſchen der Matrize $E$ und dem Kabel zu gelangen. In dieſer Weiſe muß daher das Kabel mit einer Bleiumhüllung verſehen und durch das Mundſtück hindurch nach außen befördert werden, wo es auf einen Haſpel aufgewunden werden kann. Nach ſtattgefundener Preſſung wird das Bleigefäß dadurch wieder abwärts geführt, daß das Druckwaſſer unter dem Kolben $R$ entlaſſen und Waſſer in den Zwiſchenraum $b$ geleitet wird. Da nun in der tiefſten Lage des Preßgefäßes, wie ſie durch Fig. 988, I dargeſtellt iſt, die Mündungen der beſagten Bohrungen $Q$ durch die Stempel $P$ freigegeben werden, ſo füllt ſich das Preßgefäß $H$ von Neuem mit Blei aus dem Keſſel $N$, ſo daß bei dem darauf folgenden Kolbenaufgange der beſchriebene Vorgang ſich in derſelben Weiſe wiederholt. Hierbei ſchmilzt das neu eintretende Blei mit dem in dem Raume $aa$ noch befindlichen zuſammen, ſo daß eine ununterbrochene Bleiumhüllung des Kabels entſteht, an der bei richtiger Führung der Arbeit keinerlei Abſätze oder unganze Theile an den dem Wechſeln entſprechenden Stellen zu bemerken ſind.

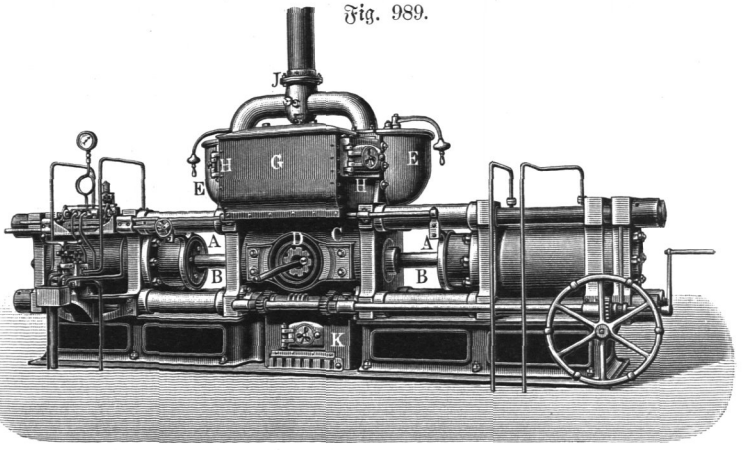
Bei dem Niedergange des Preßkolbens $R$ ſetzt ſich das Querſtück auf die Stellringe $c$ der Säulenanker, welche ſo hoch liegen, daß in der tiefſten Lage des Bleikeſſels die Eintrittsöffnungen für das Blei noch von der atmoſphäriſchen Luft abgeſchloſſen ſind, ſo daß eine Oxydation des Bleies nicht zu befürchten iſt. Um bei dem Ueberziehen des Kabels mit einer Bleiumhüllung die darunter liegende, bereits vorher angebrachte Umhüllung von Guttapercha gegen die Einwirkung der Wärme des geſchmolzenen Bleies zu ſchützen, iſt im Inneren des hohlen Dornes $G$ eine Kühlvorrichtung von folgender Einrichtung angebracht. Das zur Führung des Kabels dienende Rohr $B$ iſt von einer weiteren Röhre $T$ umgeben, welcher bei $d$ Kühlwaſſer zugeführt wird. Dieſes Waſſer fließt in der Röhre $T$ abwärts, um am unteren Ende in den Zwiſchenraum zwiſchen $T$ und dem Dorne $D$ zu gelangen und oben aus dem Abflußrohre $e$ auszutreten.

Von der vorſtehenden Kabelpreſſe unterſcheidet ſich die von Huber, welche in Fig. 989 dargeſtellt iſt, in verſchiedenen Punkten. Zunächſt ſind hierbei zwei hydrauliſche Druckkolben $A$ wirkſam gemacht, welche wagerecht in derſelben Axe angeordnet ſind, ſo daß beide gleichzeitig aus ihren Cylindern heraustreten, wobei die mit ihnen verbundenen Preßſtempel $B$ von beiden Seiten in das zwiſchen ihnen befindliche Preßgefäß $C$ eintreten. In dieſes Gefäß, das aus dem darüber befindlichen Keſſel mit flüſſigem Blei gefüllt wird, tritt das Kabel auf der vorderen Seite bei $D$ durch einen hohlen Zuführdorn ein, während es, mit der Umhüllung verſehen, auf der Rückſeite durch eine paſſende Matrize austritt. Die Befeſtigung der Matrizen-

halter durch Schraubengewinde mit Hülſe eines Schneckenrades und einer Schraube ohne Ende iſt in ähnlicher Art wie bei der Preſſe Fig. 985 ausgeführt. Sobald nach ausgeübter Preſſung die Stempel wieder zurückgezogen ſind, wird das Preßgefäß an beiden Enden durch Oeffnung der Einlaßventile *E* wieder gefüllt, wobei die atmoſphäriſche Luft vollſtändig abgeſchloſſen iſt.

Um hierbei eine möglichſt gleichmäßige Bewegung der von beiden Seiten in das Preßgefäß eintretenden Stempel zu erzielen, iſt ein ſogenannter Wegregulator in die Druckwaſſerleitung eingeſchaltet, welcher das Voreilen des einen Kolbens gegen den anderen verhindert. Derſelbe beſteht im Allgemeinen aus einem entlaſteten Kolbenſchieber, welcher dem in die Mitte des Schiebergehäuſes eingeführten Druckwaſſer rechts und links durch ſchmale Canäle den Zutritt zu den beiderſeitigen Cylindern ermöglicht. So lange

Fig. 989.




die beiden Kolben mit derſelben Geſchwindigkeit ſich bewegen, bleibt dieſer Kolbenſchieber unverändert in ſeiner mittleren Lage, worin dem Druckwaſſer nach beiden Cylindern hin dieſelbe Oeffnung dargeboten iſt. Wenn jedoch der eine Stempel gegen den anderen auch nur um einen geringen Betrag voreilt, ſo wird durch die Differenz der Bewegungen der Schieber ſo verſchoben, daß der Durchgangsquerſchnitt für das Druckwaſſer auf der Seite des voreilenden Kolbens verengt, daher die Geſchwindigkeit hier ermäßigt wird, ſo daß beide Stempel immer zu derſelben Zeit ihre Anfangs- und Endſtellungen erreichen. Außerdem ſind in der Rohrleitung des Druckwaſſers neben dem erforderlichen Umſteuerventile noch zwei Sicherheitsventile angebracht, welche am Ende jedes Hubes ſelbſtthätig geöffnet werden, ſo daß die Preſſe zum Stillſtande kommt, auch wenn das Umſteuerventil nicht rechtzeitig umgeſtellt worden iſt.

Zum Schmelzen des Bleies dient eine bei $G$ angebrachte Vorfeuerung, deren Roſt durch die ſeitlich angebrachten Feuerthüren $H$ zugänglich iſt, und deren Abgaſe zuerſt den Keſſel unterhalb und dann an den Stirnſeiten beſtreichen, um durch das Gabelrohr $J$ zu entweichen. Die kleine Feuerung $K$ unter dem Preßgefäße $C$ dient zur Erwärmung deſſelben vor dem Beginne der erſten Preſſung. Die abgebildete Preſſe arbeitet mit hydrauliſchen Druckkolben von 500 mm Durchmeſſer und 600 mm Hub, während die Preßſtempel 140 mm Durchmeſſer haben. Der größte Druck auf einen Kolben wird zu 500 Tonnen angegeben, was einer Preſſung des Druckwaſſers von etwa 250 Atmoſphären entſpricht. Der Bleikeſſel enthält 1800 kg Blei, während eine Füllung des Preßgefäßes 170 kg wiegt, und da in einer Stunde mindeſtens drei Preſſungen vorgenommen werden können, ſo berechnet ſich die Leiſtung der Preſſe während 10 Stunden auf etwa 5000 kg Blei, welchem natürlich je nach dem Durchmeſſer des Kabels und der Wandſtärke verſchiedene Längen entſprechen, worüber die folgende Zuſammenſtellung Auskunft giebt.

Leiſtung der Huber'ſchen Kabelpreſſe[1]).

| Wandſtärke mm | Kabeldurchmeſſer mm | Gewicht von 1 Meter g | Leiſtung in 50 Stunden m |
|---|---|---|---|
| 0,5 | 3 | 60 | 13 000 |
| 0,75 | 6 | 170 | 10 000 |
| 1 | 12 | 440 | 6 000 |
| 1 | 20 | 725 | 4 500 |
| 1,25 | 30 | 1350 | 3 000 |
| 1,50 | 40 | 2200 | 2 000 |
| 1,75 | 50 | 3000 | 1 500 |
| 2 | 60 | 5000 | 1 000 |

§. 234. **Ziegelpreſſen.** Zum Erſatze der bekannten Handarbeit des Ziegelſtreichens hat man ſchon ſeit längerer Zeit verſchiedene Maſchinen angewandt, von denen aber nur einige wenige allgemeiner in Gebrauch gekommen ſind. Urſprünglich verwendete man dabei in Nachahmung des Handſtreichens rahmenförmige Ziegelformen, in welche der Thon oder Lehm durch eine geeignete Vorrichtung eingepreßt wurde, um darauf in der Geſtalt des gebildeten Ziegels aus der Form ausgeſtoßen zu werden. Derartige

[1]) Der Preisliſte des Gruſonwerkes in Magdeburg-Buckau entnommen.

Maſchinen ſind in ſehr verſchiedenen Anordnungen bekannt geworden; da ſie aber nur in wenigen Fällen noch gebraucht werden, ſo genügt an dieſer Stelle eine kurze Erwähnung. Die hierbei angewandten rahmenförmigen Formen waren nach Art der gewöhnlichen Handziegelformen in der Regel oben und unten offen und mit einem genau paſſenden, vierſeitigen Stempel verſehen, welcher bei dem Einpreſſen des Thones als feſter Boden diente, worauf er durch die Form hindurchgeſchoben wurde, um den gepreßten Ziegel daraus zu entfernen. Zum Eindrücken des aus einem Rumpfe oder Vorrathsbehälter entnommenen Thones dienten entweder ebenfalls beſondere, in die Form von oben eintretende Stempel oder auch Walzen. In den meiſten Fällen wandte man eine größere Anzahl von Formen an, die mit einander zu einem feſten Ganzen verbunden und ſo bewegt wurden, daß in derſelben Zeit, wo eine Form mit Maſſe gefüllt wurde, aus einer anderen der gepreßte Ziegel entfernt werden konnte. Zu dem Zwecke vereinigte Carville die einzelnen Formen zu einer durch zwei Trommeln bewegten endloſen Kette, welche behufs der Füllung unter einem Thonſchneider hinweggezogen wurde, und wobei eine Preßwalze den Thon in die Formen eindrückte. Statt deſſen bediente ſich Gouin eines Dampfhammers, welcher durch ſchnell auf einander folgende Schläge (ſechs bis ſieben für jeden Stein) den Thon zuſammendrückte. Mac Henry dagegen vereinigte zwei Reihen von je ſieben Formen in einem Rahmen oder Schlitten, der bei ſeiner hin- und hergehenden Bewegung die Formen einer Reihe unter den mit gemahlenem, trockenem Lehm gefüllten Speiſerumpf führte, während die vorher gefüllten Formen der anderen Reihe abwechſelnd auf der einen oder anderen Seite des Rumpfes entleert wurden. Bei anderen Maſchinen, z. B. denen von Jones, Julienne, Manoury, Bradley und Craven und von anderen waren die Formen in einer wagerechten, ſich um ihre ſenkrechte Axe drehenden, kreisförmigen Scheibe in gleichem Abſtande von der Mitte angebracht, ſo daß durch die ſtetige Umdrehung dieſer Scheibe jede Form abwechſelnd unter den Speiſebehälter trat und darauf durch ſenkrechte Verſchiebung des in der Form enthaltenen Stempels entleert werden konnte. Bei anderen Maſchinen, wie z. B. denen von Capouillet, Pariſe, Cars und Milch, waren die Formen in der Umfläche eines wagerechten Cylinders angebracht, durch deſſen ununterbrochene Umdrehung ſie regelrecht gefüllt und entleert werden konnten.

Von allen den verſchiedenen Maſchinen, die in vorgedachter Art mit Rahmenformen arbeiten, haben nur diejenigen eine namhafte Verwendung gefunden, welche als ſogenannte Trockenpreſſen die Ziegel aus trockenem oder nur wenig feuchtem Thonpulver preſſen, ein Verfahren, das ſich für manche Thone beſonders empfiehlt und namentlich in England und Amerika gebräuchlich iſt. Eine derartige Preſſe wurde auch ſchon in §. 224 angeführt und durch Fig. 924 erläutert. Hierher gehört die Preſſe von

Platt & Co., bei welcher in vier ſtarken, oben und unten offenen Formkaſten immer gleichzeitig ebenſo viele Ziegel dadurch erzeugt werden, daß das getrocknete und geſiebte Material zwiſchen den durch eine Daumenwelle bewegten Stempeln nach einander zwei kräftigen Stößen ausgeſetzt und darauf noch einer ſtarken Preſſung von oben und unten unterworfen wird.

Diejenigen Maſchinen, welche die Herſtellung eines plattenförmigen Thonkuchens von entſprechender Dicke zum Zwecke hatten, aus welchem die Ziegel durch die Formen ausgeſtochen werden ſollten, haben keine weitere Verbreitung gefunden. Nähere Angaben über die vorgedachten Maſchinen ſiehe an unten angezeigter Stelle [1]).

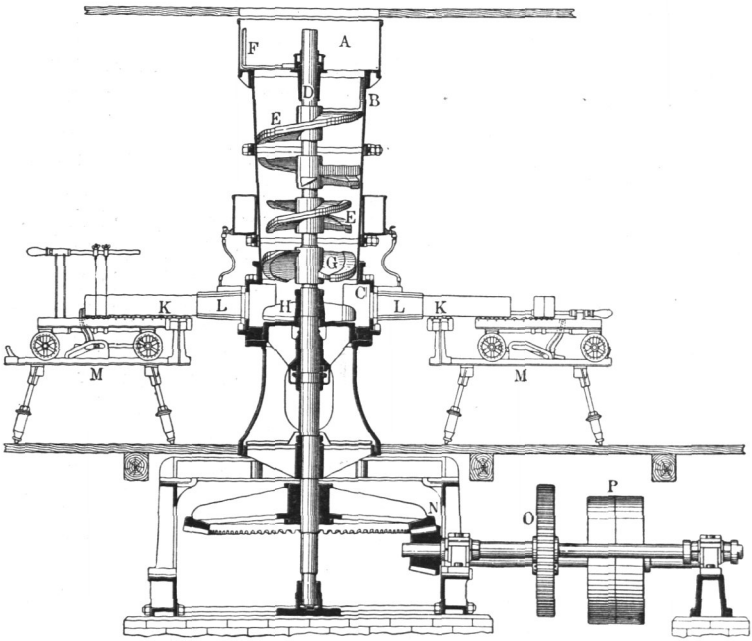
Dagegen haben ſich diejenigen Maſchinen allgemein eingeführt, welche den bildſamen Thon in einen Strang oder prismatiſchen Körper verwandeln, deſſen Querſchnitt mit einer Fläche der zu erzeugenden Ziegel übereinſtimmt, ſo daß man zu deren Herſtellung nur nöthig hat, von dieſem Strange einzelne Stücke von beſtimmter Länge abzutrennen. Dieſe Maſchinen ſtimmen in gewiſſer Hinſicht mit den Drainröhrenpreſſen überein, inſofern der beſagte Thonſtrang durch Auspreſſen der bildſamen Maſſe aus einem paſſenden Mundſtücke hergeſtellt wird. In den Fällen, in denen es ſich um die Anfertigung ſogenannter Hohl- oder Lochſteine handelt, hat der ausgepreßte Strang auch thatſächlich die Form einer Röhre, deren Höhlung mit den in dem Ziegel gewünſchten Durchbrechungen übereinſtimmt. Es mag hierbei erwähnt werden, daß derartige Hohlſteine nur mit ſolchen, einen Thonſtrang erzeugenden Maſchinen hergeſtellt werden können, und hierzu die im Vorſtehenden beſprochenen, mit einer Rahmenform arbeitenden Maſchinen nicht geeignet ſind. Die verſchiedenen, hier in Betracht kommenden Maſchinen unterſcheiden ſich von einander weſentlich nur durch die Art, wie die Preſſung auf den Thon ausgeübt wird, in Folge deren die Maſſe zum Ausfließen aus dem Mundſtücke genöthigt wird. Es ſind hierzu vornehmlich drei Mittel in Gebrauch, nämlich entweder ein in einem cylindriſchen oder prismatiſchen Preßgefäße verſchieblicher Stempel, oder ein Walzenpaar, oder die bei den ſogenannten Thonſchneidern gebrauchte Einrichtung der archimediſchen Schnecke. Die Anwendung eines Stempels, der in einem Preßgefäße verſchoben wird, geſtattet natürlich nur eine abſetzende Wirkung, wie aus der Beſchreibung der in Fig. 982 dargeſtellten Drainröhrenpreſſe ſich ergiebt, weshalb man derartige Maſchinen zur thunlichſten Vermeidung des Zeitverluſtes wohl auch doppeltwirkend macht, ſo daß auf der einen Seite das Gefäß gefüllt werden kann, während auf der anderen die Maſſe durch das Mundſtück hindurchgepreßt wird.

[1]) Die Ziegel- und Röhrenfabrikation von Edm. Heuſinger von Waldegg. Leipzig 1867.

Dagegen findet der Betrieb bei den anderen beiden Arten von Maſchinen ununterbrochen ſtatt, da ſowohl die Walzen wie die Schnecken der Thonſchneider den Thon in einem ſtetigen Strange durch das Mundſtück hindurchpreſſen.

Die archimediſche Schnecke, wie ſie in ähnlicher Art früher vielfach in den Thonſchneidern verwendet wurde, hat zuerſt Schlickeyſen bei Ziegelmaſchinen benutzt; in Fig. 990[1]) iſt eine ſolche Maſchine dargeſtellt. Der zwiſchen Walzen vorbereitete und mit Waſſer genügend angefeuchtete Thon fällt in den Aufnahmetrichter $A$, an welchen ſich unterhalb das coniſche Blechgefäß $BC$ anſchließt, worin ſich die ſtehende Axe $D$ dreht,

Fig. 990.




die mit den Miſch- und Knetmeſſern $E$ verſehen iſt und im Aufnahmetrichter den Abſtreicher $F$ herumführt. Indem die Meſſer oder Schaufeln bei der Umdrehung den Thon durchſchneiden, wird derſelbe nicht nur zu einer gleichmäßigen Maſſe durchgearbeitet, ſondern auf ihn vermöge der ſchraubenförmigen Geſtalt der Meſſer gleichzeitig ein abwärts gerichteter Druck ausgeübt, in Folge deſſen die Maſſe am unteren Theile des Gefäßes an einer oder, wie in der Figur, an zwei gegenüberliegenden Stellen durch Oeffnungen heraustritt. Dieſes Austreten wird insbeſondere durch die

[1]) Zeitſchrift des Vereins deutſcher Ingenieure 1892, S. 497.

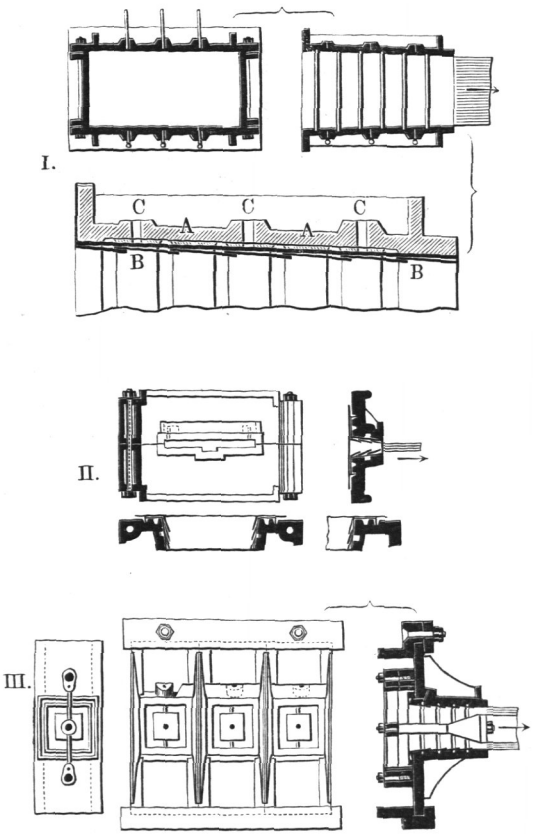
beiden Auswurfſchaufeln oder Meſſer *G* und *H* befördert, zwiſchen denen ſich die Maſſe nach außen bewegt. An die Austrittsöffnungen ſchließen ſich die beiden Mundſtücke *L* von rechteckigem Querſchnitte an, welche ſich nach den Enden hin ſanft verjüngen, ſo daß die Breite des zu jeder Seite austretenden Thonſtranges mit der Länge, und die Höhe mit der Breite eines gewöhnlichen Ziegels übereinſtimmt. Von jedem dieſer über leicht bewegliche Walzen *K* geführten Thonſtränge werden die einzelnen Ziegel durch beſondere Abſchneidevorrichtungen mit Hülfe von Schneidedrähten abgetrennt, deren Entfernung von einander die Dicke der Ziegel beſtimmt. Die zu beiden Seiten aufgeſtellten Tiſche *M* nehmen die Walzen und Abſchneidevorrichtungen auf. Zur Umdrehung der ſtählernen Meſſerwelle *D* dient das Kegelräderpaar *N*, von welchem das Getriebe mittels eines Stirnrädervorgeleges *O* von der Scheibe *P* aus durch einen Riemen bewegt wird. Die Meſſerwelle macht in der Minute neun Umdrehungen, und die Leiſtung der Maſchine wird bei 0,7 m oberer und 0,6 m unterer Weite des 1,25 m hohen, kegelförmigen Gefäßes für beide Stränge zu 3000 bis 4000 Ziegel in einer Stunde angegeben. Nach der angegebenen Quelle erforderte die Anlage, beſtehend aus einem Vorbrecher, zwei Walzwerken, einem Vormiſcher und der Ziegelmaſchine, ſowie einem Thonelevator etwa 25 Pferdekräfte, und man ſoll mit je einer Pferdekraft in der Minute 56 Ziegel anfertigen können. Es iſt übrigens erſichtlich, daß die Größe der Betriebskraft weſentlich von der Beſchaffenheit des verarbeiteten Thones abhängen und um ſo erheblicher ausfallen muß, je ſteifer der Thon iſt. Nach einer anderen Angabe [1]) betrug die Leiſtung für mäßig ſchluffiges, aber noch gut plaſtiſches Material bei einer Maſchine von 0,52 m unterem Durchmeſſer, bei zweiſeitiger Auspreſſung und minutlich zehn Umdrehungen der Meſſerwelle in zehn Stunden 50 000 Ziegel vom Normalformate; ſie nahm mit zunehmender Dichtigkeit des Thones ab, ohne unter den Werth von 20 000 Stück täglich herabzugehen.

Beſondere Sorgfalt iſt bei dieſen Preſſen dem Mundſtücke zu widmen, um den Thon mit möglichſt geringem Widerſtande hindurchzuführen und eine thunlichſt glatte Oberfläche des ausgepreßten Stranges zu erreichen. Bei einer zu großen Reibung des Thones in dem Mundſtücke zeigte ſich anfänglich häufig ein Einreißen des Stranges, beſonders an den Kanten, wo der Widerſtand größer iſt, als in der Mitte der Seitenflächen; auch giebt ein großer Widerſtand des Thones bei dem Durchgange durch das Mundſtück leicht zur Bildung eines für die Feſtigkeit der Ziegel ungünſtigen Gefüges Veranlaſſung. Dieſe Uebelſtände zu vermeiden, pflegt man die

[1]) Lehrbuch d. Kalk-, Cement-, Gyps- u. Ziegelfabrikation von J. F. Rühne. Braunſchweig 1877.

Mundſtücke zu bewäſſern, d. h. ihnen eine geringe Menge Waſſer zuzuführen, welches in feinen Rinnen im Inneren des Mundſtückes den hindurchtretenden Thonſtrang ſchwach und möglichſt gleichmäßig befeuchtet. Hierzu dienen hauptſächlich die ſogenannten Schuppenformen, Fig. 991. Hierin ſtellt Fig. 991, I ein Mundſtück für Vollziegel vor, welches aus gußeiſernen, innerlich mit Waſſerrinnen verſehenen Wandungen *A* beſteht, in welche ein aus an einander gelötheten Blechſtreifen ſchuppenförmig gebildeter Einſatz *B* eingeſchoben iſt, ſo daß das Waſſer zwiſchen den einzelnen, ſauber polirten Blechen hindurch an den Thonſtrang gelangen kann. Das Waſſer wird aus einem oberhalb aufgeſtellten Gefäße durch die bei *C* mündenden Röhrchen zugeführt. Ebenſo iſt in Fig. 991, II die Form für Dachziegel und in Fig. 991, III eine ſolche für drei neben einander austretende Stränge zur Herſtellung von Lochſteinen dargeſtellt, worin die zur Ausſparung der Höhlung dienenden Dorne oder Kernſtücke erſichtlich ſind.

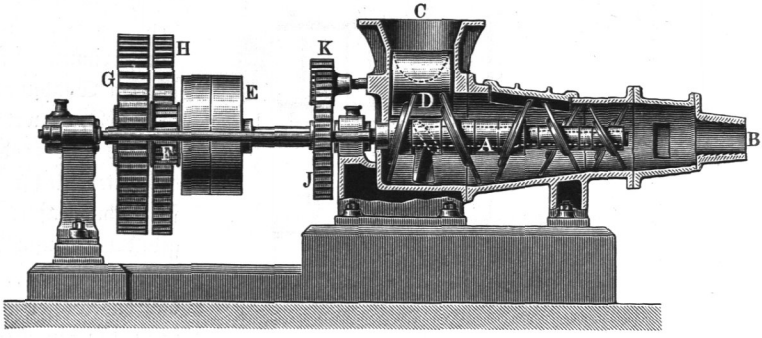
Fig. 991.




Bei der Ziegelpreſſe der Nienburger Eiſengießerei und Maſchinenfabrik in Nienburg (früher Hertel & Co.), Fig. 992 (a. f. S.), iſt die Meſſerwelle *A* wagerecht gelagert und das Mundſtück in der Verlängernng der Axe an das Preßgefäß angeſchloſſen. Das Rohmaterial fällt hierbei durch den Trichter *C* ein und wird den Flügeln der Meſſerwelle

durch eine Speiſewalze *D* zugeführt. Unmittelbar über dem Einfalltrichter iſt hierbei ein einfaches oder doppeltes Walzwerk aufgeſtellt, zwiſchen deſſen Walzen gröbere Thonknollen zerquetſcht werden. Die Meſſerwelle wird durch ein doppeltes Stirnrädervorgelege von der Riemſcheibe *E* bewegt, welche ſammt dem mit ihr aus einem Stücke beſtehenden Getriebe *F* loſe

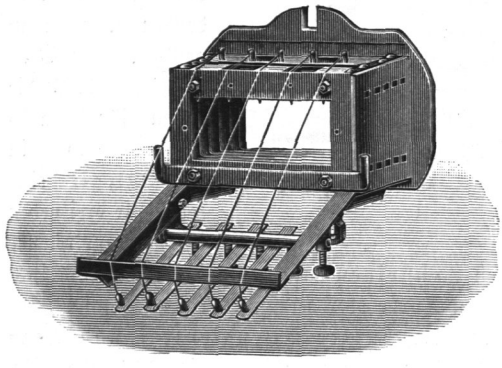
Fig. 992.




auf der Meſſerwelle *A* läuft, mit welcher das Stirnrad *G* feſt verkeilt iſt, das von einer Vorgelegswelle mit dem Rade *H* umgedreht wird. Durch die Zahnräder *J* und *K* dreht die Meſſerwelle die Speiſewalze *D*.

Bei dieſer Maſchine iſt noch auf einen Unterſchied bezüglich des Abſchneidens der Ziegel von dem Thonſtrange aufmerkſam zu machen. Während nämlich bei der vorbeſprochenen Maſchine von Schlickeyſen der Thonſtrang durch Schnitte ſenkrecht zu ſeiner Länge getheilt wird, ſind vor dem Mundſtücke der Nienburger Preſſe fünf Drähte ſchräg in ſenkrechten Ebenen feſt ausgeſpannt, Fig. 993. Durch dieſe feſten Schneidedrähte wird der Thonſtrang ſogleich nach dem Austritte in ſechs parallele Streifen zerlegt, von denen die vier inneren ſo dick ſind, wie die herzuſtellenden Ziegel werden ſollen, und in Abſtänden gleich der Länge der Ziegel abgeſchnitten werden, wogegen die ſeitlich abfallenden Schwarten wieder in den Aufgebetrichter geworfen werden.

Fig. 993.



Aus der Vergleichung dieſer beiden Herſtellungsarten ergiebt ſich daher, daß die mit der Schlickeyſen'ſchen Maſchine gefertigten Ziegel auf allen vier Schmalſeiten ringsum diejenige Glätte und Sauberkeit zeigen, welche das mit polirten Blechen ausgeſetzte und gewäſſerte Mundſtück hervorruft, wogegen die beiden breiten Lagerflächen in Folge der Wirkung der Schneidedrähte ſehr rauh ausfallen, eine Eigenſchaft, die hier nur erwünſcht iſt, inſofern der Mörtel an rauhen Flächen beſſer haftet als an glatten. Dagegen ſind die Ziegel, welche in der angeführten Art vermittelſt der feſten Schneidedrähte des Mundſtückes Fig. 993 hergeſtellt werden, nur an den beiden langen Schmalſeiten glatt, während außer den Lagerflächen auch die beiden kurzen Schmalſeiten als rauhe Schnittflächen auftreten, welcher Umſtand ſich beſonders bei der Verwendung der Ziegel zum Verblenden des Mauerwerkes fühlbar macht. Andererſeits wird zu Gunſten des Mundſtückes Fig. 993 mit feſten Schneidedrähten geltend gemacht, daß den damit hergeſtellten Ziegeln eine größere Haltbarkeit zukomme, als den durch die Schlickeyſen'ſche Maſchine gelieferten, und zwar aus folgendem Grunde: Indem der Thon durch einen auf ihn ausgeübten Druck genöthigt wird, ſich durch das Mundſtück hindurch zu bewegen, werden die einzelnen Theile veranlaßt, ſich in gewiſſem Maße in Geſtalt parallel neben einander liegender Sehnen oder Faſern anzuordnen, wie dies bei dem Walzen des Eiſens (ſ. w. u.) zu bemerken iſt. Bei einer ſolchen Gefügebildung muß allerdings ein der Länge nach aus dem Thonſtrange herausgeſchnittener Ziegel ſich zu einem in der Querrichtung herausgeſchnittenen etwa wie ein Stück Langholz zu einem Stücke Querholz verhalten. Es muß indeſſen bemerkt werden, daß es für die Ziegel immer nachtheilig iſt, wenn ſie im Inneren irgend welche Art von Gefüge oder Structur zeigen, weil hierdurch beim Brennen erfahrungsgemäß leicht Sprünge und Riſſe entſtehen, ſo daß es wünſchenswerth iſt, die Maſſe im Inneren der Ziegel möglichſt gleichmäßig und ohne ein anderes, als etwa ein körniges Gefüge zu erhalten.

Die Einrichtung einer Walzenpreſſe von der Firma Gebr. Sachſenberg in Roßlau iſt in Fig. 994 u. 995 (a. f. S.) dargeſtellt. Hier dient der Thonſchneider $A$ zur Vorbereitung des Thones, welcher, nachdem er von den Meſſern der ſtehenden Welle $B$ genügend durchgeknetet worden iſt, durch die mittels eines Schiebers $C$ verſtellbare Oeffnung heraustritt, um ſogleich zwiſchen die beiden Walzen $D_1$ und $D_2$ zu gelangen. Dieſe Walzen erfaſſen den Thon vermöge der bedeutenden Reibung deſſelben an dem Umfange und drücken ihn durch den Zwiſchenraum zwiſchen ſich hindurch in den Preßraum $E$, an welchen ſich das Mundſtück $F$ anſchließt. Der aus dem letzteren austretende Thonſtrang wird dann ebenſo wie bei den vorgedachten Preſſen über die Walzen $G$ in dem Geſtelle nach dem Abſchneideapparate geführt.

Die beiden gleich großen Walzen, deren Durchmeſſer je nach der Stärke

der Maſchine zwiſchen 400 und 800 mm ſchwankt, werden mit gleicher Geſchwindigkeit von etwa acht Umdrehungen in der Minute durch die beiden Zahnräder $H_1$ und $H_2$ umgedreht, von denen $H_1$ mit äußerer und $H_2$ mit innerer Verzahnung verſehen iſt, und in welche zwei gleiche Getriebe $J_1$ und $J_2$ auf der Vorgelegswelle $K$ eingreifen, ſo daß die Walzen dadurch nach entgegengeſetzten Richtungen umgedreht werden. Die Vorgelegswelle wird von der durch Riemſcheiben $P$ angetriebenen Welle mit Hülfe der Zahnräder $L$ umgedreht. Die Umdrehung der Meſſerwelle des Thonſchneiders von der Riemſcheibe $M$ aus mittels der Kegelräder $N$ und des Stirnradvorgeleges iſt aus der Figur erſichtlich. Ueber die Leiſtung und die Verhältniſſe dieſer Maſchinen

Fig. 994.

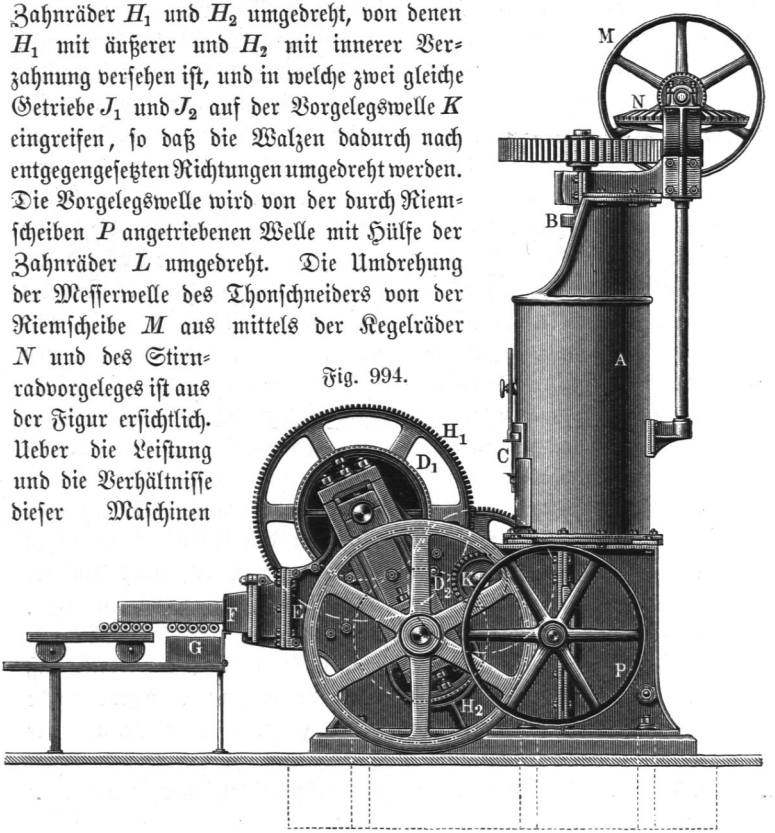
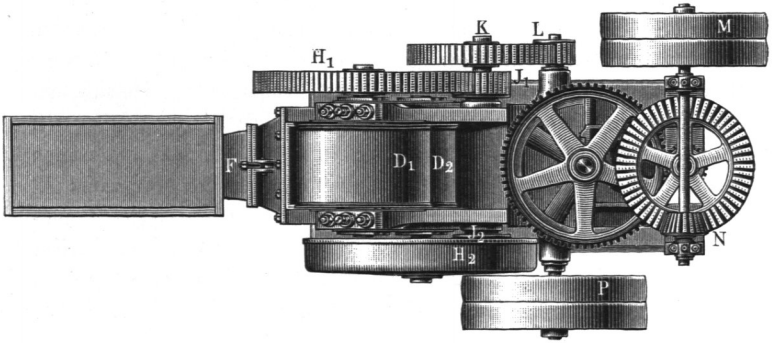



Fig. 995.



macht die ausführende Fabrik die in der folgenden Zuſammenſtellung enthaltenen Angaben:

Kraftbedarf und Leiſtung der Walzenpreſſe mit Thonſchneider (Sachſenberg).

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| Durchmeſſer der Walzen . | 0,400 | 0,485 | 0,640 | 0,800 m |
| „ d. Thonſchneiders | 0,450 | 0,500 | 0,630 | 0,750 m |
| Kraftbedarf . . . . . | 4,5—6 | 6—7,5 | 8—10 | 12—15 Pferdekr. |
| Leiſtung in einer Stunde . | 600—800 | 800—1000 | 1000—1500 | 1800—2200 Ziegel. |

Bei der Anordnung der Abſchneidevorrichtung aller vorgedachten Maſchinen hat man zu beachten, daß der Thonſtrang während der für den Schnitt erforderlichen Zeit um eine gewiſſe Strecke vorrückt, und man deshalb windſchiefe Schnittflächen erhalten würde, wenn das Schneidezeug dabei unbeweglich wäre. Um dies zu vermeiden, richtet man dieſe Vorrichtungen immer ſo ein, daß die Abſchneide-

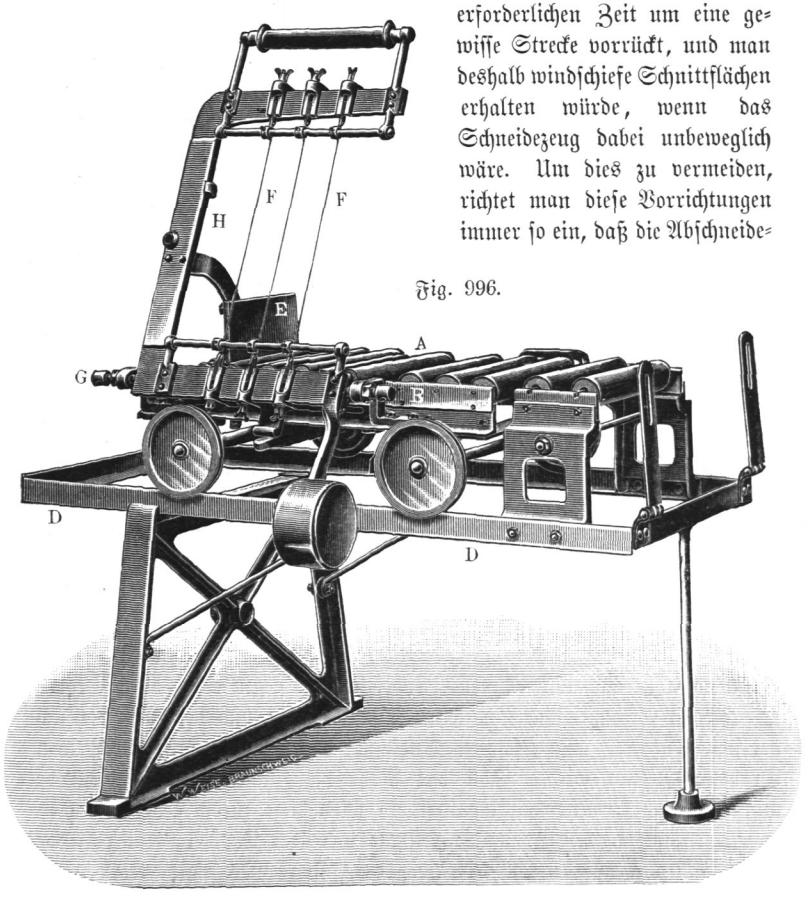
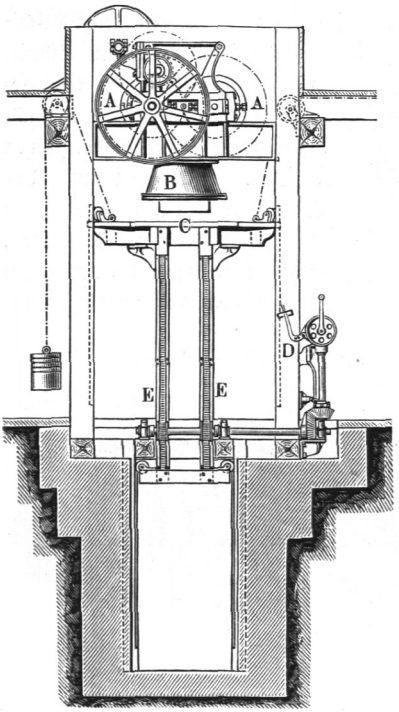



Fig. 996.

drähte während des Schneidens an der fortſchreitenden Bewegung des Thonſtranges theilnehmen, was man dadurch erreicht, daß man den Thonſtrang ſelbſt das in einem kleinen Wagen angebrachte Schneidezeug vor ſich her ſchieben läßt. Es kann in dieſer Hinſicht auf die im zweiten Capitel angeführten Bemerkungen verwieſen werden, woſelbſt in Fig. 306 der von Gebr. Sachſenberg angegebene Schneideapparat dargeſtellt wurde. Es mag hier nur noch eine vereinfachte Schneidevorrichtung derſelben Firma in Fig. 996 (a. v. S.) angeführt werden. Hieraus iſt erſichtlich, wie der die Tragwalzen *A* enthaltende Schneidewagen *B* auf den Schienen des Geſtelles *D* verſchoben wird, ſobald der Thonſtrang gegen die Platte *E* trifft, und daß die Schneidedrähte *F* drei Ziegel mit ebenen Schnittflächen abtrennen, wenn während dieſer Bewegung der um die Axe *G* drehbare Rahmen *H* umgelegt wird. Mancherlei Aenderungen hat man an dieſen Schneidevorrichtungen vorgenommen. Z. B. hat Schlickeyſen zu dem Zwecke, einen gratfreien Schnitt zu erzielen, die Anordnung ſo getroffen, daß die Drehaxe des die Drähte aufnehmenden Bügels während des Schneidens ſich verlegt.

Fig. 997.




Walzen hat man auch vielfach zur Herſtellung von Thonröhren angewandt, in welcher Hinſicht noch die Röhrenpreſſe von Gebr. Sachſenberg in Fig. 997 angeführt werden möge. Die wagerecht neben einander gelagerten Walzen *A* preſſen hierbei den Thon durch das Mundſtück *B* in einem Strange nach unten heraus, wobei derſelbe gegen einen durch Gegengewichte im Gleichgewichte gehaltenen Tiſch *C* trifft und denſelben vor ſich her ſchiebt, worauf nach erfolgtem Ausſchube das gebildete Rohr durch einen Draht abgetrennt wird. Soll das Rohr die zur Verbindung dienende muffenförmige Erweiterung erhalten, ſo wird dieſe zuerſt gepreßt, indem man den Tiſch an der Bremſe *D* feſthält und den Thon in eine paſſende Form preßt, worauf bei dem Freilaſſen des Tiſches das glatte Rohr nach-

folgt. Die Zahnſtangen $E$ und die Kurbelwelle dienen zum Heben des Tiſches für die nächſtfolgende Preſſung.

Es iſt nicht möglich, die Leiſtungsfähigkeit einer Schlickeyſen'ſchen Ziegelpreſſe aus den Verhältniſſen der Schnecke und deren Umdrehungszahl etwa in der Weiſe zu berechnen, daß man annimmt, die Thonmaſſe werde bei einer Umdrehung der Schneckenwelle um die Größe der Steigung derſelben vorgeſchoben und eine dem entſprechende Maſſe durch das Mundſtück hinausgepreßt, weil eine ſolche Vorausſetzung nur zuläſſig iſt, wenn es ſich um die Verſchiebung einer ſtarren Maſſe handelt, die nach einer anderen als der Bewegungsrichtung nicht ausweichen kann. Man muß annehmen, daß der unter einem Schneckenflügel befindliche Thon bei der Umdrehung des erſteren zwar einem durch die Schraubenwirkung veranlaßten Drucke nach unten ausgeſetzt wird, daß aber gleichzeitig ein beträchtlicher Theil der Maſſe hinterhalb des Schneckenflügels und in dem Zwiſchenraume zwiſchen dieſem und der Gefäßwandung unter dem Einfluſſe dieſes Druckes nach oben hin zurückgedrängt wird, entſprechend dem allgemeinen Geſetze für das Fließen bildſamer Maſſen, demzufolge dieſe nach den Richtungen des kleinſten Widerſtandes ausweichen. Wie beträchtlich dieſes Zurücktreten der Maſſen in dem Thonſchneider iſt, läßt ſich aus den gemachten Erfahrungswerthen beurtheilen. Bei der Ziegelpreſſe, Fig. 990, berechnet ſich der Inhalt einer vollen Schneckenwindung von 0,6 m Durchmeſſer des Gefäßes und 0,18 m Durchmeſſer der Nabe, ſowie bei einer Größe der Steigung von 0,4 m zu $V = \frac{\pi}{4}(0{,}6^2 - 0{,}18^2)\,0{,}4 = 0{,}1029$ cbm, welcher Raum einer Anzahl von $n = \frac{0{,}1029}{0{,}25\,.\,0{,}12\,.\,0{,}065\,.\,1{,}4} = \frac{1029}{27{,}3} = 38$ Ziegeln der normalen Größe von 0,25, 0,12 und 0,065 m entſpricht, wenn man das Volumen des geſtrichenen Ziegels wegen des Schwindens beim Brennen zum 1,4 fachen von dem des gebrannten Ziegels annimmt. Dem gegenüber wird aber die Leiſtung der Maſchine täglich zu 32000 Ziegeln angegeben, was bei einer zehnſtündigen Arbeit und bei neun Umdrehungen der Schneckenwelle in der Minute für jede Umdrehung nur $\frac{32000}{10\,.\,60\,.\,9} = 6$ Ziegel ergiebt. Es iſt auch erklärlich, daß die Menge des wirklich durch das Mundſtück ausgepreßten Thones weſentlich von deſſen Steifheit, beſonders von dem mehr oder minder großen Waſſergehalte, ſowie von den Widerſtänden im Preßraume und im Mundſtücke abhängen muß. Wenn durch den vollſtändigen Abſchluß des Mundſtückes die Maſſe gänzlich am Austreten verhindert wird, ſo kann die ganze Wirkung der Schnecke nur in dem erwähnten Zurückpreſſen der Maſſe beſtehen, falls dann nicht etwa die in dem Thonſchneider enthaltene Maſſe ſich an der Umdrehung der Schnecke betheiligt.

Aus vorſtehenden Gründen muß es auch als ausſichtslos betrachtet werden, aus den Verhältniſſen der Schnecke und der aufzuwendenden Betriebskraft einen Schluß auf die in der Axenrichtung ausgeübte Preſſung zu ziehen, indem man etwa hierfür die für die Schrauben geltenden Formeln anwenden wollte. Dieſe Rechnung würde auch nicht annähernd zu brauchbaren Werthen führen wegen des großen Einfluſſes, welchen die Reibung der Schneckenflügel in dem Thone findet. Ueber die Größe dieſer Reibung ſind bisher nähere Zahlen nicht bekannt geworden; daß ſie aber einen beträchtlichen Werth hat, und daß ſie weſentlich von der Größe der Berührungsfläche abhängt, davon überzeugt man ſich leicht, wenn man mit einem breiten Meſſer einen Thonklumpen durchzuſchneiden verſucht. Man findet dann den Widerſtand immer viel größer, als wenn man ſich eines Drahtes bedient, da derſelbe nur wenig Fläche für den anhaftenden Thon darbietet.

Dagegen läßt ſich die Leiſtung der Walzenpreſſen annähernd durch die Rechnung verfolgen, wie das Beiſpiel der Sachſenberg'ſchen Preſſe, Fig. 995, zeigt. Hier haben die Walzen einen Durchmeſſer von 0,8 m und eine axiale Länge von 0,5 m. Setzt man einen Abſtand der Walzen von 10 mm und acht Umdrehungen in der Minute voraus, ſo berechnet ſich die in dieſer Zeit zwiſchen den Walzen hindurchgehende Thonmaſſe zu

$$V = \pi . 0{,}8 . 0{,}5 . 0{,}01 . 8 = 0{,}10048 \text{ cbm}, \text{ was für etwa } \frac{0{,}10048}{0{,}00273} = 37 \text{ Ziegel}$$

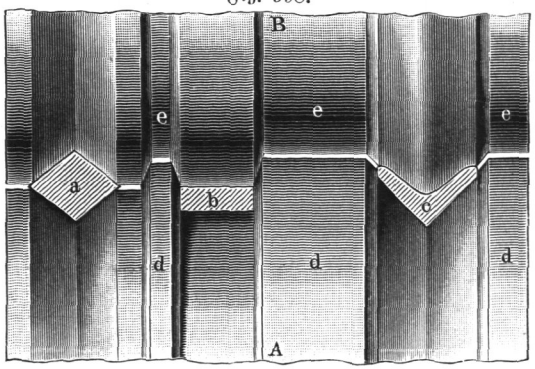
genügt. Hiermit ſteht die Angabe der Firma in Uebereinſtimmung, wonach ſich die Leiſtung einer ſolchen Maſchine in einer Stunde auf 1800 bis 2200, alſo in einer Minute auf 30 bis 37 Ziegel beziffert.

§. 235. **Walzwerke.** Die zur Eiſenerzeugung angewandten Walzwerke unterſcheiden ſich von den im erſten Capitel beſprochenen Walzwerken zur Zerkleinerung in der Wirkungsweiſe vornehmlich dadurch, daß die Walzen ringsum auf ihrer Oberfläche mit Furchen (*Kalibern*) verſehen ſind, durch welche das Eiſen in Folge der Walzendrehung hindurchgezogen wird, ſo daß die Maſſe vermöge des erheblichen, zwiſchen den Walzen auftretenden Druckes in dieſe Kaliber eingepreßt wird und die Walzen in Form eines prismatiſchen Stabes verläßt, deſſen Querſchnitt mit dem des betreffenden Kalibers übereinſtimmt. Durch wiederholtes Hindurchziehen durch allmählich engere Kaliber entſtehen die bekannten Stangen oder Stäbe von verſchiedenen Querſchnittsformen, wie ſie als Flach-, Quadrat-, Rundeiſen oder als Winkeleiſen, T-Eiſen, Eiſenbahnſchienen u. ſ. w. gebraucht werden. In Fig. 998 ſind einige ſolcher Kaliber dargeſtellt, von denen ein ſolches wie *a*, welches durch entſprechende Furchen in beiden Walzen hergeſtellt iſt, ein *offenes* heißt, während bei den *geſchloſſenen* Kalibern, wie *b* und *c*, der beabſichtigte Durchgangsquerſchnitt vollſtändig in der einen, in der Regel in der

unteren Walze *A* enthalten iſt, und die andere Walze *B* mit einem entſprechenden Vorſprunge in die Vertiefung der erſteren eingreift. In der Regel treten dabei ſeitliche Ringe *d* der das Kaliber enthaltenden Walze *A* in paſſende Furchen (Ringelſpuren) *e* der anderen Walze ein, wodurch eine Verſchiebung der Walzen gegen einander verhütet wird. Bei Walzen zur Herſtellung von Platten und Blechen fallen dieſe ſeitlichen Ringe, ſowie überhaupt die Kaliber ganz fort, indem die beiden genau cylindriſchen Walzen das zwiſchen ihnen hindurchgehende Eiſen nur von oben und unten formen, ſo daß die Ränder unregelmäßig ausfallen, wenn man nicht durch beſondere Vorrichtungen auch hier für eine ebene Begrenzung ſorgt, wie es in den ſogenannten Univerſalwalzwerken (ſ. w. u.) geſchieht.

Das Eiſen wird in dieſen Walzen immer im glühenden Zuſtande bearbeitet, weshalb die Anzahl der auf einander folgenden Durchgänge oder

Fig. 998.




Stiche eine beſchränkte iſt, wegen der eintretenden Abkühlung der Maſſe, die um ſo ſchneller ſtattfindet, je mehr das Eiſen durch wiederholtes Walzen verdünnt, alſo die der Abkühlung unterworfene Oberfläche vergrößert wird. Natürlich findet bei jeder ſolchen Verkleinerung des Querſchnittes eine entſprechende Verlängerung des Stabes ſtatt, welche ſich mit Rückſicht darauf leicht ermitteln läßt, daß das Volumen des Stabes, abgeſehen von dem geringen Verluſte durch Abbrand, während des ganzen Vorganges daſſelbe bleibt. Nur wenn die Walzen gleichzeitig zum Ausſchweißen der Luppen dienen, findet eine Volumenverminderung durch das Zuſammenſchweißen der einzelnen Theile, ſowie durch das Auspreſſen der Schlacken ſtatt. Ehe die Wirkungsweiſe der Walzen näher betrachtet wird, ſei die Einrichtung eines gewöhnlichen Walzwerkes beſprochen.

In Fig. 999 (a. f. S.) [1]) iſt eine ſogenannte Walzenſtraße mit zwei

[1]) Aus A. Ledebur, Die Verarbeitung der Metalle 1877.

Walzenpaaren $AA'$ und $BB'$ dargeſtellt, von denen $A$ zum Vorwalzen der Luppen und $B$ zum Fertigwalzen der Rohſchienen von rechteckigem Querſchnitte dient, wie ſie zur Herſtellung der Packete dienen, aus denen irgend welche Profileiſen in einem zweiten Walzwerke angefertigt werden, deſſen Kaliber die entſprechenden Formen haben. Je zwei Walzen $AA'$ und $BB'$ ſind in zwei gußeiſernen Ständern $C$ von kräftigen Abmeſſungen über einander gelagert, ſo daß die unteren Walzen feſtliegen, während die Oberwalzen in gewiſſem Betrage ſich heben können, ſobald die zu walzende Stange auf der einen Seite zwiſchen die Walzen eingeführt (eingeſtochen) wird. Von der Welle $a$, die von einer mit einem ſchweren Schwungrade ausgerüſteten Dampfmaſchine umgedreht wird, werden die Walzen bewegt, ſobald die ausrückbare Kuppelung $ee'$ eingerückt iſt. Vermittelſt der Spindeln $r$ und der Muffen $p$ iſt die Welle $d$ mit den Unterwalzen $AB$ verbunden, während die Oberwalzen durch die Zahnräder $FF'$ (Krauſeln) in entgegengeſetzter Richtung umgedreht werden. Auch die Axe des oberen Kammrades $F'$ iſt durch Spindeln $r'$ und Muffen $m$ mit den oberen Walzen verbunden, und zwar ſo, daß den oberen Walzen die gedachte ſenkrechte Bewegung in den Walzenſtändern ermöglicht iſt. Nur ſelten wird die Bewegung durch Kammräder $cc'$ jenſeits der Walzen auf die Oberwalze übertragen; meiſtens werden die Oberwalzen in allen Paaren unmittelbar mit einander durch Spindeln wie $r'$ und Kuppelungen $m$ verbunden. In manchen Fällen dagegen wird die obere Walze überhaupt nicht von der Betriebswelle angetrieben, ſondern von der Unterwalze vermöge der Reibung mitgeſchleppt (Schleppwalze). Dieſe Anordnung eignet ſich indeſſen, wie aus den in §. 25 angeſtellten Betrachtungen ſich ergiebt, nur für geringere Widerſtände.

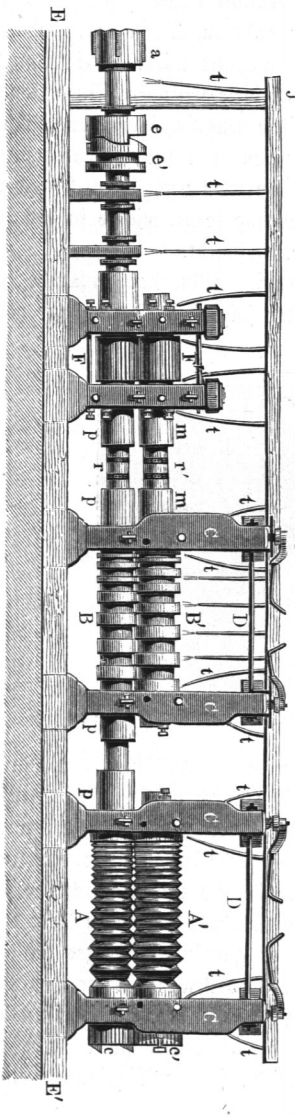



Fig. 999.

Je zwei Ständer ſind mit einander durch Queranker $D$ zu einem feſten, auf die Fundamentalplatte $EE'$ geſchraubten Walzengerüſte verbunden, und ebenſo iſt für die Kammräder oder Krauſeln ein beſonderes Krauſelgerüſt vorgeſehen. Je nach dem beabſichtigten Zwecke enthält eine Walzenſtraße zwei, drei und noch mehr Walzengerüſte, zuweilen, z. B zum Blechwalzen, iſt auch nur ein Gerüſt vorhanden. Durch die Röhren $t$ wird aus einer

Fig. 1000.

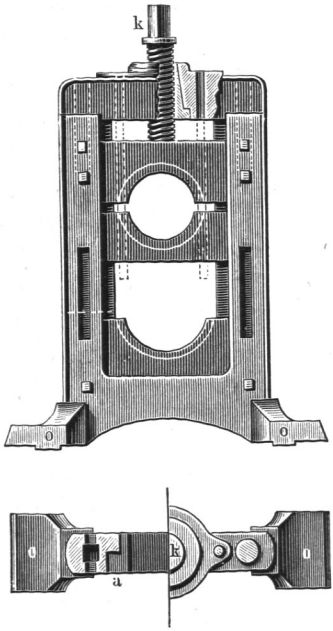
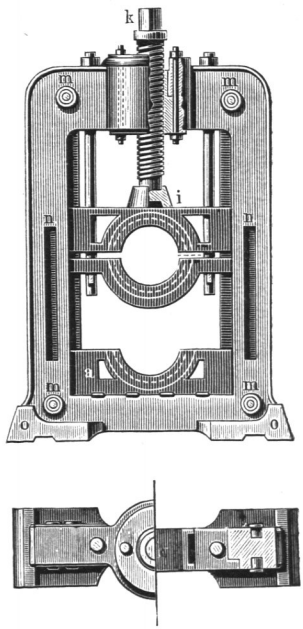



Fig. 1001.




Waſſerrinne $J$ unabläſſig Kühlwaſſer in dünnen Strahlen auf die Walzen und Lager geführt.

Die Figuren 1000 [1]) und 1001 [1]) zeigen die gewöhnlichen Ständer, in welche die Lager entweder von oben, Fig. 1000 (Kappenſtänder), oder von der Seite, Fig. 1001 (Rahmenſtänder), eingelegt werden. Die untere Walze erhält nur ein Unterlager, da ſie immer durch ihr Eigengewicht ſowohl wie durch den beim Walzen ausgeübten Druck nach unten gepreßt wird. Dagegen iſt für den Zapfen (Laufzapfen) der Oberwalze ſowohl oben wie unten eine Lagerſchale anzubringen, von welchen die untere das Gewicht der Walze in deren Stillſtande oder Leergange tragen muß, während die beiderſeitigen

[1]) Aus Wedding, Handbuch der Eiſenhüttenkunde, Abth. III. Braunſchweig 1874.

Oberlager beim Walzen mit derjenigen Kraft nach oben gepreßt werden, um welche der zwiſchen den Walzen ſtattfindende Druck das Eigengewicht der Oberwalze überſteigt. Dieſer zwiſchen den Walzen auftretende Druck iſt immer viel größer als das Gewicht der Walze, insbeſondere bei dem Einſtechen des Eiſens, ſo daß in dieſem Augenblicke die von dem Unterlager getragene oder auf der unteren Walze ruhende Oberwalze mit einem ſtarken Stoße gegen das Oberlager geworfen wird. Zur Begrenzung des Aufſteigens dient die ſtarke Schraubenſpindel *k*, deren Muttergewinde in dem Ständer enthalten ſind, und welche mittels eines Schlüſſels an dem vierkantigen Ende umgedreht wird. Selbſtverſtändlich müſſen die Stellſchrauben für beide Zapfen der Walze übereinſtimmend geſtellt ſein, damit die Axe der Oberwalze immer mit der unteren parallel bleibt. Bei den gewöhnlichen Walzen, wie bei den in Fig. 999 dargeſtellten, werden dieſe Schrauben während des Walzens nicht verſtellt, wogegen man bei den cylindriſchen Blechwalzen nach jedem Stiche die Schrauben beiderſeits übereinſtimmend um den Betrag herabſtellt, um den die Dicke des Bleches bei dem folgenden Durchgange verkleinert werden ſoll. Die Stellſchrauben läßt man zweckmäßig auf die Oberlager mit Hülfe ſogenannter Brechkapſeln *i*, Fig. 1001, wirken, welche nur ſo ſtark ausgeführt werden, daß ſie dem gewöhnlichen Drucke widerſtehen, dagegen bei ungewöhnlich ſtarken Preſſungen zerbrechen, wodurch man der Gefahr entgeht, einem Bruche der Walze oder eines Ständers oder ſonſtigen, nur mit großem Zeit- und Koſtenaufwande erſetzbaren Maſchinentheiles ausgeſetzt zu ſein. Aus dem gleichen Grunde pflegt man auch die Spindeln, welche mittels der Muffen die Walzen unter einander oder mit den Krauſeln verbinden, als ſogenannte Brechſpindeln, d. h. entſprechend ſchwächer in den Abmeſſungen auszuführen, weil eine ſolche Spindel bei einem etwaigen Bruche verhältnißmäßig leicht zu erſetzen iſt. Auch hat man zu demſelben Zwecke die zur Verkuppelung dienenden Muffen als Brechkuppelungen ausgeführt, welche in der Weiſe eingerichtet ſind, daß die Betriebskraft mit Hülfe von hölzernen Keilen übertragen wird, die bei einem übermäßig großen Widerſtande abgeſchert werden und nachher leicht zu erneuern ſind. Auch Frictionskuppelungen ſind zu dem Zwecke in Vorſchlag gebracht, aber wohl nur ſelten angewandt worden, wegen der Mängel, welche den Frictionskuppelungen im Allgemeinen anhaften.

Bei der Verbindung der Walzen mit einander und mit den Krauſeln hat man eine genügende Nachgiebigkeit der Verbindung anzuſtreben, um der Oberwalze die erforderliche, oben angegebene Hebung und Senkung zu geſtatten. Dies wird vielfach einfach dadurch erreicht, daß man den Zapfen der Walzen und Spindeln in den Muffen einen geringen Spielraum beläßt, in Folge deſſen die Spindeln ſich ſchräg ſtellen können, ein Mittel, das nur

geringe Abweichung geſtattet und recht unvollkommen genannt werden muß, weil bei einer ſchrägen Stellung der Spindel oder Muffe der ganze Druck nur in einem Punkte übertragen werden muß, wie aus Fig. 1002 erſichtlich iſt, welche eine derartige Verbindung darſtellt. Den Zapfen und Muffen pflegt man hierbei meiſtens einen der in Fig. 1003 dargeſtellten Querſchnitte zu geben. Um auch für größere Neigungswinkel der Axen eine gute Verbindung zu erhalten, hat Ed. Daelen[1]) die in Fig. 1004 (a. f. S.) dargeſtellte Gelenkkuppelung für Walzen angegeben, welche von dem vorgedachten Uebelſtande frei iſt. Hier hat der Querſchnitt der Zapfen, ſowohl der Walzen $a$ wie der Kuppelungsſpindeln $b$, die quadratiſche Form mit gebrochenen Kanten, und die übergeſchobenen Muffen $c$ ſind in der Mitte, wo die Zapfen zuſammenſtoßen, ebenfalls quadratiſch. Von der Mitte aus erweitert ſich aber die Höhlung der Muffe nach den beiden Enden hin in zwei zu einander ſenkrechten Richtungen, indem nämlich zwei gegenüberſtehende Flächen nach dem einen und die beiden anderen Flächen nach dem anderen Ende hin divergiren. In Folge deſſen bildet jede Muffe mit den beiden in ihr enthaltenen Zapfen ein Univerſalgelenk, ſo daß die ſenkrechte Verſchiebung der Oberwalze $B$ ermöglicht wird, wobei die obere Kuppelungsſpindel $b_1$ ſich geneigt einſtellen kann und der bei der Kraftübertragung

Fig. 1002.

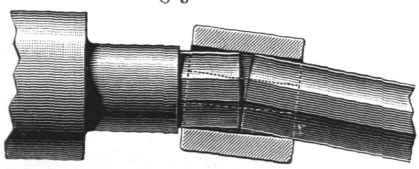
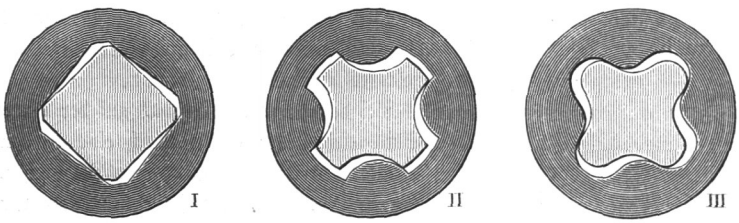


Fig. 1003.




auftretende Druck überall durch genügend große Berührungsflächen zwiſchen den Zapfen und Muffen aufgenommen wird. Um die Kuppelungsſpindeln am Verſchieben zu verhindern, dienen die Schrauben $n$, welche ſich gegen die abgerundeten Flächen der Muffen legen, während die unterſtützenden Lager $g$ die Spindeln an einer Durchbiegung verhindern. Aus der Figur iſt erſichtlich, wie das Lager $g_1$ der oberen Spindel auf einem an den

[1]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1883, S. 860.

Enden drehbar aufgehängten Rahmen *f* ruht, welcher einerſeits an den Krauſelſtänder bei *d* und andererſeits an dem verſchieblichen Lager *e* der Oberwalze drehbar angelenkt iſt. Die zu demſelben Zwecke von Schalten-

Fig. 1004.

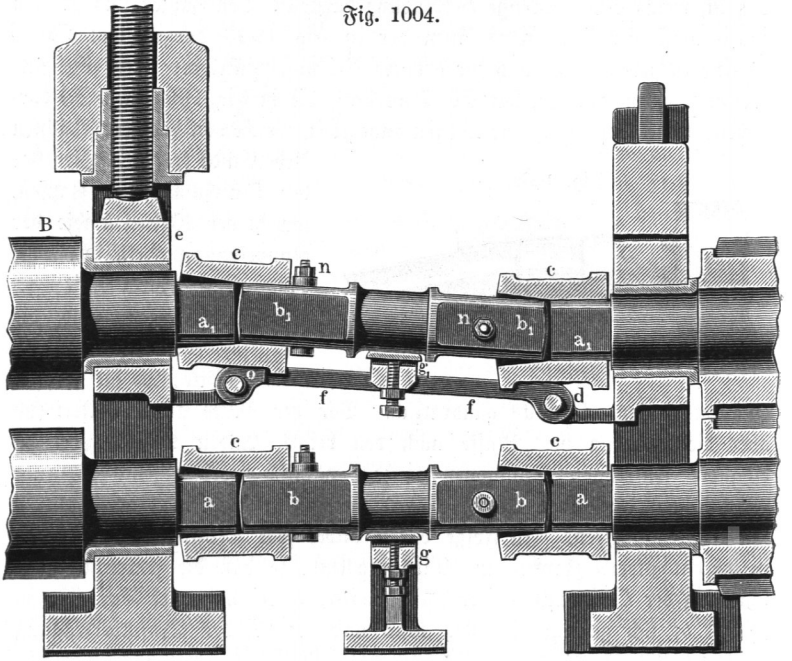
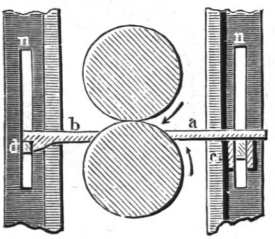



Fig. 1005.




brand [1]) angegebene Kuppelung kommt ebenfalls auf die Wirkung des Univerſalgelenkes hinaus.

Bei dem Walzen wird das auf der einen Seite eingeſteckte Eiſen durch eine an den Ständern befeſtigte Platte, den Walztiſch *a*, Fig. 1005, geſtützt, auf welcher man zur ſicheren Einführung in die verſchiedenen Kaliber beſondere, durch hervorſtehende Rippen gebildete Einläſſe oder Büchſen anbringt, die feſt oder verſtellbar auf dem Walztiſche angebracht werden. Auf der gegenüberſtehenden Austrittsſeite dagegen bringt man die Abſtreifmeißel *b* an, welche ſich einerſeits auf den Querſtab *d* ſtützen und mit

[1]) Dingler's polyt. Journal, Bd. 152, S. 23; Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1864, S. 264.

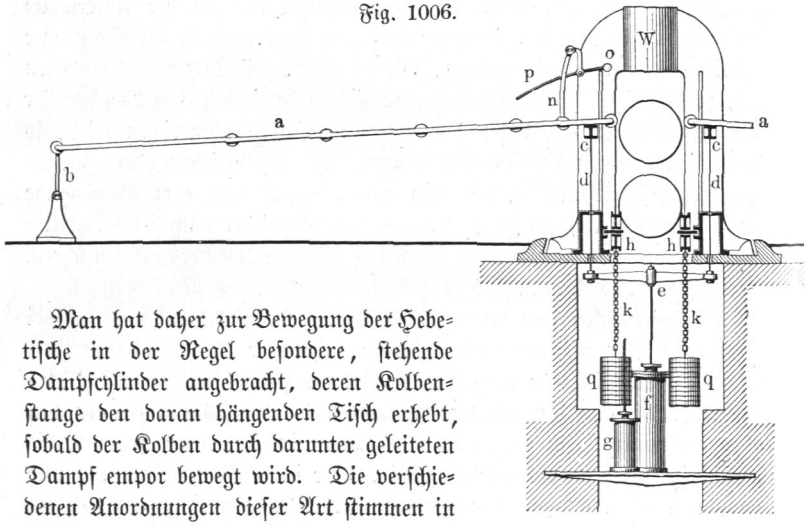
den anderen Enden auf der Walze in den Kalibern ſchleifen. Dieſe Abſtreifmeißel haben den Stab von der Walze abzulöſen, damit er ſich nicht in die Kaliber einklemme, und ihn fortzuleiten. Hierbei kann bemerkt werden, daß ein durch die Walzen hindurchgehendes Stück im Allgemeinen beſtrebt iſt, ſich um diejenige der beiden Walzen herumzubiegen, welche den kleineren Durchmeſſer und unter der Vorausſetzung gleicher Umdrehungszahlen die kleinere Umfangsgeſchwindigkeit hat, weil die größere Walze vermöge ihrer ſchnelleren Umfangsbewegung den Stab entſprechend zu ſtrecken ſucht, in Folge wovon derſelbe dort eine convexe Krümmung annehmen muß. Aus dieſem Grunde pflegt man der Oberwalze einen etwas größeren Durchmeſſer zu geben, damit die Abſtreifmeißel nur an der Unterwalze erforderlich werden. Wenn in gewiſſen Fällen doch auch an der Oberwalze Abſtreifmeißel nothwendig werden, wie es z. B. bei Blechwalzen eintreten kann, ſobald die Oberwalze durch nachheriges Abdrehen im Durchmeſſer kleiner geworden iſt und daher das Blech nach oben aufgebogen wird, ſo müſſen dieſe oberen Abſtreifmeißel derartig zum Zurückziehen oder Zurückklappen eingerichtet werden, daß man das Walzgut nach dem Durchgange über die Oberwalze heben kann, um es dadurch wieder nach der Eintrittsſeite zum erneuerten Durchgange durch das folgende Kaliber zurückzuführen.

Während dieſes *Ueberheben* des Walzſtückes über die Oberwalze bei leichten Arbeitsſtücken aus freier Hand erfolgen kann, bedient man ſich bei dem Walzen aller ſchwereren Gegenſtände beſonderer *Ueberhebevorrichtungen*, welche in ſehr verſchiedener Art ausgeführt werden. Bei denſelben läuft das aus den Walzen heraustretende Walzſtück auf einen mit Rollen verſehenen Tiſch auf, welcher entweder in Führungen ſenkrecht bis zum Scheitel der Oberwalze erhoben wird, oder in der Form eines auf- und niederſchwingenden Rahmens ausgeführt iſt. Das den Walzen zugekehrte Ende dieſes Rahmens wird bei deſſen Schwingung um die mit den Walzen parallele Drehaxe gehoben, ſo daß die Zurückführung des Walzſtückes durch Ueberſchieben deſſelben über die Oberwalze leicht bewirkt werden kann, was durch die Rollen des Hebetiſches erleichtert wird. Zweckmäßiger iſt es, auch auf der vorderen oder Eintrittsſeite der Walzen ebenſo wie auf der Austrittsſeite einen derartigen Hebetiſch anzuordnen, auf welchen das über die Oberwalze laufende Walzgut ſich auflegt, um bei der darauf folgenden Senkung wieder zwiſchen die Walzen geführt zu werden. Bei einer ſolchen Anordnung von Hebetiſchen zu beiden Seiten werden die Beſchädigungen vermieden, denen ſonſt das Walzſtück oder einzelne Theile des Walzwerkes durch Herabfallen des Arbeitsſtückes auf der Eintrittsſeite ausgeſetzt ſein können.

Zur Erhebung des Tiſches hat man zuweilen die Oberwalze ſelbſt benutzt, indem man auf den verlängerten Zapfen derſelben eine Treibſcheibe ſetzt,

um welche ein Seil in einer ganzen Umſchlingung gelegt iſt, ſo daß das eine freie Ende für gewöhnlich loſe herabhängt, während das andere Ende am Umfange einer größeren Scheibe befeſtigt iſt, die ſich auf einer über den Walzen gelagerten Welle befindet. Zwei auf dieſer Welle befeſtigte Kettenſcheiben tragen an den von ihnen ausgehenden Ketten den Hebetiſch, welcher ſomit erhoben wird, ſobald das gedachte loſe Ende des antreibenden Seiles ſtraff genug gezogen wird, ſo daß die Hebewelle dann von der ſtetig umlaufenden Oberwalze umgedreht wird. Als Nachtheil dieſer Einrichtung iſt die beträchtliche Abnutzung des Seiles anzuführen, welches auf der Scheibe des Walzzapfens ſchleifen muß, wenn es loſe gelaſſen iſt.

Fig. 1006.



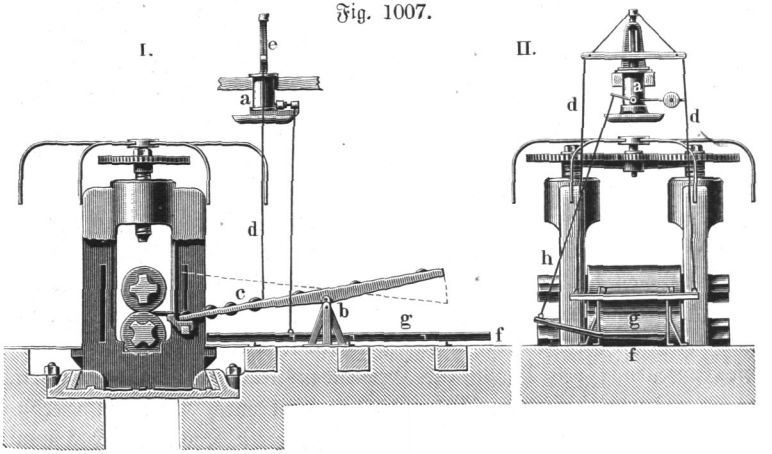

Man hat daher zur Bewegung der Hebetiſche in der Regel beſondere, ſtehende Dampfcylinder angebracht, deren Kolbenſtange den daran hängenden Tiſch erhebt, ſobald der Kolben durch darunter geleiteten Dampf empor bewegt wird. Die verſchiedenen Anordnungen dieſer Art ſtimmen in den weſentlichſten Einrichtungen mit einander überein und unterſcheiden ſich hauptſächlich nur in der Aufſtellung des Dampfcylinders, je nachdem derſelbe unterhalb, oberhalb oder zur Seite des Walzwerkes angebracht wird.

Eine Ueberhebevorrichtung mit unterhalb ſtehendem Dampfcylinder für ein Walzwerk zu Keſſelblechen iſt in Fig. 1006 [1]) dargeſtellt. Hieraus iſt erſichtlich, wie zu jeder Seite des Walzwerkes *W* ein Gitter aus zwei Schienen *a* gebildet iſt, die an dem einen Ende auf den Pendelſtützen *b* und am anderen vermittelſt der Querträger *c* und der Stangen *d* auf dem Querhaupte *e* des Dampfcylinders *f* ruhen. Wenn vermittelſt des in *g* ſpielenden Steuerſchiebers Dampf unter den Kolben von *f* geführt wird, ſo ſteigt das Querhaupt *e* in die höchſte, in der Figur dargeſtellte Lage, ſo

[1]) v. Hauer, Die Hüttenweſensmaſchinen, Leipzig 1876.

daß die Schienen *a* mit dem darauf ruhenden Bleche bis zum Scheitel der Oberwalze gehoben werden, und das Blech durch Vorſtoßen auf dieſe Walze vermöge deren Umdrehung zurückbewegt wird. Nachdem dies geſchehen, wird der Dampf aus dem Cylinder entlaſſen, worauf die beiden Tiſche ſich wieder ſenken, um das Blech von Neuem zwiſchen die nunmehr enger zuſammengeſtellten Walzen einzuführen. Die auf den Schienen *a* angebrachten Laufrollen erleichtern die Bewegung des Bleches auf den Tiſchen, während die über die Rollen *h* geführten Ketten *k*, welche einerſeits an das Querhaupt *e* angeſchloſſen und andererſeits durch die Gewichte *q* belaſtet ſind, dazu dienen, das Eigengewicht der Tiſche auszugleichen, ſo daß von dem Dampfkolben nur die Blechplatte gehoben werden muß. Bei dieſem Walzwerke ſind außer den in der Figur nicht weiter angegebenen Abſtreifmeißeln der

Fig. 1007.




unteren Walze auch für die Oberwalze ſolche Meißel *p* angeordnet, welche ſich um die Queraxe *o* drehen und bei dem Durchwalzen mit ihren Enden an die Oberwalze anlegen. Bei dem Heben der Tiſche werden dieſe oberen Meißel durch die Schubſtangen von der Oberwalze zurückgeſchlagen, wie in der Figur gezeichnet iſt, um dem Bleche freien Durchgang zu geſtatten.

Während bei der vorſtehend beſprochenen Ueberhebvorrichtung der Steuerſchieber für den Dampfcylinder aus freier Hand bewegt werden muß, wird bei der in Fig. 1007 dargeſtellten Hebevorrichtung von Bredt & Schuchard [1]), die auf dem Walzwerke von Harkort in Wetter in Gebrauch iſt, der Dampfcylinder durch einen Tritt geſteuert, auf welchem der Arbeiter auf der Austrittsſeite ſteht, ſo daß derſelbe die Hände frei hat zur Handhabung des Bleches. Hierbei iſt der zum Heben dienende Dampfcylinder *a* oberhalb

[1]) D. R.-P. Nr. 10434.

des Walzgerüſtes aufgeſtellt, und der um die Axe $b$ ſchwingende, nur einerſeits vorhandene Hebetiſch $c$ hängt mittels der beiden Stangen $d$ an einem Querhaupte der nach oben heraustretenden Kolbenſtange $e$. Der Arbeiter ſteht auf der um den mittleren Längsträger $f$ drehbaren Wippe $g$, welche nach der einen oder anderen Seite ausſchlägt, je nachdem der Arbeiter ſich auf den linken oder rechten Fuß ſtützt, und dieſe ſchwingende Bewegung der Trittplatte veranlaßt durch eine Zugſtange $h$ die geeignete Bewegung des Steuerventiles.

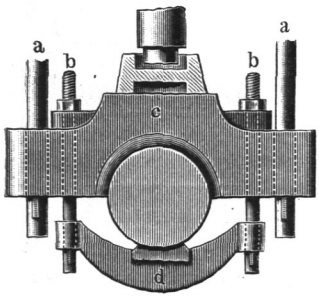
§. 236. **Fortsetzung.** Da bei vielen Walzwerken, insbeſondere bei den Blechwalzen, die Oberwalze bei dem Eintritte des Walzſtückes mit großer Kraft gegen die Stellſchraube geworfen wird, um nach dem Durchgange der Platte wieder auf die Unterwalze herabzufallen, ſo ſucht man die hierdurch veranlaßten Stoßwirkungen durch eine Gewichtsausgleichung der Oberwalze möglichſt herabzuziehen. Zu dieſem Zwecke wendet man meiſtens Gegengewichte an, welche an den langen Armen von ungleicharmigen Hebeln befindlich ſind, deren kurze Arme mittels Schubſtangen die Oberwalze tragen. Dieſe Hebel werden in der Regel unterhalb der Walzen in dem Fundamente und nur ſelten oberhalb angebracht, und zwar ſtützt man das Unterlager für jeden der beiden Walzenzapfen durch zwei Stangen, verwendet alſo im Ganzen vier Stangen, die entweder durch vier Hebel mit ebenſo vielen Gewichten, oder durch zwei gabelförmige Gewichtshebel emporgedrückt werden. Wenn die Oberwalze um größere Beträge gehoben werden muß, wie dies z. B. bei dem Walzen von Panzerplatten erforderlich iſt, ſo wird die Anwendung von Hebeln zur Gewichtsausgleichung dadurch erſchwert, weswegen man in ſolchen Fällen das Gewicht durch unter den Gerüſtſtändern aufgeſtellte Druckcylinder ausgleicht, deren Kolben durch Dampf oder Waſſer nach aufwärts gepreßt werden und mit je zwei Stangen den darüber befindlichen Walzenzapfen ſtützen. Man kann die das Unterlager der Oberwalze ſtützenden Stangen auch nach oben durch den Ständer hindurchführen und mit einem auf der Stellſchraube angebrachten Querträger verbinden, in welchem Falle die Hebung der Oberwalze durch die Stellſchraube geſchieht und durch die Gegengewichte erleichtert wird.

Bezeichnet man das Eigengewicht der Oberwalze mit $G$ und ſtellt $Q$ den Druck vor, welcher von den Hebeln oder Druckcylindern auf beide Zapfen ſenkrecht aufwärts ausgeübt wird, ſo hat man während des Stillſtandes oder Leerganges in $Z = G - Q$ die Kraft, mit welcher die beiden Zapfen zuſammen gegen die unteren oder die oberen Lagerſchalen gepreßt werden, je nachdem das Eigengewicht $G$ größer oder kleiner iſt als der Gegengewichtsdruck $Q$. Wenn nun beim Durchgange eines Walzſtückes von demſelben ein verticaler Druck $P$ auf jede der beiden Walzen ausgeübt wird, ſo hat

man in $P + G = Z_1$ den Zapfendruck für die untere Walze, während derjenige gegen die beiden Zapfen der Oberwalze durch $P - G + Q = Z_2$ ausgedrückt wird, unter der Voraussetzung, daß die Druckstangen der Gewichtsausgleichung, wie vorstehend angenommen worden, gegen das Unterlager der Walze drücken. Wenn man dagegen die in Fig. 1008 angegebene Anordnung wählt, bei welcher die Druckstangen *a* der Gewichtsausgleichung die Oberlager *c* tragen, an welche die Unterlager *d* durch die Schraube *b* gehängt sind, so ergiebt sich bei dem Walzen für die Zapfen der Oberwalze der kleinere Zapfendruck $P - G = Z_2$, so daß die zuletzt gedachte Anordnung nach Fig. 1008 auch einen erheblich kleineren Reibungswiderstand im Gefolge hat, als diejenige nach Fig. 1009 (a. f. S.).

Wie schon erwähnt, muß bei der Herstellung von Blech nach jedem Durchgange der Platte die Oberwalze entsprechend der beabsichtigten Verdünnung um eine bestimmte Größe gesenkt werden, wobei darauf zu achten ist, daß jeder der beiden Zapfen um genau denselben Betrag gesenkt wird, damit der Zwischenraum der Walzen an allen Stellen derselbe ist, wenn das Blech überall gleiche Dicke erhalten soll. Zu dem Zwecke ist bei den Blechwalzen eine Einrichtung zu treffen, vermöge deren die beiden Stellschrauben gleichzeitig um gleiche Winkel gedreht werden. Bei den kleineren Walzen werden dabei die Stellschrauben durch die Hand des Arbeiters umgedreht, während man bei größeren Walzen entweder eine besondere kleine Dampf- oder hydraulische Maschine anbringt, oder die Stellschrauben von einer besonderen Transmissionswelle aus bewegt; auch hat man den Antrieb dazu von dem Zapfen der Oberwalze aus abgeleitet.

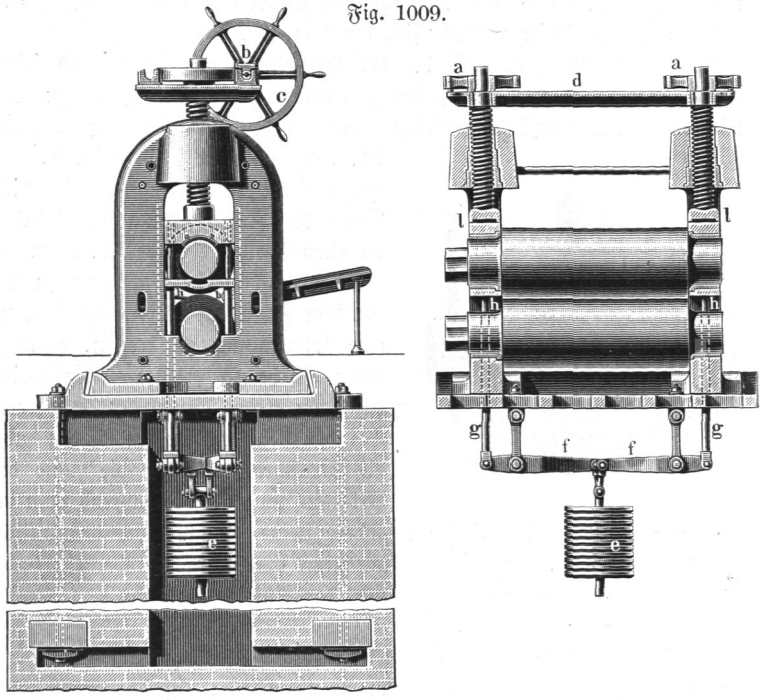
Fig. 1008.




Eine einfache Einrichtung zum gleichzeitigen Verstellen beider Schraubenspindeln durch Handbetrieb erhält man, wenn man auf das Ende jeder Spindel ein größeres Stirnrad setzt, und in diese beiden Räder ein gemeinsames, kleineres Zahngetriebe eingreifen läßt, das vermittelst eines auf seiner Axe befestigten Radsternes umgedreht wird. Die Arme dieses Radsternes sind so lang zu machen, daß ihre nach unten umgebogenen Enden dem Arbeiter zugänglich sind (siehe auch Fig. 1007). Statt der beiden Stirnräder kann man auch Kegelräder auf die Enden der Stellschrauben setzen, in welche kleinere Getriebe eingreifen, die auf einer gemeinsamen Querwelle befestigt sind, eine Einrichtung ähnlicher Art, wie sie für die senkrechte Verstellung des Querträgers bei Metallhobelmaschinen in Anwendung ist

(ſ. Fig. 538, §. 151). Eine derartige Anordnung, bei welcher ſtatt der Kegelräder Schrauben ohne Ende mit Schneckenrädern angewandt werden, iſt aus Fig. 1009 [1]) erſichtlich. In die beiden auf den Enden der Stellſchrauben befeſtigten Schneckenräder *a* greifen Schrauben ohne Ende auf der Querwelle *b* ein, die durch das Handrad *c* umgedreht wird. Dieſe Querwelle wird durch Lager unterſtützt, welche auf dem Rahmen *d* befeſtigt ſind, der auf Anſätzen der Stellſchrauben unmittelbar unter den Schneckenrädern ruht und ſo geſtaltet iſt, daß ſein Schwerpunkt möglichſt in der ſenkrechten Mittelebene der beiden Stellſchrauben gelegen iſt, damit dieſelben nicht durch

Fig. 1009.




einſeitige Belaſtung einem biegenden Momente ausgeſetzt ſind. Aus den Figuren iſt auch die Anordnung der Gewichtsausgleichung durch ein einziges Gegengewicht *e* zu erkennen, welches an die längeren Arme von zwei Belaſtungshebeln *f* gehängt iſt, die gabelförmig geſtaltet ſind, ſo daß an jeden Hebel zwei nach oben geführte Stangen *g* angeſchloſſen ſind. Dieſe Stangen finden ihre Geradführung in dem betreffenden Walzenſtänder und ſtützen das Unterlager *h* des Walzenzapfens, während die Stellſchraube

[1]) Aus A. Ledebur, Die Verarbeitung der Metalle, Braunſchweig 1877.

mittels der Brechkapfel *l* auf das Oberlager drückt. Das Ausgleichsgewicht muß daher bei dieſer Anordnung groß genug gewählt werden, um bei dem Zurückſchrauben der Stellſchrauben die Oberwalze zum Aufſteigen zu veranlaſſen.

Um die Oberwalze möglichſt ſchnell zu verſtellen, hat man die Bewegung von ihr ſelbſt dadurch abgeleitet, daß auf dem Zapfen zwei ausrückbare Kegelradgetriebe angebracht werden, von denen nach Erfordern das eine oder andere ein drittes Kegelrad umtreiben kann, das auf dem unteren Ende einer am Ständer feſt gelagerten ſtehenden Welle befindlich iſt, welche dann die Stellſchrauben in der einen oder anderen Art bewegt [1]). Auch hat man eine beſondere kleine Dampfmaſchine empfohlen [2]), welche auf den Stellſchrauben ruht und mit denſelben auf- und niederſteigt. Dieſe verſchiedenen Einrichtungen ſollen hier nicht eingehender beſprochen werden und es genüge die Bemerkung, daß man bei allen denſelben dafür ſorgen muß, daß auch die eine Schraube einzeln verſtellt werden kann, um jederzeit die parallele Lage der Walzen zu erzielen.

Bei der von Sachs [3]) empfohlenen Einrichtung wird der Druck gegen jedes Oberlager durch einen Plungerkolben ausgeübt, welcher in einem von dem Ständer gebildeten Cylinder ſpielt, und über welchem eine beſtimmte Menge Waſſer enthalten iſt, das nach außen durch ein belaſtetes Sicherheitsventil nur dann entweichen kann, wenn der Druck ein beſtimmtes Maß überſchreitet. Es wird hierdurch alſo die Brechkapfel unnöthig gemacht, während die Verſtellung der Oberwalze in der Höhe ebenfalls durch zwei Stellſchrauben veranlaßt wird, durch deren Umdrehung die gedachten Plunger höher oder tiefer geſtellt werden, womit gleichzeitig eine der Verſtellung entſprechende Waſſermenge aus den Cylindern ausgetrieben oder in ſie eingeſaugt werden ſoll.

Von den bisher beſprochenen Einrichtungen, bei denen nach jedesmaligem Durchgange des Bleches die Entfernung zwiſchen den beiden Walzen um eine beſtimmte Größe verkleinert wird, unterſcheidet ſich die für die Herſtellung dünner Bleche empfohlene Einrichtung des Walzens unter einem conſtanten Drucke, welche im Weſentlichen darin beſteht, daß auf jedes Oberlager ein hydrauliſcher Cylinder geſetzt wird, deſſen nach oben heraustretender Plungerkolben ſich gegen die darüber in gewöhnlicher Art angebrachte Stellſchraube ſtemmt. Die Cylinderräume unterhalb der Druckkolben ſtehen mit zwei Accumulatoren durch Röhren in Verbindung, ſo daß auf die Oberlager beſtändig derſelbe, von der Accumulatorpreſſung ab-

[1]) Berg- und hüttenmänniſche Zeitung 1879, S. 211.
[2]) Stahl und Eiſen 1883, S. 335.
[3]) Dingler's polyt. Journal 1882, Bd. 246, S. 359.

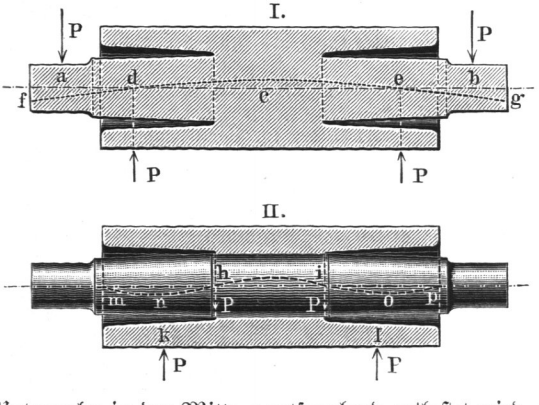
hängige Druck ausgeübt wird. Wenn mittels der Stellſchrauben zu Anfang des Walzens die Oberwalze bis zur Berührung mit der Unterwalze gebracht wird, ſo hebt ſich bei jedem Durchgange des Bleches die Oberwalze ſo weit, bis die von unten und von oben wirkenden Kräfte im Gleichgewichte ſind, wobei eine gewiſſe Waſſermenge nach dem Accumulator zurückbefördert wird, die nach dem Durchgange des Bleches bei dem Niederfallen der Walze wieder in die Druckcylinder eintritt. Die Hebung der Walze wird hierbei immer kleiner, und es bedarf einer Regelung der Höhenlage nicht, vielmehr findet das Walzen beſtändig unter demſelben Drucke ſtatt. Ein Bedenken gegen dieſe Art des Walzens unter gleichbleibender Preſſung iſt nur inſofern berechtigt, als es fraglich iſt, ob die beiderſeitigen Walzenzapfen ſich unter dem Einfluſſe des Accumulatordruckes immer um genau dieſelbe Größe heben, was durchaus erforderlich iſt, wenn das Blech an allen Stellen dieſelbe Dicke annehmen ſoll. Dieſe Bedingung wäre von vornherein nicht erfüllt, wenn die beiden Druckcylinder mit einem gemeinſamen Accumulator in Verbindung ſtehen würden; denn in ſolchem Falle würden ſich die beiden Walzenzapfen um verſchiedene Beträge heben müſſen, wenn das eingeführte Walzſtück nicht an allen Stellen denſelben Widerſtand darbietet. Es würde z. B. eine Platte von ungleicher Dicke an der ſtärkeren Seite den Zapfen zu einem höheren Anſteigen zwingen, als an der Seite, wo die Platte dünner iſt. Man erſieht hieraus, daß der geforderten Bedingung nur durch Anwendung von zwei geſonderten Accumulatoren für die beiden Walzenzapfen genügt werden kann, wenn gleichzeitig dafür geſorgt wird, daß die beiden Accumulatorkolben von gleichem Durchmeſſer ſich ſtets um genau denſelben Betrag heben und ſenken müſſen, eine Bedingung, deren Erfüllung mit Schwierigkeiten verknüpft ſein dürfte.

Die durch die Stellſchrauben auf die beiden Zapfen der Oberwalze ausgeübten Preſſungen biegen die Zapfen nach unten durch, in Folge deren der mittlere Theil oder Ballen der Walze nach den beiden Seiten hin mit größerem Drucke gegen die Unterwalze gepreßt wird, als in der Mitte, und der Zwiſchenraum in der Mitte größer, daher das Blech daſelbſt dicker ausfällt, als an den Seiten. Um dieſen Uebelſtand zu umgehen, hat man zuweilen die Walzen in der Mitte von vornherein entſprechend dicker ausgeführt (Bombiren), ſo daß bei der eintretenden Durchbiegung der Zwiſchenraum überall derſelbe wird; doch hat dieſes Mittel, abgeſehen von der ſchwierigen Herſtellung der genauen Wölbung, den Uebelſtand, daß bei einem geringeren Drucke, als dem für die Wölbung zu Grunde gelegten, die Walzen ſich dann in der Mitte berühren, ſo daß das erzeugte Blech dort dünner als an den Seiten ausfällt. Aus dieſen Gründen iſt von Schürmann in Düſſeldorf eine Ausführungsform nach Fig. 1010 zur Anwendung gebracht worden. Dieſe Walzen, die man wohl mit dem Namen

Antideflectionswalzen bezeichnet hat, ſind dadurch gekennzeichnet, daß der Ballen von jeder Seite her bis zu einer beſtimmten Entfernung von der Mitte eine coniſche Aushöhlung erhält, die durch Ausdrehen hergeſtellt wird, ſo daß von dem mittleren maſſiven Theile die zwei Schenkel ausgehen, welche an den Enden die Laufzapfen bilden. Statt deſſen kann man auch eine beſondere maſſive Axe aus Stahl oder Schmiedeeiſen nach Fig. 1010, II in die entſprechend ausgebohrte Walze einpreſſen. Die durch dieſe Ausführung zu erzielende Wirkung läßt ſich etwa in folgender Weiſe erläutern.

Denkt man ſich bei einer gewöhnlichen, maſſiv ausgeführten Walze die beiden Zapfen in $a$ und $b$ je mit einem Drucke $P$ angegriffen, Fig. 1010, I, ſo muß die Unterwalze dagegen mit einer Geſammtkraft gleich $2P$ widerſtehen. Wäre die Walze vollkommen ſtarr, ſo könnte man eine gleichmäßige Vertheilung dieſes Gegendruckes über die ganze Länge der Unterwalze annehmen, welche daher eine reſultirende Preſſung in ihrer Mitte von der gedachten Größe $2P$ äußern würde. Wegen der unvermeidlichen Durchbiegung der Zapfen nach unten wird jedoch der mittlere Theil zwiſchen den Zapfen ſich nach oben durchbiegen, ſo daß die Unterwalze in der Mitte $c$ entſprechend entlaſtet wird, während nach beiden Seiten hin die Preſſungen zunehmen, ſo daß man annehmen kann, auf jeder Seite von der Mitte $c$ ſetzen ſich die Reactionen der Unterwalze zu je einer Mittelkraft $P$ zuſammen, die nahe den Enden des Ballens, etwa in $d$ und $e$, zur Wirkung kommt. Demgemäß würde die elaſtiſche Linie der Walze etwa einen Verlauf zeigen, wie er durch $fdeg$ angedeutet iſt.

Fig. 1010.




Bei einer Walze jedoch von der gedachten Form der Fig. 1010 werden zunächſt zwar auch die beiden Schenkel durch den Zapfendruck nach unten durchgebogen, doch iſt der Ballen der Walze in den ausgedrehten Seitentheilen nicht genöthigt, an dieſer Durchbiegung ſich zu betheiligen, da der unmittelbare Zuſammenhang daſelbſt in Folge der Aushöhlung fehlt. Nur in dem mittleren Theile zwiſchen $h$ und $i$, Fig. 1010, II, iſt die Walze genöthigt, an der daſelbſt ſtattfindenden Durchbiegung nach oben theilzunehmen, ſo daß auch hier eine gewiſſe Entlaſtung der Unterwalze in der

Mitte und eine entſprechend ſtärkere Preſſung nach den Seiten hin eintritt. Es möge demgemäß zu jeder Seite der Mitte die Mittelkraft aus allen Reactionen einer Walzenhälfte in $k$ und $l$ wirkſam ſein, ſo ſuchen dieſe beiden aufwärts gerichteten Preſſungen den zwiſchen $h$ und $i$ feſtgehaltenen Ballen der Walze zu beiden Seiten aufwärts zu biegen, ſo daß der Verlauf der elaſtiſchen Linie für den Ballen der Walze ungefähr durch die Curve $mnhiop$ dargeſtellt ſein mag, welche in der Mitte nach oben und zu beiden Seiten nach unten convex ausfällt. Wenn es auch nicht möglich iſt, durch die Rechnung den genauen Verlauf dieſer Curve feſtzuſtellen, ſo erkennt man doch, daß die Abweichung der geraden Ballenbegrenzung von dieſer Form hier erheblich geringer ausfallen muß, als bei einer maſſiven Walze, für welche die Durchbiegung etwa der Linie $fdeg$, Fig. 1010, I, folgt. Dies wird auch durch Verſuche beſtätigt, und zwar führt der Erfinder an, daß man in den gewöhnlichen Fällen dann die geringſte Abweichung von der geraden Linie in Folge der eintretenden Biegung erhalte, wenn der mittlere Theil $hi$ etwa gleich 0,35 bis 0,38 der Ballenlänge $mp$ gemacht wird.

§. 237. **Kehrwalzwerke.** Bei dem Betriebe der im Vorſtehenden beſprochenen Walzwerke vergeht zwiſchen zwei auf einander folgenden Stichen eine mehr oder minder große Zeit, während welcher das Walzgut bis zum Scheitel der Oberwalze erhoben und über dieſelbe zurückgegeben wird. Dies iſt nicht nur wegen der verringerten Leiſtung des Walzwerkes, ſondern auch wegen der in den Pauſen ſtattfindenden Abkühlung des Eiſens nachtheilig, da hierdurch die Zahl der in einer Hitze möglichen Stiche vermindert wird. Dieſer Nachtheil iſt daher ganz beſonders bei dem Walzen ſehr langer und dünner Gegenſtände ſtörend, die vermöge ihrer großen Oberfläche bei der beträchtlichen Zeit jedes einzelnen Durchganges ohnehin einer ſchnellen Abkühlung unterworfen ſind. Man hat daher für ſolche Fälle die Walzwerke ſo eingerichtet, daß die Walzen abwechſelnd nach entgegengeſetzten Richtungen umgedreht werden, ſo daß es möglich iſt, den aus den Walzen auf der einen Seite ausgetretenen Stab auf derſelben Seite ſogleich in ein anderes Kaliber zu führen, durch welches er vermöge der unterdeſſen umgekehrten Drehungsrichtung der Walzen nach der vorherigen Eintrittsſeite zurückgeführt wird. Da man bei einer ſolchen Einrichtung des Walzwerkes, das hier als Kehrwalzwerk (Reverſirwalzwerk) bezeichnet werden ſoll, das Walzgut nach dem Durchgange auch nicht zu heben nöthig hat, ſo geht zwiſchen zwei Stichen nur die Zeit verloren, welche zur Umkehrung der Bewegung erforderlich iſt. Man hat daher die Einrichtung ſo zu treffen, daß die Bewegung ſich möglichſt ſchnell umkehren läßt. Hierzu kommt es weſentlich darauf an, die einem Wechſel der Bewegung unterworfene umlaufende

Masse so klein zu halten, wie es überhaupt möglich ist, indem mit dieser Masse die Zeit zunimmt, welche sowohl zur Verzögerung der Geschwindigkeit bis zum Stillstande, wie auch zur nachherigen Beschleunigung bis zur normalen Geschwindigkeit erforderlich ist, abgesehen davon, daß bei jedem Bewegungswechsel die in den umlaufenden Massen enthaltene lebendige Kraft verloren geht. In Bezug auf den beim Walzen stattfindenden Vorgang mag noch bemerkt werden, daß im Kehrwalzwerke das Walzgut abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen gezogen wird und bald das eine, bald das andere Ende in die Walzen eintritt, wogegen bei dem gewöhnlichen Walzwerke ohne Umkehr der Stab immer mit demselben Ende zwischen die Walzen eingeführt und daher auch immer nach derselben Richtung ausgereckt wird.

Man kann die Bewegung der Walzen hauptsächlich in zweifacher Art umkehren. Das eine Mittel besteht darin, daß man die antreibende Dampfmaschine mit einer Umsteuerungsvorrichtung nach Art der Locomotiven und Fördermaschinen versieht, in welchem Falle die untere Walze, wie vorstehend angenommen, unmittelbar mit der Welle der Dampfmaschine verbunden sein oder aber auch durch ein Rädervorgelege schneller bewegt werden kann. Das andere Mittel gestattet, die Dampfmaschine immer nach derselben Richtung umlaufen zu lassen, indem die Umkehrung durch ein Wendegetriebe veranlaßt wird, welches zwischen die Axe der Dampfmaschine und das Walzwerk eingebaut ist und solche Einrichtung zu erhalten hat, daß die Walzen je nach Bedarf sowohl in der einen wie in der anderen Richtung umgedreht werden. Derartige Getriebe, die auch als Reversirkuppelungen bezeichnet werden, haben dem zuerst angegebenen Mittel der umsteuerbaren Dampfmaschinen (Reversirmaschinen) gegenüber den Vortheil der größeren Einfachheit, sowohl in Hinsicht der Ausführung wie des Betriebes; sie leiden aber vielfach an dem Uebelstande, bei dem Umkehren starke Stoßwirkungen zu veranlassen, die um so heftiger ausfallen, je größer die umlaufenden Massen und deren Geschwindigkeiten sind, und die leicht zu Brüchen der in der Kuppelung enthaltenen Zahnräder führen. Trotzdem man sich vielfach bemüht hat, Kuppelungen für den vorliegenden Zweck anzugeben, welche von diesem Uebelstande frei sind, und insbesondere durch Anwendung von Frictionskuppelungen die Stöße vermeiden, so ist man doch in der neueren Zeit mehr und mehr von der Verwendung solcher Wendegetriebe oder Reversionskuppelungen zurückgekommen, und man zieht daher die Aufstellung von umsteuerbaren Dampfmaschinen in der Regel vor, sofern man nicht etwa dem Dreiwalzensystem (siehe den folgenden Paragraphen) den Vorzug vor dem Kehrwalzwerke giebt.

In Betreff der für Kehrwalzen angewandten Reversirmaschinen ist anzuführen, daß diese Maschinen immer als Zwillingsmaschinen wie die Loco-

motiven auszuführen ſind, damit ſie in jeder beliebigen Kurbelſtellung, in der ſie angehalten werden, auch wieder angelaſſen werden können, und damit man eines Schwungrades nicht bedarf, welches in dem vorliegenden Falle die Uebergangspauſen zwiſchen den Bewegungswechſeln in ganz unzuläſſiger Weiſe verlängern würde. Es iſt auch leicht erklärlich, daß dieſe Maſchinen ſtärker ausgeführt werden müſſen, als ſolche Walzenzugmaſchinen, die fortdauernd in derſelben Richtung umlaufen, wie es bei dem gewöhnlichen Walzwerke oder bei der Anwendung einer Reverſionskuppelung der Fall iſt, weil hierbei die Wirkung des Schwungrades weſentlich in Betracht kommt. Das letztere hat nämlich diejenige Arbeit in ſich aufzunehmen, welche von der Dampfmaſchine in der Zeit ausgeübt wird, während welcher das Walzgut außerhalb der Walzen befindlich iſt, und giebt dieſe Arbeit während des darauf folgenden Stiches wieder zurück. Dieſe Walzpauſen ſind offenbar bei dem gewöhnlichen Walzwerke mit unveränderter Bewegungsrichtung ſehr erheblich und im Allgemeinen größer als die eigentlichen Walzzeiten, woraus man die Nothwendigkeit erkennt, ſolche Walzwerkmaſchinen mit ſehr ſchweren und ſchnelllaufenden Schwungrädern auszuſtatten, die genügen, um die Arbeit der Dampfmaſchine in der Walzpauſe aufzunehmen, ohne in unzuläſſiger Weiſe dadurch beſchleunigt zu werden. Für den ganzen Walzvorgang iſt demnach die Wirkung des Schwungrades hervorragend wichtig, indem das letztere, wenn es die beim Leergange aufgenommene Arbeit bei dem darauf folgenden Stiche wieder abgiebt, einen erheblichen Widerſtand zu bewältigen ermöglicht, welchen die Dampfmaſchine allein nicht zu überwinden vermöchte.

Bei dem Betriebe eines Kehrwalzwerkes mittels eines geeigneten Wendegetriebes wird ebenfalls während der Walzpauſe die von der Dampfmaſchine geleiſtete Arbeit von dem Schwungrade aufgenommen, das in ſolchem Falle vorhanden iſt, weil die Dampfmaſchine nicht umgeſteuert wird; doch ſind hierbei die Walzpauſen vergleichsweiſe viel kürzer, als bei einem Walzwerke mit unveränderlicher Drehungsrichtung, ſo daß alſo hier die Wirkung des Schwungrades weniger in Betracht kommt. Jedenfalls wird aber auch hier die Dampfmaſchine wegen ihres ununterbrochenen Ganges kleiner ſein dürfen, als unter ſonſt gleichen Verhältniſſen eine Reverſionsmaſchine gemacht werden muß.

Nachtheilig für die Reverſionsmaſchinen iſt hierbei noch der Umſtand, daß dieſelben nur mit geringer Expanſion, alſo nur unvortheilhaft aus dem Grunde arbeiten können, weil man bei der Annahme einer geringen Cylinderfüllung die Maſchine trotz der unter rechtem Winkel angebrachten Kurbeln nicht in jeder Stellung in Gang ſetzen kann. Wollte man z. B. nur halbe Füllung der Cylinder anwenden, ſo würde, wenn die eine Kurbel im todten Punkte ſteht, die andere zwar in günſtiger Lage ſich befinden, aber eine Um-

drehung nicht einleiten können, weil der Dampf in dem zugehörigen Cylinder abgeſchloſſen iſt. Man wendet deshalb immer nur geringe Expanſion an, entſprechend einer Füllung der Dampfcylinder von etwa 0,75, und vermeidet aus dieſem Grunde auch eine merkliche Compreſſion, wie ſie mit der Voreilung des Schiebers verbunden iſt. Von den Vortheilen der Woolf'ſchen und Verbundmaſchinen kann man daher auch keinen Gebrauch machen; es wird angegeben, daß eine als Verbundmaſchine ausgeführte Maſchine von Tannet, Walker & Co.[1]) nachträglich ſogar in eine gewöhnliche Zwillingsmaſchine umgeändert werden mußte. Nur bei der Anwendung des Drillingsſyſtemes hat man in dem Walzwerke in Neunkirchen[1]) die Füllung bis auf 0,4 herabziehen können. Hierzu tritt der Nachtheil, daß bei dem jedesmaligen Wechſel der Bewegungsrichtung die vor den Kolben befindlichen Cylinderräume immer erſt von Neuem mit friſchem Keſſeldampfe gefüllt werden müſſen, womit ein Verluſt an Dampf von 0,5 bis 1,5 einer Cylinderfüllung verbunden iſt, ein Verluſt, der um ſo empfindlicher iſt, je öfter die Wechſel vorgenommen werden müſſen, alſo je kürzer das Walzſtück iſt.

Zum Umſteuern dieſer Maſchinen, wozu ein ſehr gewandter Maſchinenführer erforderlich iſt, verwendet man meiſtens die in dem zweiten Theile beſprochenen Couliſſenſteuerungen, und zwar wird in der Regel der Steuerhebel durch einen beſonderen kleinen Hülfscylinder mit Dampf- oder Waſſerdruck bewegt, wobei man durch einen geeigneten Katarakt den Stoß bei dem Umlegen des Hebels zu verhindern ſucht. R. M. Daelen[2]) hat auch vorgeſchlagen, das Walzwerk mit zwei geſonderten Dampfmaſchinen zu betreiben, welche nach entgegengeſetzten Richtungen umgehen und die abwechſelnd zur Wirkung kommen, je nachdem man durch eine, am beſten hydrauliſche Kuppelung die eine oder andere Maſchine mit dem Walzwerke verbindet. Hierbei wird jedes Umſteuern vermieden, indem die Maſchinen unausgeſetzt umlaufen, und in der Zeit, während der ſie die Walzen nicht umzudrehen haben, ihr Schwungrad beſchleunigen. Mit dieſer Anordnung iſt der Vortheil verbunden, daß das Walzwerk auch noch im Betriebe erhalten werden kann, wenn die eine Maſchine reparaturbedürftig wird, in welchem Falle die andere Maſchine allerdings mit Zuhülfenahme eines Ueberhebens die Walzen unverändert nach derſelben Richtung umzudrehen hätte.

Zum Vor- und Rückwärtswalzen hat man auch oscillirende Sectoren[3]) vorgeſchlagen und angewendet, welche durch eine von der Dampf-

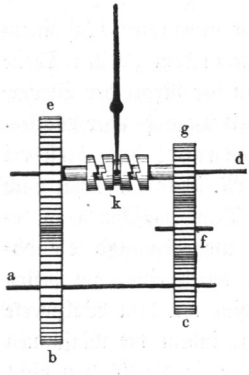
[1]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1884, S. 42.
[2]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1875, S. 98.
[3]) v. Hauer, Die Hüttenweſensmaſchinen, Leipzig 1876.

maſchine hin und her bewegte Zahnſtange oder unmittelbar von dem Kreuzkopfe der Dampfmaſchine aus in ſchwingende Bewegung verſetzt werden; jedenfalls ſind derartige Einrichtungen nur für Walzſtücke von geringer Länge, wie z. B. für die Luppen oder Gußblöcke (Ingots) der Stahlwerke verwendbar.

Wenn man trotz der vorgedachten Nachtheile der Umſteuermaſchinen die umkehrbaren Kuppelungen doch nur wenig verwendet, ſo iſt dies den Mängeln dieſer Einrichtungen zuzuſchreiben, insbeſondere dem Umſtande, daß bei ihrer Anwendung Stöße kaum zu vermeiden ſind, welche Brüche der Triebräder im Gefolge haben, durch die der ganze Walzbetrieb in der empfindlichſten Weiſe geſtört wird.

Die Einrichtung einer ſolchen umkehrbaren Kuppelung, die auch als Wendegetriebe bezeichnet werden kann, iſt aus Fig. 1011 zu erkennen, worin *a* eine von der Dampfmaſchine umgedrehte Vorgelegswelle vorſtellt, während *d* die Axe der unteren Walze bedeutet. Auf der Vorgelegswelle *a* ſind die beiden Zahnräder *b* und *c* befeſtigt, von denen das größere *b* in ein ebenſo großes *e* auf der Walzenwelle *d* eingreift, während das kleinere Rad *c* durch Vermittelung des Zwiſchengetriebes *f* das Zahnrad *g* auf der Walzenwelle in der entgegengeſetzten Richtung von derjenigen des Rades *e* umdreht. Da die beiden Räder *e* und *g* loſe auf die Walzenaxe geſteckt ſind, ſo kommt es alſo nur darauf an, je nach Bedarf entweder das eine oder das andere feſt durch die Kuppelung *k* mit der Walzenwelle zu verkuppeln, um die Walzen nach der einen oder anderen Richtung umzudrehen, und zwar erfolgt die Bewegung nach beiden Richtungen mit derſelben Geſchwindigkeit, welche auch der Welle *a* zu eigen iſt, wenn die beiden Räder *b* und *e* ebenſo wie diejenigen *c* und *g* unter ſich gleich groß ſind. Die gedachte Verkuppelung kann, wie aus der Figur erſichtlich iſt, durch die doppelte Zahnkuppelung *k* erzielt werden, wenn der mittlere, auf der Welle nicht drehbare, aber verſchiebliche Theil in die an dem Rade *e* oder *g* angebrachten Zähne eingerückt wird. Es iſt ohne Weiteres klar, daß die Anwendung einer derartigen Zahnkuppelung bei größerer Umdrehungsgeſchwindigkeit nothwendig die oben gedachten ſtarken Stoßwirkungen im Gefolge haben muß, weswegen man derartige Kuppelungen nur bei Geſchwindigkeiten, entſprechend etwa 25 Umdrehungen in der Minute, anwenden kann, wenn man vor Brüchen ſicher ſein will. Für größere Geſchwindigkeiten hat man daher *Reibungskuppelungen* angewendet, welche während des Bewegungswechſels in

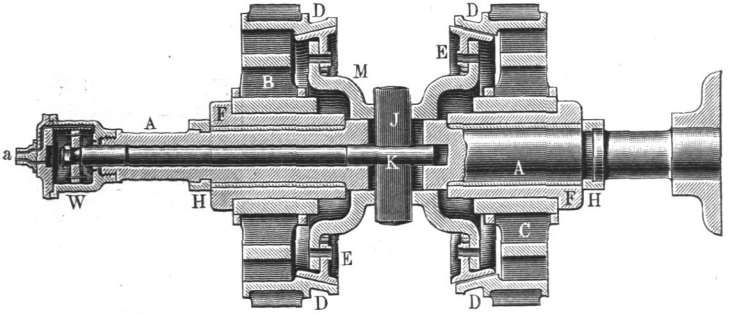
Fig. 1011.



gewiſſem Grade ſchleifen können und dadurch den Stoß herabziehen; auch hat man denſelben Zweck wohl durch Federn oder ein elaſtiſches Luftkiſſen zu erreichen geſucht, welches bei dem Angriffe der Kuppelungstheile zur Wirkung kommt.

Die Frictionskuppelung von Stevenſon[1]) iſt aus Fig. 1012 zu erkennen, worin $B$ und $C$ die beiden loſe auf Büchſen $F$ laufenden Kammräder ſind, in deren innerlich coniſch ausgedrehte Kränze $D$ die paſſenden Kegel $E$ eingedrückt werden können, welche zu der auf der Axe $A$ verſchieblichen Kuppelungsmuffe $M$ vereinigt ſind. Um dieſe Muffe zu verſchieben und den betreffenden Kegel mit hinreichender Kraft gegen das Kammrad gepreßt zu halten, dient ein Waſſerdruckcylinder $W$, deſſen Kolbenſtange $K$ durch einen Keil $J$ die Muffe $M$ nach der einen oder anderen Richtung verſchiebt, je nachdem das durch $a$ zugeführte Druckwaſſer vor oder hinter

Fig. 1012.




den Kolben geleitet wird. Die Kegel $E$ ſind hierbei aus einzelnen, nachſtellbaren Segmenten gebildet und der Neigungswinkel der Kegelfläche gegen die Axe nur klein gemacht, damit die Muffe nicht plötzlich, ſondern erſt allmählich mitgenommen wird, um Stöße thunlichſt zu vermeiden.

Abweichend von der vorſtehenden Anordnung des Druckcylinders in der Axe iſt bei dem Blechwalzwerke in Gelſenkirchen nach Fig. 1013 (a. f. S.) zwiſchen den Druckcylinder $W$ und die Schubſtange $K$ der Muffe ein doppelarmiger Hebel $Q$ eingeſchaltet worden, um die Preſſung zu ſteigern. Ein Uebelſtand dieſer Kuppelung beſteht darin, daß der bedeutende, zum Anpreſſen der Kegelflächen erforderliche Druck eine Verſchiebung der Axe $A$ anſtrebt und an dem betreffenden Bunde $H$ eine große ſchädliche Reibung hervorruft.

Um den letztgedachten Uebelſtand zu vermeiden, hat man die Kuppelungen vielfach ſo ausgeführt, daß die erforderliche Reibung durch ſenkrecht zur Axe wirkende Druckkräfte hervorgerufen wird, wofür noch im Folgenden zwei Beiſpiele angeführt werden mögen.

[1]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1872, S. 701.

Bei der in Fig. 1014 dargeſtellten Kuppelung von Tannet[1]) ſind die beiden loſe auf der Axe $A$ laufenden Kammräder $B$ und $C$ mit cylindriſchen Scheiben $D$ verſehen, deren Umfänge von den Bremsbändern $E$ umſchlungen werden. Zwiſchen den Zahnrädern iſt die feſt aufgekeilte Kuppelungsmuffe $F$ angebracht, welche an zwei entgegengeſetzt gelegenen Stellen ihres Umfanges zwei hydrauliſche Plunger $G$ trägt, auf welchen ſich die Kappen $H$

Fig. 1013.

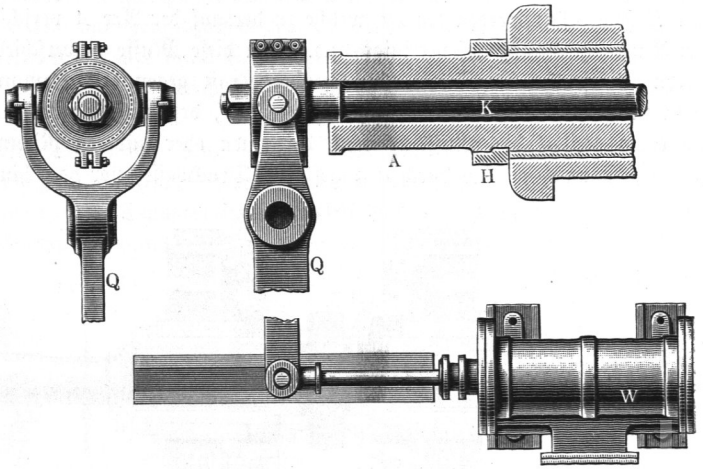
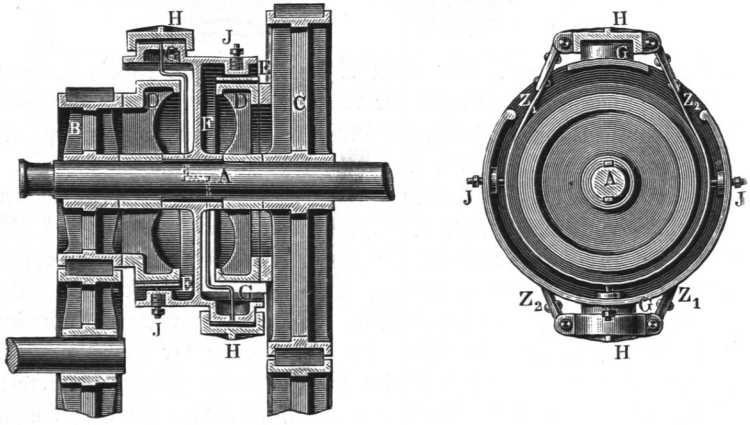



Fig. 1014.




verſchieben, wenn man Druckwaſſer unter ſie leitet, welches durch eine Bohrung der Axe $A$ zugeführt wird. Da an jede dieſer Kappen die Enden eines Bremsbandes angeſchloſſen ſind, ſo hat man es in der Hand, das eine

[1]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1872, S. 667.

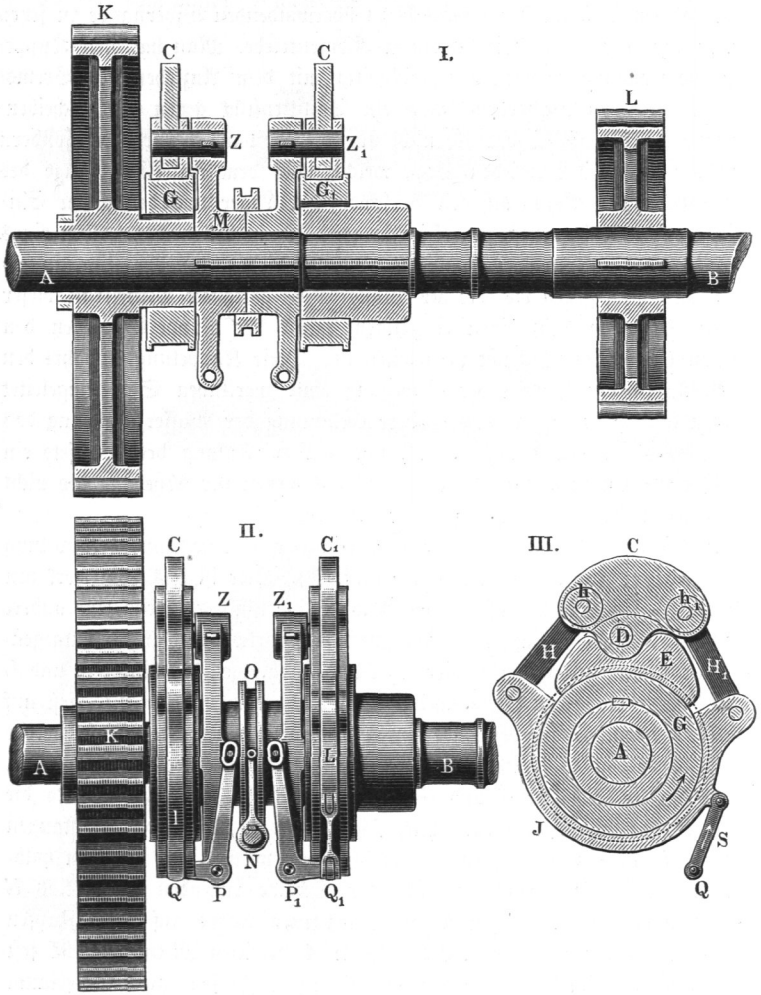
oder andere Bremsband anzuziehen, wodurch die Kuppelungsſcheibe $F$ und die Axe $A$ von dem betreffenden Rade nach der einen oder anderen Richtung mitgenommen wird. Der Druck des Waſſers gegen die eine Kolbenfläche iſt ſo zu bemeſſen, daß er gleich der Mittelkraft $M$ aus den Zugkräften $Z_1$ und $Z_2$ in den beiden Enden des Bremsbandes iſt, deren Differenz gleich dem an dem Umfange der Scheibe $D$ zu überwindenden Widerſtande zu ſetzen iſt, in ähnlicher Weiſe, wie bei einem Riementriebe. Man hat dieſe Kuppelung noch dahin verbeſſert, daß gleichzeitig mit dem Anziehen des Bremsbandes durch den Waſſerdruck auch ein Schlittenſtück gegen den Scheibenumfang gepreßt wird, wodurch nicht nur die Reibung vergrößert, ſondern auch der Nachtheil vermieden wird, welcher aus dem einſeitigen Zuge des Bremsbandes in Bezug auf den Verſchleiß der Lager und den guten Eingriff der Zahnräder entſteht. Da übrigens die in den beiden Enden eines Bremsbandes auftretenden Zugkräfte von verſchiedener Größe ſind, ſo erzeugt die ſchräg gegen die Axe des Plungers $G$ gerichtete Mittelkraft dieſer beiden Zugkräfte auch einen einſeitigen Druck der Kappe $H$ gegen den Kolben $G$, worauf Rückſicht zu nehmen iſt. Dieſe Kuppelung gewährt den Vortheil, daß der Wechſel der Bewegung ohne merklichen Stoß eingeleitet werden kann, wenn man durch geringe Eröffnung der Waſſerzuführung das Bremsband langſam genug anzieht, um ihm zu Anfang des Wechſels ein gewiſſes Gleiten zu geſtatten. Die Federn $J$ dienen zur Abhebung des nicht angezogenen Bremsbandes von ſeiner Scheibe.

Eine eigenthümliche und intereſſante Einrichtung zeigt die Umſteuerkuppelung von Napier, Fig. 1015, I, II u. III (a. f. S.). Hier iſt das Walzwerk mit der Welle $A$ gekuppelt, auf der das Rad $K$ loſe läuft, während eine andere Welle $B$ durch das feſt auf ihr befindliche Rad $L$ fortwährend in der entgegengeſetzten Richtung umgedreht wird. An den Drehungen der Räder $K$ und $L$ nehmen auch die beiden Bremsſcheiben $G$ und $G_1$ theil, von denen $G_1$ feſt auf der Welle $B$ und $G$ auf der Nabe von $K$ ſitzt. Die Walzwelle wird entweder von $G$ oder von $G_1$ mittels eines der beiden Bremsbänder mitgenommen, welche um die Scheiben $G$ und $G_1$ gelegt ſind. Zu dem Zwecke ſind die beiden Enden jedes Bremsbandes $J$, Fig. 1015, III, durch die Zugſtangen $H$ und $H_1$ an ein Gelenkſtück $C$ angeſchloſſen, welches ſich mit dem halbrunden Anſatze $D$ gegen einen auf der Scheibe ruhenden Bremsklotz $E$ ſtemmt und mittels in dieſem Anſatze enthaltenen Auges auf einen Zapfen $Z$ geſteckt iſt, der mit dem auf die Welle $A$ gekeilten Mitnehmer $M$ feſt verbunden iſt. Da das Auge von $D$ auf dieſem Zapfen etwas Spielraum hat, ſo wird gleichzeitig mit dem Anzuge des Bremsbandes auch der Bremsklotz $E$ feſt gegen die Scheibe $G$ gedrückt, ſo daß die Welle $A$ durch den Zapfen $Z$ mitgenommen wird, ſobald das Reibungsmoment am Umfange der Scheibe $G$ größer iſt, als das Moment des an der Walzwelle $A$ auf-

tretenden Arbeitswiderſtandes. Die gedachte Einrichtung wirkt als Differenzialbremſe in folgender Art.

Durch eine Steuerwelle $N$, Fig. 1015, II, kann ein auf dem Mitnehmer $M$ verſchieblicher Ring $O$ nach rechts oder links verſchoben werden, wodurch

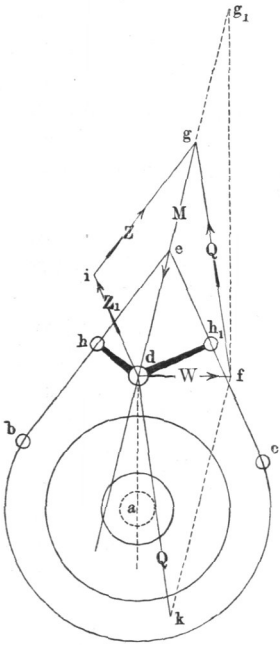
Fig. 1015.




vermittelſt der beiden Winkelhebel $P\,Q$ und $P_1\,Q_1$ das eine oder andere Bremsband durch eine Schubſtange $S$ in geringem Maße auf der Bremsſcheibe verdreht werden kann. Da die Winkelhebel $P\,Q$ an den Mitnehmer $M$ angelenkt ſind und der Ring $O$ ringsum mit einer Nuth für die Hebel-

arme der Steuerwelle $N$ verſehen iſt, ſo kann die gedachte Verdrehung ebenſowohl vorgenommen werden, wenn der Mitnehmer ſtill ſteht, wie auch, wenn er die Walzwelle $A$ nach der einen oder anderen Richtung umdreht. Beim Stillſtande des Mitnehmers, wobei der Ring $O$ und das Stellzeug die mittlere Lage einnimmt, ſind die beiden Bremsbänder und die Bremsklötze nicht feſt gegen die Scheiben gelegt. Denkt man ſich dann aber in Fig. 1015, III durch den Schub der Stange $S$ das Bremsband $J$ gegen die Scheibe gelegt, ſo wird durch die Drehung der letzteren in der Richtung des Pfeiles ein Zug in $H$ ausgeübt, welcher das Gelenkſtück $C$ links umdreht, wodurch wegen der Verſchiedenheit der Arme $Dh$ und $Dh_1$ das Bremsband feſter angezogen wird. Hierdurch ſteigert ſich die Reibung unter der Vorausſetzung, daß man das Stellzeug $N$ und die Schubſtange $S$ frei läßt, ſelbſtthätig ſo lange, bis der Mitnehmer und die Walzwelle folgen, ohne daß man nöthig hat, während der Bewegung einen Druck auf das Stellzeug auszuüben. Nur wenn die Bewegung gewechſelt werden ſoll, iſt durch das Stellzeug der Ring $O$ nach der entgegengeſetzten Seite hin zu verſchieben, ſo daß die Zugſtange $S$ durch einen der Pfeilrichtung entgegengeſetzten Zug das Bremsband wieder von der Scheibe ablöſt und bei weiterer Bewegung des Stellzeuges nach der anderen Seite derſelbe Vorgang des Einrückens ſich an dem anderen Bremsbande in derſelben Weiſe wiederholt. Da hierbei während des Bewegungswechſels die Bremsbänder theilweiſe auf den Scheiben gleiten, ſo läßt ſich bei geeigneter Anordnung der Vorrichtung der Stoß vermeiden. Die ganze Einrichtung wirkt ähnlich wie ein Sperrkegel und hat mit einem ſolchen auch die ſelbſtthätige Löſung bei der umgekehrten Bewegung der treibenden Welle gemein. Die Wirkungsweiſe dieſer Kuppelung wird beſſer als durch Rechnung vermittelſt eines zeichneriſchen Verfahrens deutlich, zu welchem Zwecke in Fig. 1016 der Kräfteplan dieſer Kuppelung gegeben iſt.

Fig. 1016.



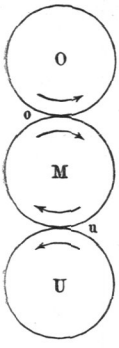

Die beiden an den Enden des Bremsbandes wirkenden Zugkräfte $Z$ in $hb$ und $Z_1$ in $h_1 c$ haben eine Mittelkraft $M$, welche für den Gleichgewichtszuſtand des Gelenkſtückes durch die Mitte des Zapfens $d$ hindurchgehen muß, wenn von der geringen Reibung an dieſem Zapfen abgeſehen wird. (Wollte man die-

ſelbe berückſichtigen, ſo hätte man die Mittelkraft nach früheren Erörterungen tangential an den Reibungskreis dieſes Zapfens gerichtet anzunehmen.) Dieſe in der Richtung $ed$ auf den Zapfen $d$ wirkende Mittelkraft veranlaßt eine gewiſſe Preſſung des Bremsklotzes gegen den Umfang der Bremsſcheibe, und man hat während der Bewegung bekanntlich die Rückwirkung $Q$ der Scheibe gegen den Klotz um den Reibungswinkel gegen den Halbmeſſer $ad$ der Scheibe geneigt anzunehmen, ſo daß die Richtung $dk$ dieſer Rückwirkung $Q$ den um $a$ beſchriebenen Reibungskreis berührt. In dem Mittelpunkte des Zapfens $d$ hat man endlich noch den Widerſtand $W$ in der zu $ad$ ſenkrechten Richtung anzunehmen, welcher behufs einer Umdrehung der Walzwelle überwunden werden muß. Es möge dieſer Widerſtand nach einem paſſend gewählten Kräftemaßſtabe durch $W = df$ dargeſtellt ſein, ſo erhält man aus ihm die beiden Kräfte $M$ und $Q$ durch Zerlegung nach den zugehörigen Richtungen. Wenn man daher $fg$ parallel zu $kd$ zieht, dann iſt $gf = Q$ die Preſſung zwiſchen dem Bremsklotze und der Scheibe, während $gd$ die Mittelkraft $M$ aus den beiden Bremsbandzügen vorſtellt, welche man einzeln in $Z_1 = di$ und $Z = ig$ erhält, wenn man weiter $gd$ nach den Richtungen $hb$ und $h_1 c$ zerlegt. Wollte man den Bremsklotz weglaſſen, in welchem Falle die Mittelkraft der beiden Bremsbandzüge unmittelbar von dem Zapfen $a$ aufgenommen werden müßte, ſo hätte man $df$ nach der Richtung von $de$ und nach dem Halbmeſſer $da$ zu zerlegen, wodurch man, wie in der Figur durch Punktirung angedeutet iſt, die Mittelkraft der Bremsbandzüge in $dg_1$ erhielte. Die beiden Kräfte $Z$ und $Z_1$ an den Enden des Bremsbandes ſtehen in dem bekannten Verhältniſſe zu einander: $Z = Z_1 e^{f\alpha}$, wenn $\alpha$ den umſpannten Bogen, $f$ den Reibungscoëfficienten und $e$ die Grundzahl des natürlichen Logarithmenſyſtems vorſtellt. Den zu überwindenden Widerſtand $W$ erhält man aus $W\frac{2\pi a}{60}n = 75\,N$, ſobald man für $n$ die minutliche Umdrehungszahl der Walzwelle, für $N$ die erfahrungsgemäß erforderliche Anzahl von Pferdekräften und für $a$ den Abſtand des Zapfens $d$ von der Wellenmitte $a$ ſetzt. Hierbei hat man für $N$ denjenigen Werth anzunehmen, der bei dem größten Widerſtande des Walzwerkes nöthig iſt, welcher Werth mit Rückſicht auf die Wirkung des Schwungrades unter Umſtänden erheblich größer ausfällt, als die Leiſtung der zum Betriebe aufgeſtellten Dampfmaſchine, wie ſchon oben angedeutet wurde.

§. 238. **Das Dreiwalzwerk.** Man kann das Walzgut auch in der Weiſe hin und her walzen, daß man in demſelben Gerüſte drei Walzen über einander anbringt, von denen die obere und die untere in demſelben Sinne gedreht werden, während die mittlere nach entgegengeſetzter Richtung umläuft.

Hierdurch iſt Gelegenheit geboten, das Walzgut zwiſchen der unteren und mittleren Walze in der einen Richtung und zwiſchen der mittleren und oberen Walze in der entgegengeſetzten Richtung hindurchgehen zu laſſen (Fig. 1017). Dieſe Einrichtung iſt zum Walzen dünneren Eiſens, insbeſondere von ſogenanntem Walzdraht, ſchon länger in Betrieb und wenn erſt in ſpäterer Zeit das Dreiwalzwerk auch für ſtärkeres Walzeiſen gebraucht wird, ſo liegt dies in mancherlei Uebelſtänden, die mit dieſem an ſich einfachen Verfahren verbunden ſind, und die man erſt durch geeignete Ausführungen verringern lernte. Hierzu gehört außer der Nothwendigkeit des Ueberhebens von dem unteren Zwiſchenraume *u* auf den oberen *o* die ſchwierigere Lagerung und Verſtellung der Walzen, da hier ſowohl der Zwiſchenraum zwiſchen der unteren und mittleren wie zwiſchen dieſer und der Oberwalze verändert werden muß. Man pflegt dieſe Veränderung in verſchiedener Art vorzunehmen, entweder ſo, daß die Mittelwalze feſt liegt und ſowohl die obere wie die untere Walze der Höhe nach verſtellt werden können, oder ſo, daß man bei feſt liegender Unter- und Oberwalze die mittlere abwechſelnd gegen die eine oder andere bewegt. Die letztere Einrichtung iſt zwar in Betreff der Stellvorrichtung einfacher, leidet jedoch daran, daß dabei die Mittelwalze, die in der Regel angetrieben wird, ihre Stellung gegen das Triebwerk ändert. Wollte man, um dieſen Uebelſtand zu vermeiden, die feſt liegende Unterwalze antreiben, ſo würden die Krauſeln, deren man drei bedarf, die ganze Kraft zu übertragen haben, während beim Antriebe der Mittelwalze jede Krauſel nur die betreffende Unter- oder Oberwalze bewegen muß. Schleppwalzen wendet man nur für geringere Kräfte an, wie ſie beim Blechwalzen auftreten. Bei dem Walzen von Kaliberſtäben iſt ferner zu bemerken, daß ein Kaliber in der Mittelwalze im Allgemeinen nur mit einem Kaliber entweder in der Ober- oder in der Unterwalze zuſammen arbeiten kann, und daß es nur in einzelnen Fällen möglich iſt, daſſelbe Kaliber der Mittelwalze für zwei auf einander folgende Stiche unten und oben zu benutzen. Wenn dies nicht angängig iſt, ſo muß an der betreffenden Stelle in der unteren oder oberen Walze das Kaliber fortgelaſſen werden (blinde Kaliber), ſo daß ein größerer Beſtand an Walzen nothwendig wird, als bei dem Zweiwalzwerk, auch wird die mittlere Walze durch den häufigeren Durchgang des glühenden Eiſens ſtärker erwärmt und ſchneller abgenutzt, als die beiden anderen. Beſondere Aufmerkſamkeit erfordert die Lagerung der Walzen in den Ständern, wobei darauf zu ſehen iſt, daß bei dem Walzen zwiſchen den unteren Kalibern der Druck des Walzgutes gegen die Walzen nicht auch auf die Zapfen der Oberwalzen

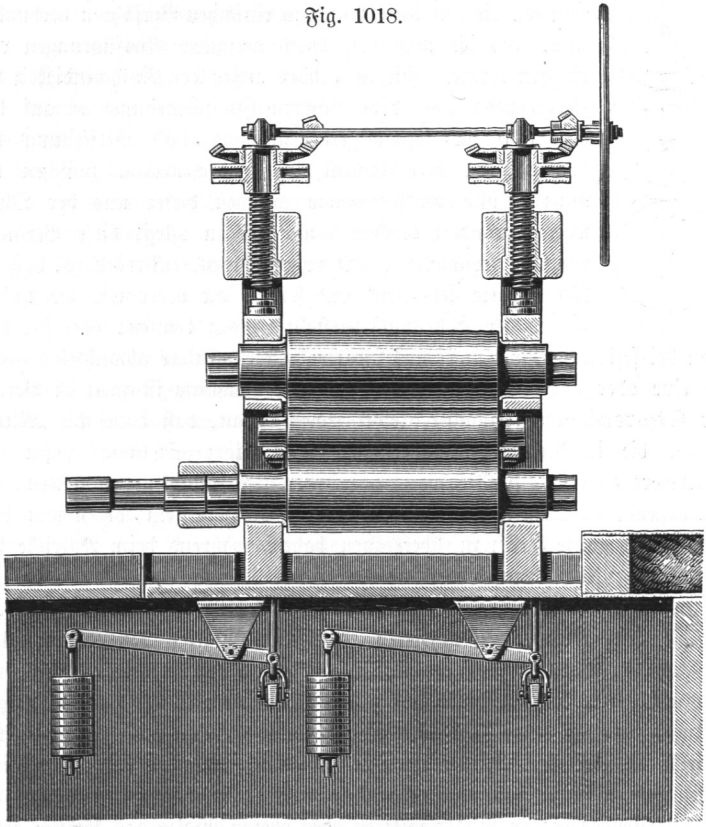
Fig. 1017.



übertragen wird, weil hierdurch unnöthiger Weiſe viel Reibung entſtehen würde; die gleiche Bemerkung gilt auch in Betreff der Zapfen der unteren Walze beim Walzen in den oberen Kalibern.

Damit das aus den Walzen heraustretende Walzgut ſich nicht um die obere der beiden zuſammen arbeitenden Walzen wickele, macht man gewöhnlich die Mittelwalze von etwas größerem Durchmeſſer als die untere, und ebenſo die obere größer als die mittlere, ſo daß man die Abſtreifmeißel an

Fig. 1018.



der unteren und an der mittleren Walze anzubringen hat. Doch hat man im Gegenſatz zu dieſer meiſt befolgten Regel auch empfohlen, die Mittelwalze größer als die beiden anderen zu machen, damit man alſo die oberen Abſtreifmeißel an der Unterſeite der Oberwalze anzubringen habe, wo ſie nicht hinderlich ſind, wenn das Walzſtück zum nächſtfolgenden Stiche geſenkt werden muß. Dagegen hat man zum Walzen von Blechen die Mittelwalze viel kleiner im Durchmeſſer gehalten, als die beiden anderen, um die

Höhe zu verringern, auf welche das Blech gehoben werden muß. Bei dem zu diesem Zwecke dienenden Lauth'schen Walzwerke, Fig. 1018, hat die Mittelwalze nur ungefähr einen halb so großen Durchmesser, wie die beiden anderen, und zwar wird hierbei die Unterwalze angetrieben, so daß die beiden anderen als Schleppwalzen mitgenommen werden.

Bei den sogenannten Schnellwalzen zum Anfertigen von Walzdraht ist das Dreiwalzwerk allgemein im Gebrauch, und zwar führt man dabei mit Rücksicht auf die schnelle Abkühlung das dünne und leicht biegsame Eisen schon in ein folgendes Kaliber, ehe es ganz durch das vorhergehende Kaliber hindurchgegangen ist, so daß das Eisen zu derselben Zeit gleichzeitig an vier bis fünf verschiedenen Stellen gestreckt wird. Zu dem Zwecke enthält eine solche Walzenstraße vier oder noch mehr Gerüste neben einander, Fig. 1019 [1]) (a. f. S.), von denen das erste drei Walzen enthält, in denen der noch starke Knüppel ohne Umbiegung hin und her vorgewalzt wird. Die folgenden, zum Fertigwalzen dienenden Gerüste enthalten immer nur zwei Walzen, und zwar ist die Mittelwalze durch alle Gerüste durchgeführt und abwechselnd die untere und die obere Walze weggelassen und an ihrer Stelle nur eine Kuppelungswelle vorhanden. Hierdurch erreicht man bei jedem Gerüste die entgegengesetzte Walzrichtung des vorhergehenden und des folgenden und ermöglicht dadurch die gedachte Art des gleichzeitigen Streckens in mehreren Kalibern. Das aus einem Kaliber austretende Eisen wird dabei durch den Arbeiter mit der Zange aufgefangen und nach dem folgenden Kaliber des nächsten oder des vorhergehenden Gerüstes gebogen, doch hat man vielfach auch selbstthätige Einführungen [2]) für diesen Zweck angegeben. Da bei dem Walzen jedes Kaliber eine dem Streckungsverhältniß entsprechende größere Stablänge abliefert, als es empfängt, so ist die Bildung von Schleifen des Stabes zwischen je zwei auf einander folgenden Kalibern nicht zu umgehen, wenn alle Walzen mit derselben Umfangsgeschwindigkeit sich bewegen; man hat deswegen vielfach auch solche Einrichtungen ausgeführt, vermöge deren die Umfangsgeschwindigkeit der Walzen nach dem Ausgange hin entsprechend der zunehmenden Länge des Stabes ebenfalls größer wird. Da ferner bei diesem Walzverfahren mit Rücksicht auf die anzustrebende Streckung und möglichst gute Durchknetung des Materials der Stab nach jedem Stiche um einen rechten Winkel verwendet in das folgende Kaliber angeführt werden muß, so hat man zur Vermeidung dieses Wendens abwechselnd liegende und stehende Walzen aufgestellt, durch welche das Eisen nach einander hindurchgeführt wird.

---

[1]) Zeitschrift deutscher Ingenieure 1881, S. 83.

[2]) v. Hauer, Die Hüttenwesensmaschinen, Supplement, Leipzig 1887.

Fig. 1019.

Von den vielen verſchiedenen Einrichtungen, die man für die Schnellwalzen zur Drahterzeugung angegeben hat, möge hier nur die von Böcker[1]) angeführt werden, Fig. 1020, welcher außer den Vorwalzen ſieben Gerüſte anordnet, die in zwei parallelen Reihen neben einander aufgeſtellt

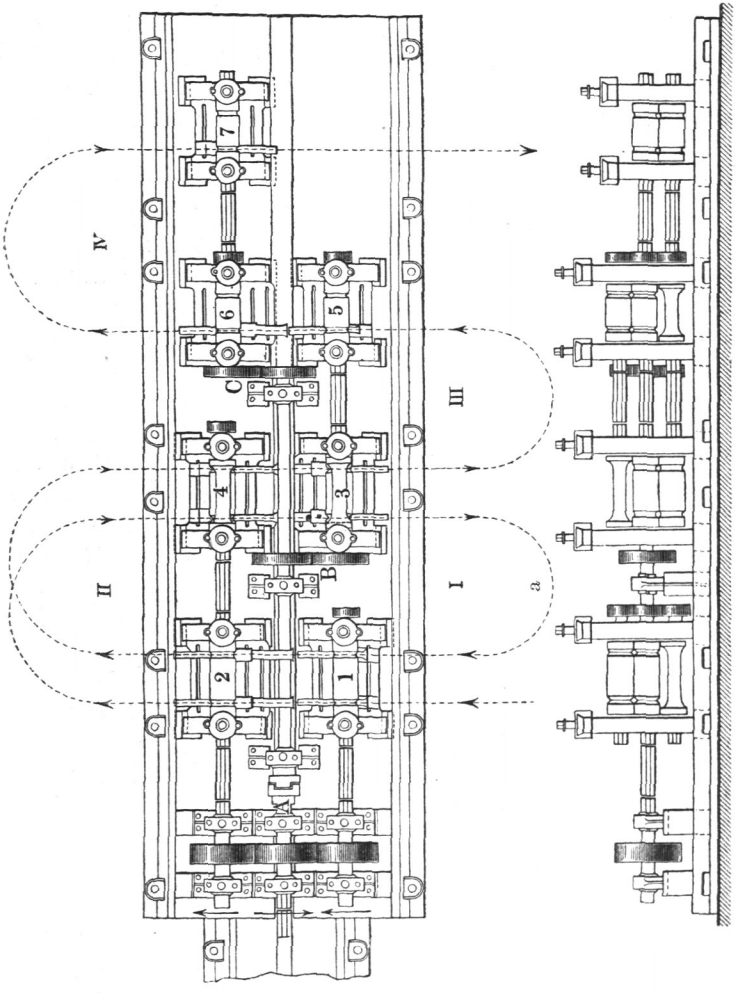



Fig. 1020.

ſind, ſo daß eine zwiſchen beiden liegende Welle *A* den Betrieb auf die mittleren Walzen durch Zahnräder überträgt. Das Eiſen geht hierbei in

[1]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1881, S. 86.

11 Stichen in der aus der Figur erſichtlichen Art durch die Walzen 1, 2, 4, 3, 1, 2, 4, 3, 5, 6, 7. Dieſe Anordnung geſtattet in einfacher Art, in den Gerüſten 3 und 5 vermöge der Zahnräder $B$ eine geſteigerte Umdrehungsgeſchwindigkeit zu erzielen und die Walzen Nr. 6 und 7 durch die Zahnräder $C$ noch ſchneller zu drehen.

Für größere Walzſtücke hat man das Dreiwalzwerk insbeſondere in Amerika vielfach in Anwendung gebracht, ſo namentlich zum Verdichten der Flußeiſenblöcke, um das Ausſchmieden unter ſchweren Hämmern durch die Walzarbeit zu erſetzen. Da es ſich hierbei nur um kurze Stücke handelt, ſo hat man zur möglichſten Vermeidung der Handarbeit ganz ſelbſtthätige Ueberhebevorrichtungen angebracht, beſtehend aus zwei zu beiden Seiten befindlichen Hebetiſchen, die gleichzeitig durch Dampf- oder Waſſerdruck gehoben und geſenkt werden. Dieſe Tiſche ſind mit Laufwalzen verſehen, die ebenfalls durch eine Dampfmaſchine umgedreht werden, und zwar in der oberen und unteren Stellung der Tiſche nach entgegengeſetzten Richtungen, wie es zum Zuführen des Walzſtückes auf der einen und zum Abführen auf der anderen Seite erforderlich iſt. Mit jeder Hebung und Senkung der Tiſche iſt hierbei nicht nur eine ſeitliche Verſchiebung des Walzſtückes nach dem nächſtfolgenden Kaliber, ſondern nach Erforderniß auch eine Wendung um einen rechten Winkel durch eine ſelbſtthätige Vorrichtung verbunden, ſo daß der vorzuwalzende Block nur auf der einen Seite vorgelegt und auf der anderen fortgenommen zu werden braucht. In Bezug auf die näheren Einrichtungen dieſer Anlagen muß auf die unten angegebenen Quellen verwieſen werden [1]).

Von beſonderer Wichtigkeit iſt eine geeignete Lagerung der Walzen in ihren Ständern, indem hierbei darauf zu achten iſt, daß der große Druck, mit welchem die Stellſchrauben vielfach, insbeſondere bei Kaliberwalzen, angezogen werden müſſen, nicht die Zapfen der Walzen in ihren Lagern feſtklemme, wodurch ſehr viel Reibung an den Zapfen entſtehen würde. Ferner iſt es wichtig, daß der von dem Eiſen gegen die betreffenden beiden Walzen ausgeübte Druck nur von dieſen Walzen aufgenommen wird, und daß eine Uebertragung dieſes Druckes auch auf die dritte Walze, alſo auf die obere bei dem Walzen in einem unteren Kaliber oder auf die untere beim Walzen durch ein oberes Kaliber vermieden wird.

In welcher Art dieſen Bedingungen genügt werden kann, wird aus Fig. 1021 deutlich, worin die von R. M. Daelen [2]) angegebene Einrichtung dargeſtellt iſt. Die Mittelwalze $B$, welche hier von der Dampfmaſchine

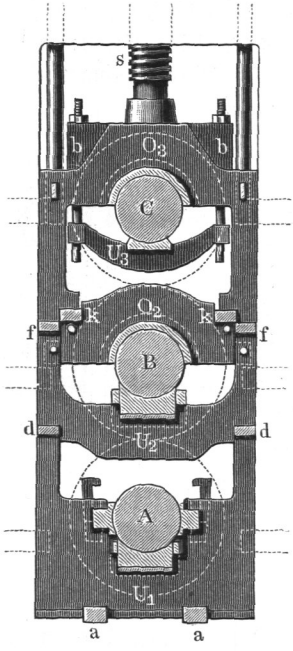
---

[1]) v. Hauer, Die Hüttenweſensmaſchinen, Supplement, 1887. Wedding, (Percy), Handb. d. Eiſenhüttenkunde, Bd. II, Abth. 3, Braunſchweig 1874.

[2]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1872, S. 663.

angetrieben wird, liegt in Unterlagern $U_2$, die ſich bei $d$ durch Zwiſchenlagen auf die Unterlager $U_1$ der Unterwalze ſtützen, während die Oberlager $O_3$ der Oberwalze $C$ ebenfalls durch Zwiſchenſtücke $f$ getragen werden. Die Unterlagsſtücke $aa$ dienen zur richtigen Höhenſtellung der Unterwalze, während die Deckel $O_2$ für die Zapfen der Mittelwalze $B$ durch die Keile $k$ angezogen werden. Bemerkenswerth iſt ferner die Aufhängung der Oberwalze $C$ durch die Stege $U_3$, welche nicht, wie die in Fig. 1001, an dem Walzenſtänder, ſondern durch die Schrauben $bb$ an den Oberlagern $O_3$ hängen. Hierdurch wird erreicht, daß, wenn die Stellſchrauben $S$ zur Einhaltung der richtigen Höhenlage bei dem Walzen ſo feſt wie möglich angezogen werden, dadurch die Zapfen von $C$ nicht feſtgebremſt werden, wie es in Fig. 1001 der Fall iſt, ſondern daß man mittels der Schraubenmuttern von $b$ in der Lage iſt, die Lager der Zapfen mit ſolcher Kraft zuſammenzuſpannen, wie ſie zur Verhütung des Schlotterns gerade nöthig iſt. Daſſelbe gilt in Bezug auf die Mittelwalze $B$, deren Deckel durch die Keile $k$ nur ſo ſtark angetrieben werden, daß die Mittelwalze ſich nicht heben kann. Es iſt erſichtlich, daß vermöge dieſer Einrichtung der beim Walzen zwiſchen $A$ und $B$ auftretende Druck ſich unmittelbar durch $k$ auf die Oberlager $O_3$ und die Stellſchraube $S$ überträgt, ohne die Zapfen der Oberwalze $C$ zu treffen, und daß ebenſo bei dem Walzen in einem oberen Kaliber zwiſchen $C$ und $B$ die Zapfen der Unterwalze durch den Walzdruck nicht belaſtet werden.

Fig. 1021.



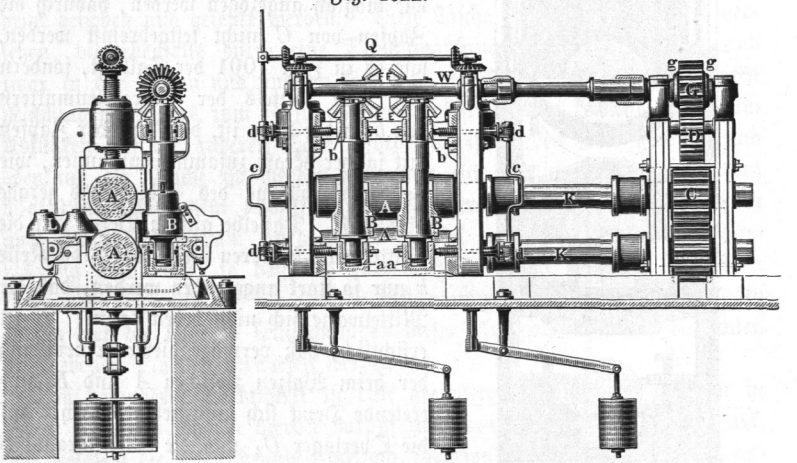

Von den ſonſt zu demſelben Zwecke ausgeführten Lagerungen möge nur noch die Einrichtung von Erdmann[1]) angeführt werden, bei welcher der Druck gegen die Zapfenlager auf jeder Seite eines Ständers durch drei doppelarmige Hebel aufgenommen wird, die in Schlitzen des Ständers angebracht mit den kürzeren Hebearmen zu beiden Seiten gegen die Oberlager der oberen und gegen die Unterlager ſowohl wie die Oberlager der mittleren Walze wirken, während die nach außen aus den Ständern herausragenden längeren Hebebelarme durch Schrauben verſtellt werden können. Durch

[1]) Stahl und Eiſen 1884, S. 480.

dieſe Einrichtung wird der Druck von allen Zapfen mittels der Hebel auf die Gerüſtſtänder übertragen, ohne daß es einer Stellſchraube bedarf, da die Hebel auch die Verſtellung der Zapfen ermöglichen.

§. 239. **Das Univerſalwalzwerk.** Um die große Anzahl von Kaliberwalzen zu vermeiden, welche bei der Herſtellung von Flacheiſen der verſchiedenſten Breiten und Dicken erforderlich ſind, hat R. Daelen ein Walzwerk ausgeführt, welches aus zwei Walzenpaaren, einem liegenden und einem ſtehenden, zuſammengeſetzt iſt, zwiſchen denen der Eiſenſtab in unmittelbarer Folge hindurchtritt, ſo daß durch die liegenden Walzen die Dicke und durch die ſtehenden die Breite des im Querſchnitte rechteckigen Eiſens beſtimmt wird.

Fig. 1022.



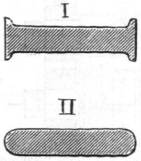

Dabei kann der Zwiſchenraum zwiſchen beiden Walzenpaaren durch geeignete Stellvorrichtungen je nach Bedürfniß geregelt werden. Ein ſolches Univerſalwalzwerk iſt durch Fig. 1022 [1]) erläutert, worin $AA$ die liegenden Walzen darſtellen, welche nach Art von Blechwalzen ohne Kaliber in dem mittleren Theile einfach als gerade Cylinder ausgeführt ſind, an die ſich zu beiden Seiten coniſche Hälſe anſchließen, die ſich in die Zapfen fortſetzen. Die untere Walze liegt feſt, und die obere wird ebenfalls wie bei Blechwalzen durch zwei vermittelſt der Querwelle $Q$ gleichzeitig umgedrehte Stellſchrauben nach jedem Durchgange des Stabes der unteren Walze näher gerückt, bis der Stab auf die beabſichtigte Dicke gebracht iſt. Um die beträchtliche Verſtellung der Oberwalze ohne weſentliche Störung zu ermög-

[1]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1864, S. 263.

lichen, ſind die Kuppelungsſpindeln $K$ zwiſchen den liegenden Walzen $A$ und ihren Krauſeln $C$ genügend lang zu machen.

Zur Seite der liegenden Walzen in möglichſter Nähe derſelben ſind die beiden ſtehenden Walzen $B$ mit ebenfalls cylindriſchen Ballen aufgeſtellt, die durch die Kegelräder $EF$ von einer wagerechten Welle $W$ aus umgedreht werden, auf welche die Bewegung von der Krauſel $C$ der Oberwalze mittels des Zwiſchenrades $D$ und des Getriebes $G$ übertragen wird. Dieſe ſtehenden Walzen ſind ſeitlich verſtellbar, zu welchem Zwecke ſowohl das Fußlager $a$ wie das Halslager $b$ jeder Walze durch eine Schraubenſpindel verſchoben wird, ſobald man die beiden Schrauben je einer Walze mittels der Kurbelwelle $c$ durch zwei Schrauben ohne Ende $d$ und deren Schneckenräder in gleichem Betrage umdreht. Zur Veränderung des Zwiſchenraumes zwiſchen den ſtehenden Walzen genügt zwar die Verſtellung nur einer derſelben, man verſieht aber beide Walzen mit Stellvorrichtungen, um den Einlaß des Stabes ſtets nach der Mitte verlegen zu können. Damit bei dieſer Verſchiebung der Walzen die Betriebsübertragung nicht geſtört werde, ſind die coniſchen Getriebe $F$ mittels Nuth und Feder auf der Betriebswelle $W$ verſchieblich und werden durch Anſätze auf den Köpfen der Walzenaxen bei deren ſeitlicher Verſchiebung immer mitgenommen. Vor dem Arbeiten werden die ſtehenden Walzen auf eine beſtimmte durch die verlangte Breite des herzuſtellenden Flacheiſens bedingte Entfernung von einander eingeſtellt, in welcher Stellung ſie in der Regel während des Walzens unverändert ſtehen bleiben mit Ausnahme etwa der letzten Durchgänge, bei denen man ſie zuweilen etwas zuſammenſtellt.

Fig. 1023.




In der Figur, worin $L$ den Einlaß vorſtellt, iſt angenommen, daß das Walzſtück zuerſt den liegenden Walzen $A$ und darauf den ſtehenden $B$ zugeführt wird. In dieſem Falle zeigt der Querſchnitt des Stabes beiderſeits aufgeſtauchte Ränder nach Figur 1023, I, zu deren Vermeidung die ſtehenden Walzen bei den letzten Stichen etwas aus einander geſtellt werden müſſen. Wenn dagegen der Stab zuerſt zwiſchen den ſtehenden und dann erſt zwiſchen den liegenden Walzen hindurchtritt, ſo entſteht eine Querſchnittsform, wie Fig. 1023, II, bei der man die Wülſte der Schmalſeiten dadurch umgeht, daß bei dem letzten Durchgange die liegenden Walzen gar nicht oder doch nur ſehr wenig zuſammengeſtellt werden; in der Regel wählt man die letztgedachte Anordnung. Dabei müſſen die ſtehenden Walzen in dem Verhältniß langſamer als die liegenden umgedreht werden, in welchem ſie eine Verlängerung des Walzſtückes bewirken, während man ſie, wenn ſie hinter den liegenden Walzen ſtehen, etwas ſchneller umlaufen läßt als dieſe, weil der Stab mit einer Geſchwindigkeit aus den liegenden Walzen tritt, welche

deren Geſchwindigkeit um eine geringe Größe übertrifft, ſo daß alſo bei einer übereinſtimmenden Geſchwindigkeit der Stab zwiſchen den beiden Walzenpaaren geſtaucht oder gebogen werden müßte. Um dieſe Verhältniſſe, die ſich mit der Dicke des Walzſtückes ändern, ſelbſtthätig zu regeln, iſt das Triebrad *G*, Fig. 1022, loſe auf die Axe geſetzt und wird durch zwei ſeitlich angepreßte Friktionsſcheiben *g* mitgenommen, welche bei wachſendem Widerſtande im erforderlichen Maße gleiten können.

In einfacherer Art, weil unter Vermeidung der ſtehenden Walzen, wird der Zweck des Univerſalwalzwerkes durch die Einrichtung von Hutchinſon[1]) erreicht, Fig. 1024. Hier iſt auf jede der beiden cylindriſchen Walzen *A* und *C* ein Ring *B* und *D* loſe aufgeſchoben, welcher in eine paſſende Nuth der anderen Walze eingreift. Dadurch entſteht für den Stab ein geſchloſſenes Kaliber *abdc*, deſſen Dicke durch die Stellſchrauben der Oberwalze in der gewöhnlichen Art verändert werden kann. Um auch die Breite

Fig. 1024.

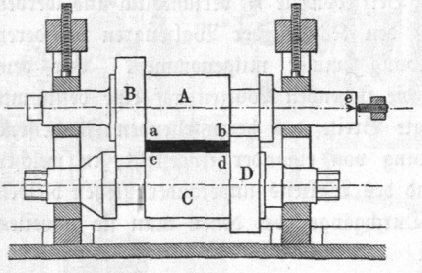
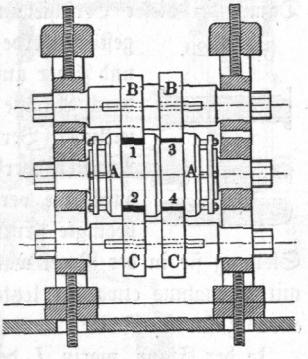



Fig. 1025.



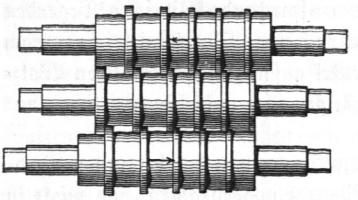

zu regeln, iſt die Oberwalze in ihren Lagern verſchieblich angeordnet und bei einer durch die Stellſchraube *e* bewirkten ſeitlichen Verſchiebung wird der Ring *D* mitgenommen, während ſich die Oberwalze durch den feſtgehaltenen Ring *B* frei hindurchſchiebt. Dieſe Einrichtung, welche auch die Bedienung gegenüber dem Walzwerk mit vier Walzen erleichtert, leidet jedoch daran, daß die Walzen durch die Nuthen erheblich geſchwächt werden, und die Verſchiebung der Ringe durch in die Einſchnitte eindringende Schlacke erſchwert werden kann; auch müſſen die Ringe nach jedem Abdrehen der Walzen erneuert werden. Dieſes Syſtem der verſchieblichen Ringe hat Flotat auch für das Dreiwalzenſyſtem, Fig. 1025, angewendet, wobei die Mittelwalze *A* feſt liegt, wogegen die Oberwalze *B* und Unterwalze *C* während des Betriebes ſenkrecht verſtellt werden können. Eine Verbreiterung

[1]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1881, S. 570.

der Kaliber während des Betriebes iſt hier nicht möglich, vielmehr muß jedes neue Kaliber durch Auswechſeln ſämmtlicher Ringe hergeſtellt werden.

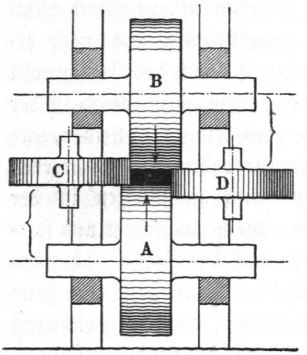
A. Daelen hat denſelben Zweck in noch einfacherer Art durch Anwendung von Staffelwalzen[1]) erreicht, wovon Fig. 1026 ein Bild giebt. Die drei über einander gelagerten Walzen ſind mit hervorragenden feſten Ringen oder Rippen verſehen, die ſich dicht gegen die darüber oder darunter gelegene Walze anſchließen. Die untere und die obere Walze laſſen ſich ſeitlich verſtellen, wodurch die Möglichkeit gegeben iſt, eine große Anzahl von Kalibern von verſchiedener Dicke und Breite herzuſtellen.

Fig. 1026.



Von den verſchiedenen ſonſtigen Einrichtungen mag hier nur das Univerſalwalzwerk von Wendſtrom[2]), Fig. 1027, erwähnt werden, bei welchem die Axen der vier Walzen in einer und derſelben ſenkrechten Ebene liegen. Die beiden liegenden Walzen *A* und *B* werden angetrieben, während die ſtehenden Walzen *C* und *D* als Schleppwalzen ausgeführt ſind. Zur Aenderung der Dicke wird die an ihren Stellſchrauben aufgehängte Oberwalze *B* gehoben oder geſenkt, wobei die Walze *D* genöthigt iſt, an der ſenkrechten Verſchiebung theilzunehmen. Außerdem muß dieſe Walze *D* aber auch der Unterwalze *A* folgen, wenn dieſelbe behufs der Verbreiterung des Kalibers wagerecht verſchoben wird, ſo daß das Kaliber immer geſchloſſen bleibt. Die Walze *C* liegt unverrückbar feſt in ihren Lagern. Ein Hauptübelſtand dieſes Walzwerkes, das wohl nur wenig Anwendung gefunden haben dürfte, iſt darin zu finden, daß an allen vier Ecken des Querſchnittes ſich ein Grat bildet.

Fig. 1027.




Das Univerſalwalzwerk dient, wie erwähnt, hauptſächlich für die Herſtellung von mehr oder minder breiten Flachſtäben, und gewährt außer dem ſchon angeführten Vortheile der Kaliberveränderung bei breiteren, blechartigen Platten noch denjenigen, daß die Kanten regelmäßig ausfallen, ſo daß man die zum Beſchneiden dieſer Kanten erforderliche Arbeit und den damit ver-

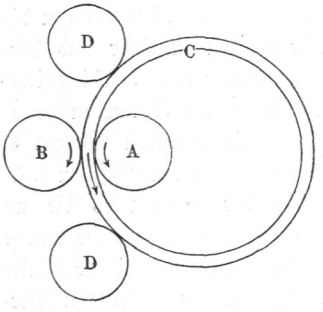
[1]) v. Hauer, Die Hüttenweſensmaſchinen, Supplement. Leipzig 1887.
[2]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1881, S. 570.

bundenen Abfall vermeidet. Man hat aber auch für andere Querſchnittsformen, als das Rechteck, das Univerſalwalzwerk in Anwendung gebracht, in welcher Beziehung nur auf die Anfertigung von Winkeleiſen verwieſen werden mag, wobei man dem Stabe zunächſt auf dem Univerſalwalzwerke mit entſprechend kalibrirten liegenden Walzen eine Querſchnittsform nach Fig. 1028 [1]) giebt, um darauf die Schenkel auf einem gewöhnlichen Walzwerke mit Winkeleiſenkalibern in der gehörigen Art aufzubiegen.

Fig. 1028.

§. 240. **Das Radreifenwalzwerk** dient zum Auswalzen der bekannten Radreifen oder Bandagen (Tyres) von Eiſenbahnwagenrädern, und wirkt in der aus Fig. 1029 erſichtlichen Weiſe. Zwiſchen die beiden Walzen *A* und *B*, von denen die eine glatt, die andere nach dem bekannten Profil der Radreifen kalibrirt iſt, wird das auszuwalzende Gußſtück aus Stahl eingelegt, welches die Form eines Ringes hat, deſſen Querſchnitt annähernd rechteckig oder trapezförmig und noch erheblich größer iſt, als das Fertigprofil des Reifens. Dem entſprechend iſt der Durchmeſſer des Ringes *C* kleiner, als der des herzuſtellenden Reifens werden ſoll. Wenn nun die Walzen in der Richtung der Pfeile umgedreht und fortdauernd kräftig gegen einander gepreßt werden, ſo muß der Ring *C* ſich ebenfalls an der Umdrehung betheiligen, und dabei wird der Querſchnitt allmählich in die gewünſchte Profilform des Radreifens verwandelt, während gleichzeitig mit der Querſchnittsverkleinerung eine Streckung nach der Umfangsrichtung, alſo eine Vergrößerung des Durchmeſſers erzielt wird. Die beiden ebenfalls nach der Außenform des Reifens kalibrirten Rollen *DD* dienen dabei als ſogenannte Centrirrollen dazu, dem Reifen die gleichmäßige kreisförmige Rundung zu ertheilen, und können zu dem Zwecke während des Walzens entſprechend der Vergrößerung des Durchmeſſers verſtellt werden. Dieſer Vorgang iſt nicht nach einem einzigen Umgange des Walzſtückes beendigt, indem dazu eine längere Zeit von in der Regel einigen Minuten erforderlich iſt, während welcher der Ring eine größere Anzahl von Umgängen macht, ſo daß alſo ein ununterbrochenes Walzen ſtattfindet, während deſſen die Walzen bis zur Erreichung des richtigen Querſchnittes und

Fig. 1029.




[1]) Zeitſchrift deutſcher Ingenieure 1864, S. 264.

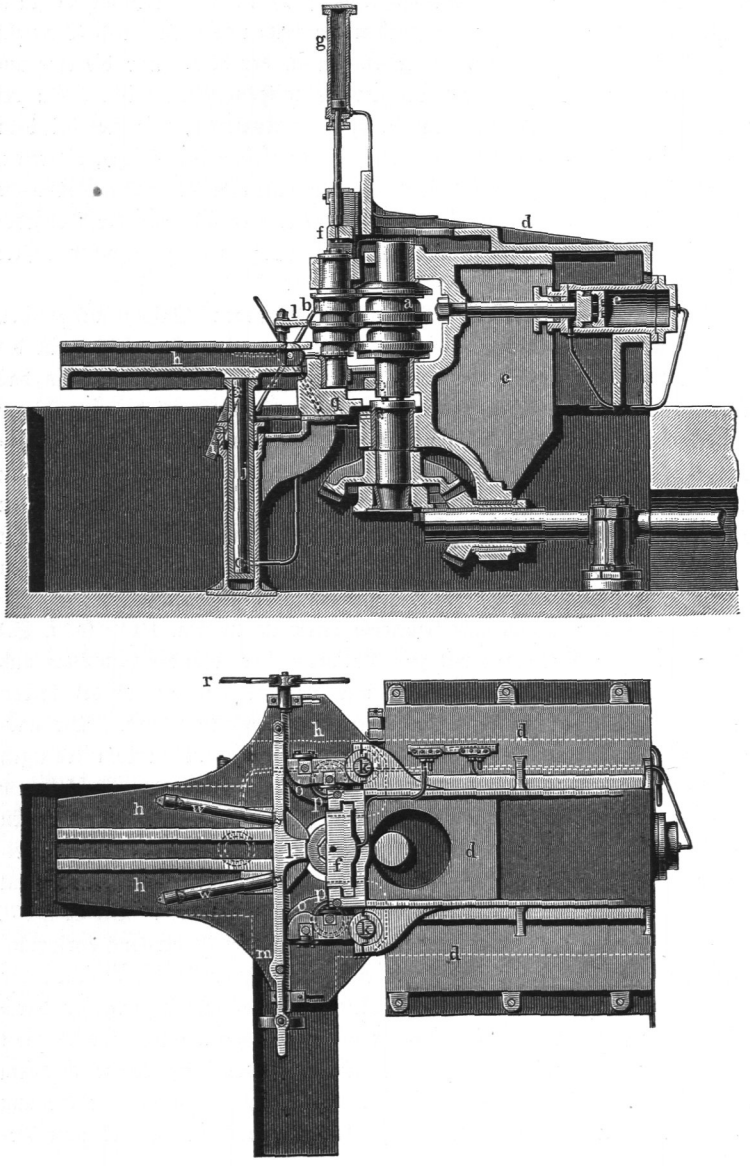
Durchmeſſers unausgeſetzt einander genähert werden. In der Regel wendet man hierzu zwei Kaliber, eins zum Vorſtrecken und eins zum Vollenden, an, welche entweder in zwei beſonderen Walzgerüſten angebracht ſind, oder wozu bei manchen Ausführungen ein einziges Walzenpaar dient, bei dem eine Verſetzung des Walzſtückes aus dem Vor- in das Fertigkaliber ſtattfindet. Bei dem Vorwalzwerke werden die beiden Walzen durch Krauſeln verbunden, wogegen bei den Vollendwalzen in der Regel nur die eine angetrieben und die andere als Schleppwalze mitgenommen wird. Da bei dem beſchriebenen Vorgange Pauſen nicht vorkommen, wie ſie bei dem Walzen von Stäben zwiſchen den auf einander folgenden Stichen eintreten, ſo iſt auch hierbei auf die in dieſen Pauſen ſtattfindende kraftaufnehmende Wirkung eines Schwungrades nicht zu rechnen, weshalb man die Betriebsmaſchine in der Regel ohne Schwungrad als Zwilling in genügender Stärke von 300 bis 400 Pferden ausführt.

Dieſe Walzwerke werden zuweilen mit liegenden Walzen ausgeführt, häufiger aber ſtehen die Walzenaxen ſenkrecht. In allen Fällen iſt die Einrichtung ſo zu treffen, daß das ringförmige Walzſtück bequem in das Kaliber eingebracht werden kann, zu welchem Zwecke man die eine Walze auf dem freien Ende (Kopfe) ihrer Axe anbringt, woher der Name Kopfwalzwerk ſich erklärt. Die Zuſammenpreſſung der Walzen erzielt man in der Regel durch einen hydrauliſchen Druckcylinder, nur bei den ſogenannten Centrirapparaten, deren Hauptzweck in der Herſtellung einer möglichſt gleichmäßigen Rundung des Radreifens beſteht, werden die beiden Walzen mittels Schrauben durch die Hand gegen einander gedrückt.

Ein Radreifenwalzwerk mit ſtehenden Axen iſt in Fig. 1030 (a. f. S.) dargeſtellt. Von den beiden mit zwei Kalibern über einander zum Vor- und Fertigwalzen verſehenen Walzen wird nur die eine $a$ vermittelſt der beiden Kegelräder getrieben, während die andere $b$ mitgeſchleppt wird. Die nach dem Außenprofil des Radreifens kalibrirte Walze $a$ iſt in dem kräftigen Schlitten $c$ gelagert, der durch den Druck des Waſſers gegen den Preßkolben $e$ vorgeſchoben wird, ſo daß die Walze fortwährend mit großem Drucke gegen den Radreifen gepreßt wird, wobei der Betrieb durch das antreibende Kegelrad ungeſtört erhalten bleibt, weil dieſes an der Verſchiebung theilnimmt und durch Nuthen und Federn von der Welle umgedreht wird. Die Walze $b$, deren Kalibrirung der Innenform des herzuſtellenden Radreifens entſpricht, ſtützt ſich mit dem Fußzapfen gegen ein feſtes Querſtück $q$, wogegen der obere Zapfen in einem ſenkrechten Schlitten $f$ angebracht iſt, welcher durch den darüber aufgeſtellten Hebecylinder $g$ emporgehoben wird, ſobald man unter den Kolben Druckwaſſer leitet, nachdem zuvor die Walze $a$ durch Zurückziehen des Schlittens $c$ entfernt worden iſt. Da bei der Hebung von $f$ der untere Zapfen aus dem Fußlager heraustritt, ſo hat man Ge-

legenheit, den auszuwalzenden Ring, welcher auf dem Tiſche *h* ruht, in das Vor- oder Fertigkaliber einzuführen, worauf nach Senkung der Walze *b* und Anpreſſen von *a* das Auswalzen vor ſich geht. Da der Tiſch *h* hier-

Fig. 1030.



bei in verſchiedener Höhe gehalten werden muß, je nachdem das eine oder das andere Kaliber benutzt wird, ſo iſt dieſer Tiſch auf einen hydrauliſchen Kolben *j* geſtellt, ſo daß er nach Belieben in die obere Lage gehoben oder in die tiefere geſenkt werden kann, in welchen Stellungen er jedesmal durch eine einſtellbare Stütze *i* feſtgehalten wird.

Die beiden auf dem Tiſche *h* angebrachten und aus deſſen Ebene etwas hervorragenden Walzen *w* unterſtützen den auszuwalzenden Ring unter Vermeidung der gleitenden Reibung, welche entſtehen müßte, wenn der durch den Vorgang beim Walzen in Umlauf kommende Ring unmittelbar auf dem Tiſche aufliegen würde. Außerdem ſind die beiden Centrirrollen *p* angebracht, welche auf ihren Umfängen entſprechend der Außenform des Radreifens profilirt ſind, und dem Walzſtücke nach Bedarf mehr oder minder genähert werden können. Zu dieſem Zwecke iſt jede dieſer Rollen in einem Hebel *o* gelagert, welcher um die Stange *k* drehbar iſt, die dem Tiſche *h* bei der ſenkrechten Bewegung zur Führung dient, und welcher an dem freien Ende mit einer Mutter für die quer durchgehende Schraubenſpindel *m* verſehen iſt. Durch Umdrehung dieſer einerſeits mit rechten, andererſeits mit linken Gewindegängen verſehenen Schraubenſpindel mittels des Handrades *r* kann man daher die beiden Centrirrollen bis zum Anliegen an das Walzſtück verſtellen und auch während der Vergrößerung des Reifens durch das Walzen immer anliegend erhalten, wodurch die genau runde Form des Walzſtückes gewährleiſtet wird. Selbſtverſtändlich müſſen zu dieſer Bewegung der Rollenhebel *o* durch die Schraube deren Muttern ſowohl drehbar wie auch in geringem Grade verſchieblich in den Hebeln angebracht werden, um der Bogenbewegung der Hebelenden Rechnung zu tragen. Die Quelle, welcher die Fig. 1030 [1]) entnommen iſt, führt an, daß dieſes Walzwerk bei 50 Umdrehungen in der Minute einen Normalreifen in $3^1/_2$ Minuten (einſchließlich der Pauſe zum Ueberheben) walzt, und daß man mit Benutzung von zwei Siemensöfen in zwölf Stunden 70 bis 80 Reifen fertigſtellt. Der Druck in den hydrauliſchen Cylindern wird zu 45 Atm. angegeben. Man hat derartige Radreifenwalzwerke auch mit drei oder ſelbſt vier Walzen ausgeführt, namentlich zu dem Zwecke, um durch ein vollſtändig geſchloſſenes Kaliber die Gratbildung möglichſt zu vermeiden, das Nähere hierüber iſt an unten angezeigter Stelle angegeben [2]).

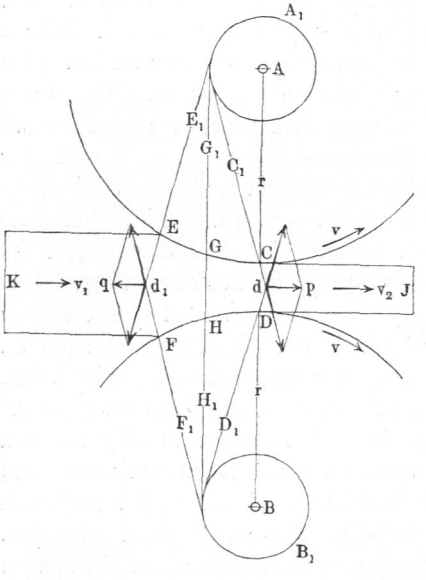
**Die Wirkungsweise der Walzen.** Es iſt bisher nicht gelungen, §. **241.** die Vorgänge beim Walzen des Eiſens und anderer bildſamen Stoffe durch die Rechnung genügend weit zu verfolgen, um daraus Formeln abzuleiten,

[1]) A. Ledebur, Die Verarbeitung der Metalle, S. 524. Braunſchweig 1877.

[2]) Wedding (Percy), Handb. der Eiſenhüttenkunde, Bd. II, Abthl. 3, S. 836 u. f. Braunſchweig 1874.

mit denen ſich die bei beſtimmten Abmeſſungen des Stabes vor und nach dem Walzen auftretenden Druckkräfte und der erforderliche Arbeitsbetrag beſtimmen ließen. Man iſt daher in Betreff der für ein Walzwerk nöthigen Betriebskraft ausſchließlich auf die aus der Erfahrung ſich ergebenden Angaben angewieſen, worüber weiterhin nähere Zahlen angeführt werden ſollen. Zur Ermittelung des zwiſchen den Walzen ſtattfindenden Druckes ſind u. A. von Blaß, Daelen und Kollmann [1]) Verſuche angeſtellt worden, deren Ergebniſſe an der unten angeführten Stelle angegeben ſind, und welche für die Abmeſſungen der Walzen, Zapfen und Ständer einen ungefähren Anhalt geben können. Von der Wirkungsweiſe der Walzen kann man ſich daher nur eine ungefähre Vorſtellung machen, wie ſie ſich aus den folgenden Betrachtungen ergiebt.

Fig. 1031.




Es ſeien in Fig. 1031 $A$ und $B$ die Mittelpunkte von zwei cylindriſchen Walzen $AC$ und $BD$ von gleichem Halbmeſſer $r$, die von der Betriebsmaſchine mit derſelben Umfangsgeſchwindigkeit $v$ umgedreht werden. Die Walzen ſollen zunächſt glatt, d. h. ohne Kaliberfurchen, vorausgeſetzt werden, und die Umfänge in der gemeinſamen Axenebene den geringſten Abſtand $d$ von einander haben, entſprechend der Dicke des aus den Walzen austretenden Stabes zwiſchen $CD$ und $J$. Wenn der Stab bei ſeinem Eintritte in die Walzen die größere Dicke $EF = d_1$ hat, ſo folgt unter der Annahme, daß die Breite $b$ des Stabes parallel den Walzenaxen ſich nur unmerklich ändert, für die Länge des Stabes $l_1$ vor und $l$ nach dem Walzen die Gleichung $b d_1 l_1 = b d l$ oder $l = \frac{d_1}{d} l_1 = \frac{1}{\alpha} l_1$, wenn $\alpha$ das Abnahmeverhältniß $\frac{d}{d_1}$ der Querſchnitte des Stabes, d. h. alſo bei Kaliberwalzen das Verhältniß von zwei auf einander folgenden Kalibern bedeutet. Macht man

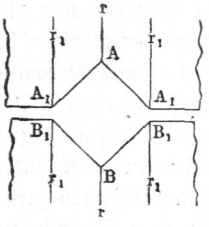
[1]) Stahl und Eiſen 1881, S. 77.

nun die naheliegende Annahme, daß der Stab bei $CD$ die Walzen mit einer Geschwindigkeit gleich der Umfangsgeschwindigkeit $v$ verläßt, eine Annahme, die übrigens nicht immer in voller Strenge zutrifft, so folgt daraus in jedem links von $CD$ gelegenen Querschnitte eine geringere Geschwindigkeit des Materials, entsprechend der größeren Querschnittsfläche, und man hat für die Bewegung des hinteren Stabendes $EFK$ die Geschwindigkeit $v_1 = \alpha v$ anzunehmen, welche dem Querschnitte $EF$ entspricht. Daraus folgt weiter, daß die Walzenumfänge in allen Punkten der Berührungsflächen $CE$ und $DF$ gleiten müssen, so daß man für alle diese Berührungspunkte das allgemeine Reibungsgesetz als gültig anzusehen hat, demgemäß die resultirende Wirkung der Walzen gegen das Eisen überall um den Reibungswinkel $\varrho$ von der normalen Richtung oder dem Radius im Berührungspunkte abweicht. Zeichnet man daher um $A$ und $B$ mit dem Radius $AA_1 = BB_1 = fr$ die Reibungskreise, so erhält man in der mehrfach besprochenen Weise in den Tangenten an diese Kreise die Richtungen für die Kräfte, mit welchen die Walzen auf das Eisen drücken und dieses gegen die Walzen zurückwirkt (s. auch §. 25). Die gemeinsame Tangente $G_1H_1$ an diese Kreise liefert demgemäß in $G$ und $H$ diejenigen beiden Punkte, in denen die Walzen lediglich ein Zusammendrücken des Eisens in der zur Stabaxe $KJ$ senkrechten Richtung anstreben und diese beiden Kräfte werden durch den Widerstand im Gleichgewichte gehalten, den das Eisen seiner Zusammendrückung entgegensetzt. In $C$ und $D$ dagegen setzen sich die beiden nach $C_1C$ und $D_1D$ wirkenden Kräfte zu einer Mittelkraft $p$ zusammen, welche den Eisenstab in der Richtung der Walzenbewegung hindurchzuziehen bestrebt ist, während dagegen die Wirkungen in $E$ und $F$ eine entgegengesetzt gerichtete Mittelkraft $q$ ergeben, die den Eisenstab zurückzuhalten strebt. Ebenso wie in $C$ und $D$ treten in allen Querschnitten zwischen $CD$ und $GH$ Kräfte im Sinne von $p$ auf, während in allen Querschnitten zwischen $GH$ und $EF$ zurückhaltende Mittelkräfte wie $q$ hervorgerufen werden. Wie groß diese elementaren Mittelkräfte $p$ und $q$ in jedem Querschnitte sind, läßt sich allgemein nicht angeben, da die Vorgänge im Inneren der dem Zusammendrücken ausgesetzten Eisenmasse so gut wie unbekannt sind. Denkt man sich aber alle rechts von $GH$ auftretenden, das Hindurchziehen des Stabes anstrebenden Mittelkräfte $p$ zu einer resultirenden Kraft $P$ zusammengesetzt und ebenso alle zurückhaltenden Mittelkräfte $q$ links von $GH$ zu einer Gesammtkraft $Q$ vereinigt, so ergiebt sich als die Bedingung für den Walzproceß, daß $P$ größer als $Q$ sein muß. Für den Fall, daß $P = Q$ ist, bleibt das Eisen zwischen den Walzen stecken. Der Fall, daß $Q$ größer als $P$ werden könnte, ist nicht denkbar, denn unter dieser Voraussetzung müßte der Stab in der entgegengesetzten Richtung von $J$ nach $K$ hin bewegt werden, und die geringste Verschiebung in dieser

Richtung müßte ſogleich eine ſo beträchtliche Verringerung der Kräfte $q$ hervorrufen, daß die Gleichheit von $P$ und $Q$ die Folge ſein würde.

Nach dieſer Betrachtung erſcheint der Querſchnitt $GH$ des Stabes inſofern gewiſſermaßen als ein neutraler, als zu beiden Seiten von demſelben die nach den entgegengeſetzten Richtungen wirkenden Kräfte $p$ und $q$ auftreten, deren Wirkung auf das Eiſen eine zweifache iſt. Während nämlich das Material zwiſchen $CD$ und $EF$ durch Zugkräfte zu beiden Seiten von $GH$ im Betrage von $Q$ geſtreckt wird, dient der Ueberſchuß $P - Q$ zur Beſchleunigung anfänglich des ganzen Stabes, und nachdem dieſer die hintere Geſchwindigkeit $v_1$ angenommen hat, weiter dazu, fortwährend der mit der kleineren Geſchwindigkeit $v_1$ bei $EF$ eintretenden Maſſe die größere Austrittsgeſchwindigkeit $v_2$ bei $CD$ zu ertheilen. Es erklärt ſich hieraus auch die auffällige, mehrfach beobachtete[1]) Erſcheinung, daß der Stab unter Umſtänden die Walzen mit einer Geſchwindigkeit $v_2$ verläßt, welche die Umfangsgeſchwindigkeit der Walzen $v$ in geringem Grade übertrifft, wenn es auch zur Zeit nicht angängig erſcheint, dieſe Geſchwindigkeit durch die Rechnung zu ermitteln. Daß man durch Vergrößerung der Reibungskreiſe, d. h. der Reibung vermöge künſtlicher Aufrauhung der Walzen, wie ſie namentlich in den Kalibern der Vorwalzen durch eingehauene Vertiefungen hervorgebracht wird, den neutralen Querſchnitt $GH$ mehr nach links verlegen und die Zone der ziehenden Kräfte $p$ vergrößern kann, iſt aus der Figur ohne Weiteres erſichtlich. Auch ergiebt ſich aus dem Vorſtehenden, warum eine zwiſchen gerade Walzen gebrachte Platte von rechteckigem Querſchnitt hauptſächlich nach der Länge geſtreckt wird, während die Breitung, d. h. die Ausdehnung, parallel zu den Walzenaxen nur ganz unerheblich iſt, wie dies bei dem Auswalzen der Brammen zu Blechtafeln am beſten beobachtet werden kann.

Fig. 1032.

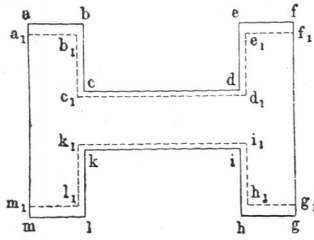



Die Verhältniſſe beim Walzen des Eiſens in Kalibern ſind viel weniger einfach, weil die ſeitlichen Ränder dieſer Kaliber in dem Verhältniſſe ihrer Axenabſtände verſchiedene Geſchwindigkeiten haben. Bei dem offenen Kaliber von nahezu quadratiſchem Querſchnitte $AB$, Fig. 1032, z. B. haben die Punkte $A_1$ und $B_1$ der Walzen eine in dem Verhältniſſe $\frac{r_1}{r}$ größere Umfangsgeſchwindigkeit, als die Punkte $A$ und $B$, wovon der Einfluß ſich häufig durch Riſſe an den Kanten $A_1 B_1$ des Stabes bemerklich macht. Man iſt daher bei der Kalibrirung der Walzen, d. h. bei der Wahl der zweckmäßigen Abmeſſungen der einzelnen auf einander folgenden Kaliber, weſent-

[1]) Zeitſchr. deutſch. Ing. 1876, S. 448.

lich auf praktiſche Erfahrung angewieſen, da die Theorie ſchon bei der Annahme eines vollkommen gleichartigen Materials von durchaus gleicher Temperatur verſagt, in der Wirklichkeit aber die zum Walzen kommenden Eiſenmaſſen an verſchiedenen Stellen im Inneren ſehr verſchiedene Härtegrade zeigen und die Temperatur ebenfalls nicht überall dieſelbe iſt. Indem in Bezug der Walzenkalibrirung auf die einſchlägigen Werke über Eiſenhüttenkunde und vornehmlich auf die unten angegebenen Abhandlungen [1]) über dieſen Gegenſtand verwieſen werden muß, mag hier nur erwähnt werden, daß dabei der Grundſatz gilt, bei der Herſtellung von ſogenanntem Façoneiſen das Abnahmeverhältniß möglichſt in allen einzelnen Theilen des herzuſtellenden Querſchnittes gleich groß anzunehmen. Demgemäß hat man z. B. bei dem Auswalzen eines Trägers von doppel-T-förmigem Querſchnitte, Fig. 1033, auf ein Kaliber $abc \ldots m$ ein anderes $a_1 b_1 c_1 \ldots m_1$ folgen zu laſſen, bei welchem der Flanſchenquerſchnitt $ablm$ möglichſt in demſelben Verhältniſſe verjüngt wird (zu $a_1 b_1 l_1 m_1$), wie der Querſchnitt $cdik$ der Mittelwand, alſo wie deren Dicke $ck$. Eine Abweichung von dieſer Regel würde ſonſt in dem ſtärker verjüngten Theile eine größere Streckung zur Folge haben, ſo daß dadurch der weniger verjüngte Theil mit fortgezogen werden müßte und Riſſe unvermeidlich wären.

Fig. 1033.




Ueber den beim Walzen von Eiſen und Stahl zwiſchen den Walzen auftretenden Druck mögen nach den von Blaß, Daelen und Kollmann angeſtellten Verſuchen [2]) die folgenden Angaben angeführt werden. Danach betrug dieſer Druck für

| | | A. | B. |
|---|---|---|---|
| Eiſenbahn-Stahlſchienen, | Vorwalzen . . . | 119000 kg, | 91000 kg, |
| „ „ | Fertigwalzen . . | 122000 „ | 78000 „ |
| Stahl-Querſchwellen, | Vorwalzen . . . | 132000 „ | 150000 „ |
| „ „ | Fertigwalzen . . | 105500 „ | 172500 „ |

wobei zu bemerken iſt, daß die unter A. angegebenen Zahlen ſich bei Verſuchen auf der Gutehoffnungshütte und die Zahlen unter B. bei der Actiengeſellſchaft Phönix ergeben haben.

Beim Walzen von Eiſenblech von 0,810 m Breite und 5,3 mm Dicke

[1]) Die Kalibrirung der Eiſenwalzen, drei Arbeiten von R. Daelen, von A. Hollenberg und von Diekmann in den Verhandlungen des Ver. z. Bef. des Gewerbfl. in Preußen 1869.

[2]) Stahl und Eiſen 1881, S. 57.

aus Platinen von 0,8 m Breite und 16 mm Dicke und einer Abnahme der Blechdicke um 1,5 mm betrug der Druck 437 700 kg, während er ſich bei dem Walzen von 0,910 m breitem Eiſenblech von 5 mm Dicke aus Platinen von 0,90 m Breite und 13 mm Dicke bei 1 mm Abnahme der Blechdicke zu 386 000 kg ſtellte. Beim Walzen von dünnem Blech kann der Druck bis auf 1 000 000 kg ſteigen[1]). Eine weſentliche Steigerung des Druckes durch den Stoß bei dem Eintritte des Stabes in die Walzen ſcheint nur bei ſchon erheblich abgekühlten Stäben einzutreten. Je nach der Verſchiedenheit der Temperatur in der Längenrichtung des Stabes iſt übrigens der Druck entſprechenden Schwankungen unterworfen.

| Walzenſtraße für | Walzendurchmeſſer m | Umdrehungen in der Minute | Kraftbedarf Pferdekr. |
|---|---|---|---|
| Draht, 3,5—12 mm, Vorwalzen . . . . . | 0,30—0,32 | 200—300 | 400—500 |
| „ 3,5—12 mm, Schnellwalzen . . . | 0,25—0,30 | 500 | |
| Feineiſen, Rund- und Quadrateiſen, 12 bis 50 mm, Winkeleiſen bis 65 mm Schenkellänge, Vorwalzen . . . . . | 0,40 | 120 | 300—400 |
| Fertigwalzen . . . . . | 0,30 | 260 | |
| Mitteleiſen, Rund- und Quadrateiſen bis 75 mm, Flacheiſen bis 135 mm Breite, Winkeleiſen bis 75 mm Schenkellänge | 0,40 | 100—120 | 300—400 |
| Stabeiſen, Rund- und Quadrateiſen bis 150 mm, Flacheiſen bis 180 mm Breite, Winkeleiſen bis 125 mm Schenkellänge | 0,50—0,55 | 70—80 | 350—400 |
| Schienen, Dreiwalzwerk . . . . . | 0,65—0,75 | 100—120 | 600—800 |
| Feinblech, 0,1—5 mm Dicke, 1 m Breite, 2 m Länge . . . . . | 0,55—0,60 | 40 | 30—40 |
| Grobblech, 2,2—3,5 m Ballenlänge der Walzen . . . . . | 0,60—0,90 | — | — |
| Schwungradmaſchinen . . . . | — | — | 80—150 |
| Reverſirmaſchinen . . . . . | — | — | 600—800 |

Zur Beſtimmung des Arbeitsverbrauches beim Walzen und der erforderlichen Maſchinenſtärke hat man wohl verſucht, Formeln zu entwickeln, die aber ſo lange wenig Werth haben können, als die Vorgänge beim Walzen nicht beſſer aufgeklärt ſind. Es muß in dieſer Beziehung ebenfalls die praktiſche Erfahrung die Anhaltspunkte geben, aus welchem Grunde im Vorſtehenden eine Zuſammenſtellung der für die hauptſächlichſten

[1]) Zeitſchr. deutſch. Ing. 1885, S. 52.

Walzwerke erforderlichen Betriebskräfte, sowie der üblichen Walzendurchmesser und Umdrehungszahlen angeführt ist. Dabei soll nur noch, wie schon oben bemerkt wurde, hervorgehoben werden, daß Kehrwalzwerke und Dreiwalzwerke erheblich stärkere Maschinen erfordern als Walzwerke, die nur nach einer Richtung walzen, weil bei den letzteren die Arbeit der Betriebsmaschine während der Rückgabe des Walzstückes in dem Schwungrade aufgespeichert wird, so daß diese Arbeit bei dem folgenden Stiche ebenfalls nutzbar gemacht wird. Die vorstehende Tabelle ist nach den Angaben von Wedding [1]) zusammengestellt.

Das Universalwalzwerk für Flacheisen von 0,40—0,50 m Breite erhält liegende Walzen von 0,50—0,60 m Durchmesser und stehende vom $^2/_3$ fachen Durchmesser der liegenden. Die Umfangsgeschwindigkeit der auf der Austrittsseite gelegenen Walzen ist $^4/_3$- bis $^3/_2$ mal so groß, wie die der auf der Eintrittsseite gelegenen.

**Das Schrägwalzverfahren.** Unter dieser Bezeichnung ist in der neueren Zeit ein eigenthümliches und interessantes Verfahren [2]) zum Auswalzen von Metallen bekannt geworden, von dem man sich in folgender Weise Rechenschaft geben kann. §. 242.

Die beiden Walzen $A$ und $B$ der gewöhnlichen Anordnung, Fig. 1034, welche mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit $v$ nach den entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden, ertheilen dem zwischen sie eingeführten Stabe $C$ eine fortschreitende Bewegung mit einer Geschwindigkeit, die ebenfalls zu $v$ angenommen werden kann. Zwei Walzen $A$ und $B$, Fig. 1035, dagegen, welche in demselben Sinne mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit $v$ umgedreht werden, veranlassen, daß ein zwischen den Walzen befindlicher cylindrischer Stab $C$ in der entgegengesetzten Richtung wie $A$ und $B$ umgedreht wird, wenn man voraussetzt, daß ein Gleiten des Walzenumfanges nicht stattfindet und der Stab an einem seitlichen Heraustreten durch Anstoßplatten oder in sonst geeigneter Art verhindert wird. Die Umdrehungsgeschwindigkeit des Stabes stimmt mit derjenigen der Walzenumfänge überein, eine fortschreitende Bewegung, wie in Fig. 1034, nimmt der Stab aber nicht an.

Fig. 1034.

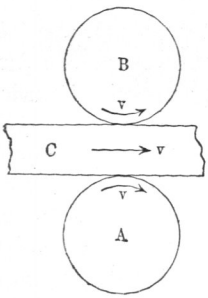
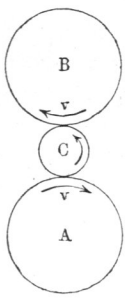



Fig. 1035.

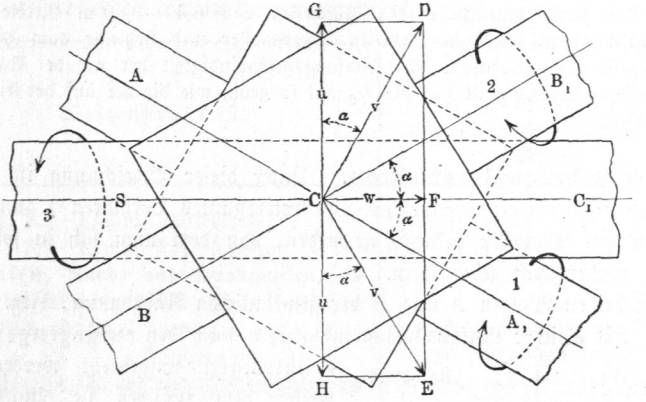



[1]) Grundriß der Eisenhüttenkunde von H. Wedding, 3. Aufl., Berlin 1890, s. auch des Ingenieurs Taschenbuch vom Verein Hütte, 16. Aufl., 1896.

[2]) D. R.-P. Nr. 34617 von F. Kögel in Staßfurt.

Denkt man ſich nunmehr zwei Walzen ſo über einander angeordnet, daß ihre Axen $AA_1$ und $BB_1$, Fig. 1036, gegen die Axe $CC_1$ des zwiſchen die Walzen geführten Stabes $S$ unter dem Winkel $\alpha = A_1CC_1 = B_1CC_1$ geneigt ſind, ſo müſſen dieſelben bei der durch die Pfeile 1 und 2 angedeuteten Umdrehung den Stab ſowohl zu einer fortſchreitenden Bewegung in der Richtung von $C$ nach $C_1$, wie auch zu einer Umdrehung um die eigene Axe im Sinne des Pfeiles 3 nöthigen. Trägt man in dem Kreuzungspunkte $C$ die Umfangsgeſchwindigkeiten $v$ der beiden Walzen an

Fig. 1036.




ihrer Berührungsſtelle mit dem Stabe $S$ ſenkrecht zu den Axen ab, alſo $CD$ für die untere Walze $A$ und $CE$ für die obere Walze $B$, ſo ergiebt eine Zerlegung dieſer Geſchwindigkeiten nach $CC_1$ und ſenkrecht dazu die Geſchwindigkeit der fortſchreitenden Bewegung des Stabes zu

$$w = CF = v \sin\alpha = 2\pi r \frac{n}{60} \sin\alpha,$$

während die Umfangsgeſchwindigkeit durch

$$u = CG = CH = v \cos\alpha = 2\pi r \frac{n}{60} \cos\alpha$$

gegeben iſt, wenn $r$ den Walzenhalbmeſſer und $n$ die minutliche Umdrehungszahl bezeichnet. Bedeutet $d$ die kürzeſte Entfernung der beiden Walzenumfänge in $C$, ſo beſtimmt dieſe Größe auch die Dicke des Stabes, nachdem er zwiſchen den Walzen hindurchgetreten iſt, ſo daß man die Umdrehungszahl $m$ des Stabes in der Minute zu

$$m = \frac{60\,u}{\pi d} = \frac{2r}{d} n \cos\alpha$$

erhält. Vermöge dieſer beiden Bewegungen beſchreibt jeder Punkt auf der Oberfläche des Stabes, nachdem er den kleinſten Abſtand der Walzen in $C$

durchſchritten hat, eine Schraubenlinie um die Axe $CC_1$, deren Durchmeſſer $d$ und deren Neigung gegen die Querſchnittsebene gleich $\alpha$ iſt, denn man hat für dieſen Neigungswinkel das Verhältniß

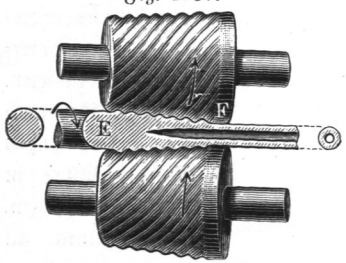
$$\frac{w}{u} = \frac{v \sin \alpha}{v \cos \alpha} = tg\,\alpha.$$

Die Steigung dieſer Schraubenlinie beſtimmt ſich daher zu

$$s = \pi d\, tg\,\alpha.$$

In Folge dieſer Wirkungsweiſe werden die einzelnen Faſern des Stabes ähnlich wie beim Spinnen eines Garnfadens ſchraubenförmig um die Axe gewunden, wodurch das Material allſeitig nach innen zuſammengepreßt wird und wovon eine größere Feſtigkeit des Walzerzeugniſſes zu erwarten iſt. Die vorſtehenden Betrachtungen ändern ſich nicht weſentlich, wenn anſtatt der cylindriſchen coniſche oder conoidiſche Walzen, Fig. 1037, angewandt werden, wobei nur der Walzenhalbmeſſer $r$ und die Dicke $d$ des Arbeitsſtückes an verſchiedenen Stellen von veränderlicher Größe iſt. Hierbei wird das Material von $E$, wo der Zwiſchenraum $d_2$ beträgt, nach $F$ hin entſprechend der Dicke $d_1$ fortwährend geſtreckt, und man kann die Dicke in einem einzigen Durchgange in viel größerem Verhältniſſe verjüngen, als dies bei den gewöhnlichen Walzen der Fall iſt, wo zu einer gleichen Querſchnittsveränderung mehrere auf einander folgende Stiche in allmählich abnehmenden Kalibern erforderlich ſind.

Fig. 1037.



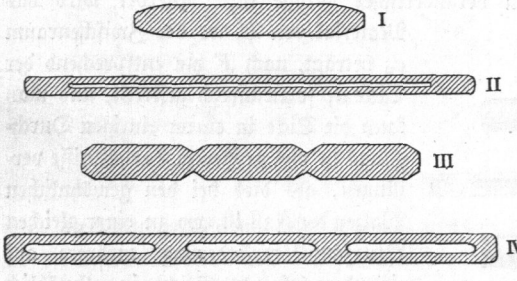

Bei dem hier betrachteten Verfahren ſind gewiſſermaßen viele auf einander folgende Kaliber in der Strecke zwiſchen $E$ und $F$ zuſammengedrängt und die Verarbeitung erfolgt in allen dieſen Kalibern gleichzeitig im Gegenſatze zu dem gewöhnlichen Verfahren, bei welchem der Stab in ſeiner ganzen Länge immer nur in einem Kaliber geſtreckt wird. Dabei wird durch die gedachte ſeilartige Verdrehung der Faſern das Material feſt zuſammengehalten, wie in einem geſchloſſenen Kaliber, ſo daß trotz der erheblichen Streckung ein Zerbröckeln der Maſſe verhütet wird, ebenſo wie die Windung der Faſern einem ſeitlichen Breiten des Arbeitsſtückes wirkſam entgegentritt.

Die Streckung des Materials kann hierbei ungemein befördert werden, wenn die Walzenoberflächen, wie in der Figur angedeutet, mit hervorragenden Rippen oder Wulſten verſehen ſind, die ſich in das weiche Material eindrücken und daſſelbe gewiſſermaßen wie fortſchreitende Wellen in der Richtung von $E$ nach $F$ hin verſchieben. Wenn dabei dieſe Rippen in der

Geſtalt von Schrauben angebracht ſind, die nach dem Ausgangsende $F$ hin entſprechend ſteiler werden, ſo läßt ſich hierdurch das Material mit ſo beträchtlicher Geſchwindigkeit in der Axenrichtung des Stabes verſchieben, daß die in beſtimmter Zeit bei $E$ eintretende Maſſe nicht mehr ausreicht, um den Querſchnitt bei $F$ auszufüllen, und man erhält daher einen bei $F$ austretenden Hohlſtab, indem das Material im Inneren aufreißt, wie in der Figur angedeutet iſt.

Es ergiebt ſich daher das von Mannesmann in Remſcheid gefundene höchſt überraſchende Verfahren, aus einem vollen Metallblocke ohne vorherige Ausbohrung und ohne Zuhülfenahme eines den Innenraum beſtimmenden Dornes eine Röhre zu walzen, in welcher nach dem Vorherigen die Faſern ſeil- oder ſchraubenförmig gewunden ſind. Der hintere Theil dieſer Röhre bleibt dabei geſchloſſen, weil das letzte Stück, wenn es bis zu gewiſſer Entfernung dem Ausgangspunkte $F$ genähert iſt, mit genügender Geſchwindigkeit vorgezogen wird, um die zur gänzlichen Ausfüllung des Austrittsquerſchnitts erforderliche Maſſe darzubieten. Man kann aber auch eine an beiden Enden geſchloſſene Röhre in der Weiſe erzeugen, daß man einen an beiden Enden zugeſpitzten Block, Fig. 1038 I, zwiſchen die Walzen bringt, in welchem Falle ein Rohr wie Fig. II erzielt wird, während ein Block von der Geſtalt der Fig. III eine Röhre mit Zwiſchenböden wie Fig. IV ergiebt.

Fig. 1038.




Die Weite dieſer ſo entſtehenden Höhlung des Walzſtückes hängt von dem Verhältniſſe der drehenden und gradlinigen Bewegung des Arbeitsſtückes, alſo von der Form und Stellung der Walzen, ſowie von der Querſchnittsverminderung ab; dabei iſt die Höhlung in Folge des gedachten Aufreißens im Inneren nicht glatt, ſondern vielfach durch Riſſe und Sprünge aufgerauht. Um daher Röhren von einer beſtimmten lichten Weite und innerlich glatt zu erhalten, kann man einen Dorn von entſprechenden Abmeſſungen anwenden, deſſen vorderes Ende zwiſchen den Walzen befindlich iſt, während das hintere Ende feſtgehalten wird. Die Art, wie hierbei das Walzen vor ſich geht, wird am einfachſten aus den Figuren 1039, I—IV [1]) klar, worin $A$ und $B$ wieder die Walzen bedeuten, während $C$ das Walz-

[1]) D. R.-P. Nr. 46337 von R. Mannesmann.

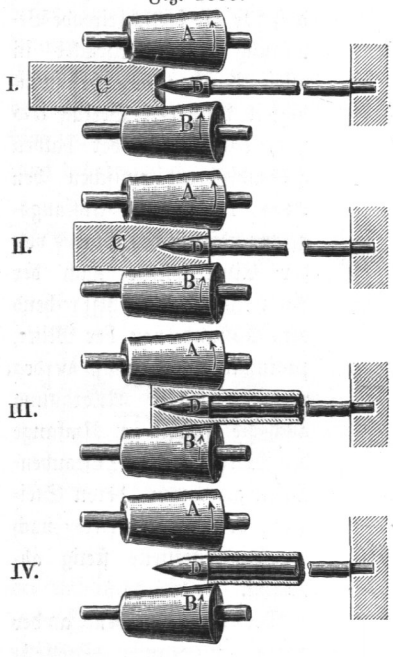
ſtück und $D$ den Dorn vorſtellt. Selbſtredend muß hierbei die Länge des Dornes gleich der zu erzielenden Rohrlänge ſein, weswegen die letztere beſchränkt iſt, wogegen man engere Röhren, die nach den vorhergehenden Bemerkungen ohne Dorn gewalzt werden, in beliebigen Längen erzeugen kann.

Man kann an Stelle der bisher vorausgeſetzten cylindriſchen oder coniſchen Walzen auch ſolche von Scheibenform anwenden, in welchem Falle ſich das Schrägwalzverfahren wie folgt erläutern läßt.

Es ſeien $A$ und $B$, Fig. 1040 (a. f. S.), die Axen von zwei ebenen Scheiben $S$ und $T$, welche von der Mittellinie $CF$ des zu walzenden Blockes $C$ nach beiden Seiten um den Winkel $\alpha$ abweichen mögen, und deren kleinſter Abſtand an der Austrittsſtelle $F$ $d_1$ ſein mag, während die Dicke des bei $E$ von den Scheiben erfaßten Walzſtückes $d_2$ ſein ſoll. Die Axen der beiden Scheiben, deren Umdrehungsrichtung durch die Pfeile 1 und 2 angedeutet iſt, ſollen nicht in derſelben wagerechten Ebene, ſondern $A$ ſoll um die Größe $ab = 2a$ über $B$ gelegen und das Walzſtück $C$ ſoll in der Mitte zwiſchen $a$ und $b$ (Fig. II) eingeführt werden. Bezeichnet man die Winkelgeſchwindigkeit jeder Scheibe mit $\omega$, ſo iſt die Umfangsgeſchwindigkeit beim Austritte $F$ durch $v = r\omega$ gegeben, wenn $r = af = bf$ den Halbmeſſer einer Scheibe vorſtellt. Dieſe Geſchwindigkeiten haben die Richtung $fh$ für die obere Scheibe $A$ und $fg$ für die untere $B$. Zerlegt man dieſe Geſchwindigkeiten nach der Richtung der Mittellinie $cf$ des Stabes und ſenkrecht dazu, ſo erhält man die Geſchwindigkeit der Vorwärtsbewegung des Stabes in $w = fi = v \sin \beta$, wenn $\beta = hfl = afc$ den Winkel vorſtellt, welchen der Halbmeſſer $af$ oder $bf$ mit der Mittellinie des Walzſtückes bildet. Ebenſo beſtimmt ſich die Umfangsgeſchwindigkeit des Stabes bei dem Austritte in $F$ zu $u = fl = fk = v \cos \beta$. Setzt man $v = r\omega$ ein, ſo kann man die beiden Geſchwindigkeiten auch durch

$w = v \sin \beta = r\omega \sin \beta = a\omega$ und $u = v \cos \beta = r\omega \cos \beta = b\omega$

Fig. 1039.



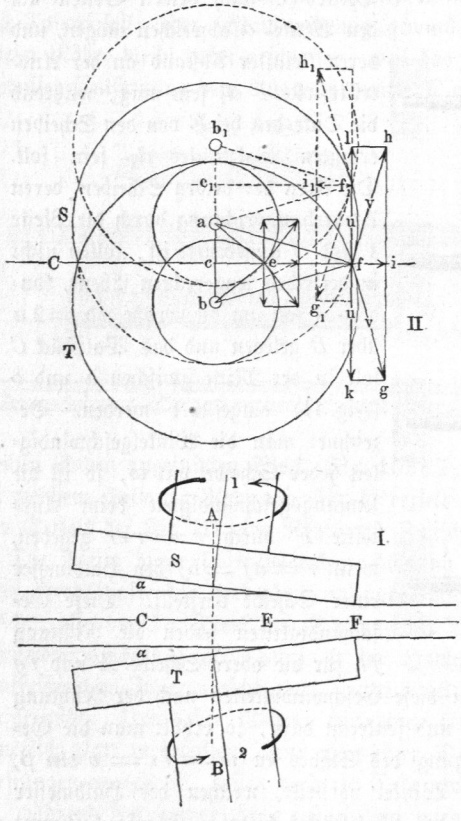
ausdrücken, wenn $b = cf$ den Abſtand des betrachteten Angriffspunktes $F$ von $ab$ bedeutet und $a = {}^1/_2\, ab$ geſetzt wird, wie vorſtehend angegeben.

Für irgend eine andere Angriffsſtelle des Stabes, z. B. für $E$, beim Eintritte, hat man in gleicher Weiſe dieſelbe fortſchreitende Geſchwindigkeit $w = a\omega$, während die Umfangsgeſchwindigkeit des Stabes daſelbſt den geringeren Werth

$$u_1 = r_1 \omega \cos \beta_1 = b_1 \omega$$

hat, unter $r_1$ den zugehörigen Halbmeſſer $ae$ oder $be$ und unter $\beta_1$ deſſen Neigung gegen die Mittellinie $ce$, ſowie unter $b_1$ die Entfernung der Angriffsſtelle $E$ von $ab$ verſtanden. Es ergiebt ſich daher, daß für die fortſchreitende Bewegung des Walzſtückes in allen Punkten die Geſchwindigkeit denſelben Betrag $a\omega$ hat, entſprechend der halben Höhendifferenz zwiſchen den Axen, wogegen die Umfangsgeſchwindigkeit des Stabes von der Eintrittsſtelle nach der Austrittsſtelle hin, entſprechend dem Abſtande von der Mitte, zunimmt. Demgemäß werden vermöge dieſer Anordnung auch die Faſern im Umfange des Walzſtückes in Schraubenlinien gewunden, deren Steigung von der Eintritts- nach der Austrittsſtelle ſtetig abnimmt.

Fig. 1040.




Die hier beſchriebene, an der unten angegebenen Stelle[1]) näher erläuterte Einrichtung hat noch eine bemerkenswerthe Eigenſchaft, die ſich aus der vorſtehenden Unterſuchung ergiebt.

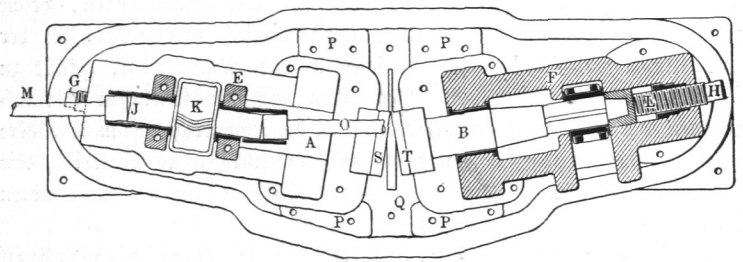
Wenn man nämlich durch Hebung der unteren Axe $B$ den Höhenunterſchied $2a$ verringert, ſo wird damit auch die fortſchreitende Bewegung des

[1]) D. R.-P. Nr. 34617.

Arbeitsſtückes entſprechend verkleinert, während die Umdrehungsgeſchwindigkeit deſſelben nur unweſentlich geändert wird. Bei gleicher Höhenlage der beiden Axen hört mit $a = 0$ die fortſchreitende Bewegung ganz auf und bei einer Erhebung der Axe $B$ über diejenige $A$ erfolgt die fortſchreitende Bewegung des Arbeitsſtückes nach der entgegengeſetzten Richtung, wie man aus Fig. II erſieht, worin die betreffende höhere Lage der Axe $B$ durch die Buchſtaben $b_1 f_1$ u. ſ. f. und die Mittellinie des Stabes durch $c_1 f_1$ angedeutet iſt. Man kann daher das Walzwerk in einfacher Art zum Hin- und Zurückwalzen des Blockes befähigen, wenn man die eine Axe durch eine entſprechende Hebevorrichtung abwechſelnd unter und über die andere ſtellt, während die Walzen unausgeſetzt in derſelben Richtung umlaufen. Vermöge dieſer Einrichtung iſt man ſogar im Stande, einzelne Theile von Stäben dünner zu walzen als andere, z. B. die Zapfen an den beiden Enden von Eiſenbahnaxen. In Betreff der mancherlei anderen Formen, welche durch das Schrägwalzverfahren darſtellbar ſind, muß auf die betreffenden Patentſchriften verwieſen werden, aus denen im Folgenden nur noch die Einrichtung des bezüglichen Walzwerkes mit ebenen Scheiben[1]) angeführt werden ſoll.

In Fig. 1041, welche die obere Anſicht mit theilweiſem Durchſchnitt des betreffenden Walzwerkes vorſtellt, ſind die beiden Axen $A$ und $B$ mit

Fig. 1041.




den auf ihren Enden befeſtigten Scheiben $S$ und $T$ in den Lagerſtühlen $E$ und $F$ angebracht und können durch die Stellſchrauben $G$ und $H$ nach Erfordern einander mehr oder weniger genähert werden, entſprechend der Dicke $d$, bis zu welcher das Walzſtück ausgeſtreckt werden ſoll. Die Walzenſtühle $E$ und $F$ ſind auf der Unterlagsplatte derartig drehbar befeſtigt, daß man die Neigung der Scheiben gegen einander verändern kann, und zwar ſind die Mittelpunkte $J$ und $L$, um welche die Drehung ſtattfindet, ſo angeordnet, daß die Drehaxe $J$ die Triebwelle $M$ ſchneidet, durch welche die Betriebskraft auf die Axe $A$ vermittelſt der Krauſeln $K$ übertragen wird, und daſſelbe gilt in Bezug auf die Drehaxe $L$ und die Welle, welche die

[1]) D. R.-P. Nr. 34617.

Kraft von *B* aus weiter auf ein folgendes Walzwerk übertragen kann. Hierdurch wird die Einführung und Weiterleitung der Betriebskraft durch die Verdrehung der Walzenſtühle auf der Grundplatte *Q* nicht beeinflußt. Die Kuppelſtange *O* überträgt die Bewegung von dem Kammrade *K* weiter auf die Axe *B*, und zwar, um dieſe entgegengeſetzt wie *A* zu drehen, durch Vermittelung von drei in einander greifenden Kammrädern, von denen das mittlere als Wechſelrad zur Umkehrung der Drehungsrichtung dient. Die Paßſtücke *P* dienen dazu, die Walzenſtänder in der ihnen gegebenen Stellung feſtzuhalten, durch geeignete Unterlagsplatten unter den Ständern kann die erforderliche Verſchiedenheit in der Höhenlage der Axen erreicht werden.

In der mehr erwähnten Patentſchrift iſt auch ein Walzwerk mit drei cylindriſchen Walzen angegeben, zwiſchen deren Umfängen das Walzſtück geſtreckt wird, und deren gegenſeitige Neigung ſich entſprechend dem gewünſchten Verhältniß der fortſchreitenden und drehenden Bewegung des Walzſtückes während des Betriebes verändern läßt. Durch Neigung der Walzen nach der einen oder anderen Seite läßt ſich dabei ebenfalls ein Hin- und Zurückwalzen des Arbeitsſtückes ohne Umkehrung der Walzendrehung erreichen, ebenſo wie dies für ſcheibenförmige Walzen vorſtehend nachgewieſen wurde.

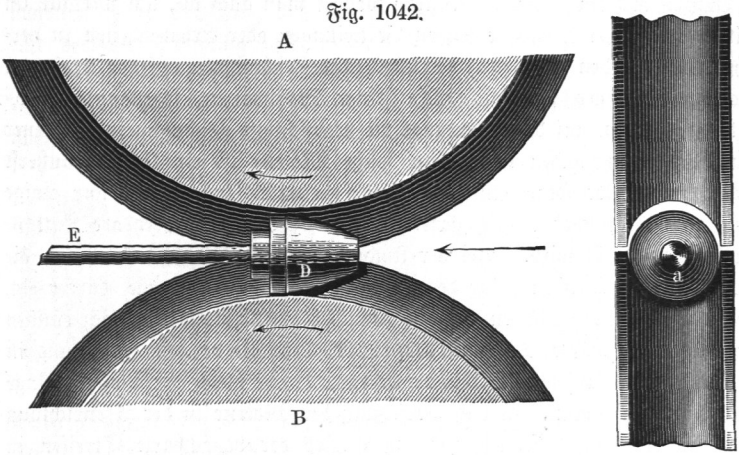
Das nach ſeinem Erfinder Mannesmann benannte Verfahren, aus einem maſſiven Blocke unmittelbar ein Rohr zu walzen, hat nach ſeinem Bekanntwerden berechtigtes Aufſehen gemacht. Die Erwartungen, welche daran geknüpft wurden, ſcheinen aber nur theilweiſe, insbeſondere bei der Verarbeitung von Kupfer und ähnlichen weichen Materialien, erfüllt zu ſein, bei dem Verarbeiten von Eiſen ſollen nach den ſpärlichen Verlautbarungen, die darüber bekannt geworden ſind, die Schwierigkeiten insbeſondere dadurch entſtanden ſein, daß nur ein außerordentlich feſtes Material, wie Gußſtahl, die ſtarke Beanſpruchung verträgt, der es in der vorgedachten Weiſe bei dem Schrägwalzen ausgeſetzt iſt.

Hierbei mag erwähnt werden, daß die ſchmiedeeiſernen Siederöhren für Locomotiv- und andere Keſſel zwar auch gewalzt werden, das hierzu dienende Walzwerk aber nicht eigentlich zur Formbildung der Röhren, ſondern nur zum Zuſammenſchweißen der Ränder dient, mit denen die beiden Langſeiten eines zur Röhrenform gerollten Blechſtreifens zuſammenſtoßen. Die dazu dienenden Walzen haben in der Regel nur ein in jeder Walze halbrundes Kaliber, ſo daß ſie die Geſtalt von Scheiben, *A* und *B*, Fig. 1042 [1]), annehmen, und ein cylindriſcher Dorn *D* zwiſchen den Walzen, der durch die Stange *E* an ſeinem hinteren Ende feſtgehalten wird, übt den Gegendruck auf die Innenwand aus, wenn das Rohr von den Walzen erfaßt und durch den Zwiſchenraum zwiſchen den Walzenumfängen und dem

[1]) Aus Ledebur, Die Verarbeitung der Metalle. Braunſchweig 1877.

Dorne hindurchgezogen wird. Unter dem hierbei ausgeübten Drucke ſchweißen die Ränder des Rohres zuſammen, deſſen Länge natürlich nicht größer ſein darf, als die der Stange *E*. Dieſe Walzen haben 0,55 bis 0,65 m Durch-

Fig. 1042.




meſſer und machen je nach der größeren und kleineren Dicke der Röhren 60 bis 130 Umgänge in der Minute, ſo daß die Durchgangsgeſchwindigkeit des Rohres etwa zwiſchen 2 und 4 m gelegen iſt.

**Sonstige Walzwerke.** Man hat die Walzen außer in der vor- §. 243.
gedachten Weiſe auch noch zu den mannigfaltigſten Zwecken benutzt, von denen hier nur die hauptſächlichſten anzuführen ſind, da die Wirkungsart in allen Fällen im Weſentlichen dieſelbe iſt und die Abweichungen hauptſächlich die dem beſonderen Zwecke anzupaſſende Form der Walzen betreffen. Wenn man z. B. die Oberflächen von zwei cylindriſchen Blechwalzen mit Vertiefungen nach einem beſtimmten Muſter verſieht, ſo drückt ſich das Eiſen in dieſe Vertiefungen ein, und die erzeugte Platte zeigt auf der einen oder auf beiden Seiten das betreffende erhaben gepreßte Muſter. In dieſer Art werden nicht nur geriffelte und gebuckelte Platten, ſondern auch manche Gegenſtände, wie Dunggabeln[1]), Kettenglieder[2]) u. dergl. m. vorgearbeitet, die nachher nur aus dem gewalzten Stabe ausgeſchnitten werden müſſen. Daß man in dieſer Weiſe auch coniſch zugeſpitzte Stäbe von einer den Walzenumfang nicht übertreffenden Länge herſtellen kann, iſt erſichtlich. Zur Herſtellung längerer kegelförmig verjüngter Stäbe hat man auch vor-

[1]) D. R.-P. Nr. 83278.
[2]) D. R.-P. Nr. 65548.

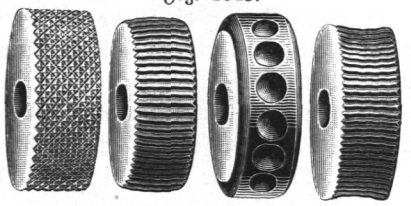
geſchlagen, ein in mehreren Schraubenwindungen verlaufendes Rundkaliber in den beiden Walzen anzubringen, deſſen Durchmeſſer von dem einen nach dem anderen Ende allmählich abnimmt.

Walzen mit eingravirten Muſtern wendet man auch an, um Metalle im kalten Zuſtande mit entſprechenden Vertiefungen oder Erhabenheiten zu verſehen. So werden die vertieft herzuſtellenden Zeichnungen auf den kupfernen Kattundruckwalzen mit Hülfe kleiner Stahlwalzen, ſogenannter Molletten, erzeugt, auf deren Umfange die beabſichtigte Zeichnung in erhabener Ausführung vorhanden iſt. Eine ſolche Molette iſt ein kleiner, äußerſt genau gearbeiteter Stahlcylinder von nur geringer Länge (meiſt nur einige Centimeter), welcher kräftig gegen die in feſten Lagern drehbare Kattundruckwalze gepreßt wird. Bei der Umdrehung der Molette drücken ſich die hervorragenden ſcharfen Züge des Stahlcylinders in das weiche Kupfer ein, wobei die beiden Oberflächen ſich auf einander abwälzen, ſo daß nach einigen Umgängen der Kupferwalze auf deren Oberfläche die vertiefte Zeichnung in einem ringsum laufenden Streifen von einer Breite gleich der Mollettenlänge zum Vorſchein kommt. Durch Verſetzung der Molette in der Axenrichtung und Wiederholung deſſelben Vorganges wird der benachbarte Streifen in gleicher Weiſe bearbeitet und daſſelbe Verfahren ſo oft wiederholt, bis die ganze Kattunwalze gleichmäßig mit dem Muſter bedeckt iſt. Es iſt leicht erſichtlich, daß das auf der Molette angebrachte Muſter ringsum auf der Kattundruckwalze ſo oft erſcheint, als die Molette bei einer ganzen Umdrehung der Walze Umgänge gemacht hat, woraus hervorgeht, daß das Verhältniß der Umfänge der Walze und der Molette genau durch eine ganze Zahl dargeſtellt ſein muß. Daß man hierbei die Molette nur klein im Durchmeſſer macht, hat ſeinen Grund nicht nur in der damit erleichterten Herſtellung dieſer harten Stahlwalze, ſondern auch darin, daß die ausgeübte Preſſung von einer um ſo kleineren Berührungsfläche zwiſchen den beiden Walzen aufgenommen wird, je kleiner der Mollettendurchmeſſer iſt. Hätte man es mit abſolut ſtarren und unzuſammendrückbaren Maſſen zu thun, ſo würde die Berührung ſtreng genommen nur in einer geometriſchen geraden Linie ſtattfinden, wegen der Zuſammendrückbarkeit der Materialien vertheilt ſich aber der Druck auf einen ſehr ſchmalen Streifen, deſſen Breite um ſo kleiner ausfällt, je ſtärker die Molette gekrümmt iſt, alſo je kleiner ihr Durchmeſſer gewählt wird. In Folge der kleinen Berührungsfläche iſt daher der Druck für jede Flächeneinheit um ſo größer, weswegen ſich für derartige Prägearbeiten gerade die Walzen beſonders gut eignen. Mit der Wirkung dieſer Molletten ſtimmt diejenige der bekannten Rändelrädchen überein, welche in mannigfacher Ausführung von dem Metalldreher zum Krausmachen von Muttern und Schraubenköpfen in der Art angewandt werden, daß ſie mit dem Halter, in deſſen gabelförmig geſtaltetem Ende ſie drehbar gelagert ſind,

feſt gegen das auf der Drehbank umlaufende Arbeitsſtück gepreßt werden. In Fig. 1043 ſind einige ſolcher Werkzeuge dargeſtellt.

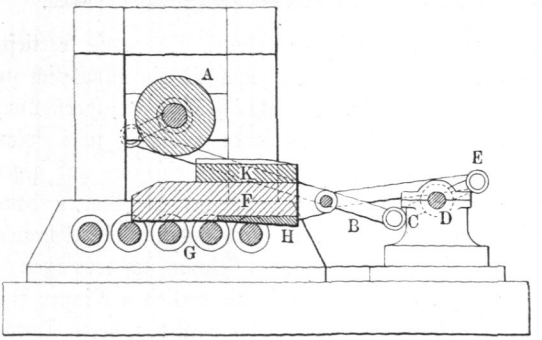
Da es ſehr mühſam und zeitraubend ſein würde, die erwähnten Stahlmoletten ſo zu graviren, daß das Muſter auf ihnen erhaben iſt, wogegen eine vertiefte Zeichnung viel einfacher auszuführen iſt, ſo pflegt man die eigentlichen Moletten durch denſelben Vorgang des Molettirens herzuſtellen, indem man eine mit der Molette im Durchmeſſer und der Länge genau übereinſtimmende Muttermolette mit vertiefter Zeichnung verſieht,

Fig. 1043.



und ſie im gehärteten Zuſtande mit der noch ungehärteten Molette zuſammen demſelben Verfahren des Abwälzens auf einander unter ſtarker Preſſung ſo lange unterwirft, bis das Material des weichen Stahls ſich in die vertieften Züge der harten Gegenwalze genügend eingepreßt hat, um in Form hervorſtehender ſcharfer Schneiden bei der ſpäteren Verwendung in die kupfernen Kattundruckwalzen einzudringen. Eine noch weitergehende Vereinfachung läßt ſich dadurch erzielen, daß man das Muſter vertieft in eine ebene Stahlplatte eingräbt, welche nach der Härtung in ein Rähmchen gelegt wird, das in einer Geradführung ſich verſchieben kann. Wird nun die weiche Stahlmolette kräftig gegen die gravirte harte Platte gepreßt und abwechſelnd in der einen und entgegengeſetzten Richtung umgedreht, ſo erzielt man denſelben Erfolg, wie mit einer Muttermolette.

Fig. 1044.



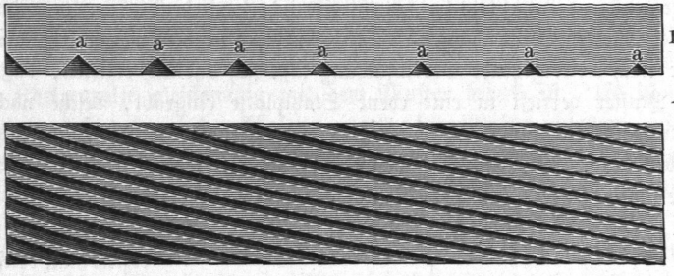

Derartige Walzplatten mit hin- und hergehender Bewegung in Verbindung mit einer dagegen gepreßten Walze hat man auch für andere Zwecke, ſo z. B. bei der Anfertigung der Feilen zum Auswalzen der Stahlſtücke, in der erforderlichen verjüngten Geſtalt angewendet. In Fig. 1044 [1]) iſt eine ſolche Einrichtung angedeutet. Hier bewegt die Walze *A* bei ihrer Umdrehung

[1]) D. R.-P. Nr. 83485.

vermittelſt zweier Kurbeln $C$ und Lenkerſtangen $B$ eine Axe $D$, welche durch andere Kurbeln $E$ den Schlitten $F$ über den Rollen $G$ hin und her bewegt. Auf dem Schlitten $F$ ruht die mit einer entſprechenden Austiefung verſehene Matrize $K$, in welche das glühende Stahlſtück eingepreßt wird, wenn der Schlitten ſich nach links bewegt und unter der Walze hingeht. Ein an dem Schlitten $F$ angebrachtes Keilſtück $H$ veranlaßt dabei, wenn es auf die Führungsrollen $G$ aufläuft, eine geringe Erhebung des Schlittens und der Matrize, in deren Folge das Stahlſtück an dem Ende die gewünſchte Verjüngung erhält, deren Form von der des Keilſtückes $K$ abhängt. Bei dem Rückgange des Schlittens $F$ kann die Walze zur Verhütung unnöthiger Reibung ausgekuppelt werden, ſo daß ſie von dem Schlitten leer nach der anderen Richtung mitgenommen wird.

In ähnlicher Weiſe wie die vorgedachten Walzplatten wirken die Gewindebacken, zwiſchen denen man die Holzſchrauben mit den erforderlichen Schraubengewinden verſieht. Eine ſolche Platte iſt in Fig. 1045[1])

Fig. 1045.



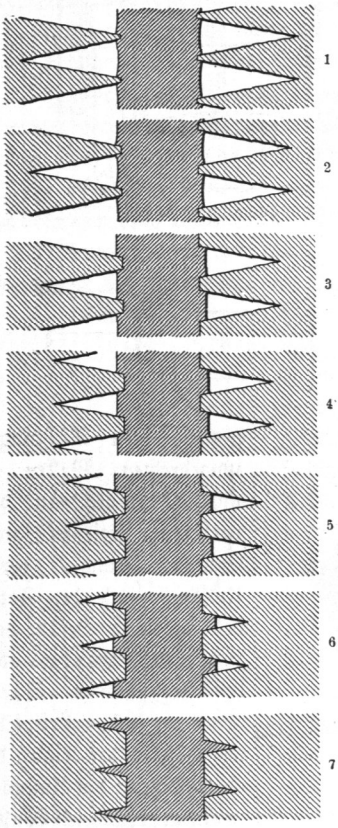

dargeſtellt, woraus man erſieht, daß in der ebenen Oberfläche vertiefte Nuthen $a$ angebracht ſind, deren Tiefe von $A$ nach $B$ hin allmählich zunimmt, wie aus dem Längsſchnitte Fig. II erſichtlich iſt. Zur Herſtellung der Gewindegänge wird die betreffende Schraube zwiſchen zwei ſolche Platten gebracht, die man mit genügendem Drucke gegen einander und gegen die zwiſchen ihnen befindliche Schraube preßt. Werden die Platten dann in entgegengeſetzten Richtungen verſchoben, ſo wird dadurch die Schraube um ihre Axe umgedreht, wobei die hervorſtehenden Rippen ſich dermaßen in das Material eindrücken, daß letzteres ſeitlich in die vertieften Rinnen eingepreßt wird und die hervorſtehenden Gewindegänge entſtehen, deren Durchmeſſer daher größer ausfällt, als derjenige des Schraubenbolzens. In der Fig. 1046, 1 bis 7, iſt die allmähliche Entſtehung der Gewinde veranſchaulicht.

Zum Walzen faßähnlicher Körper aus Stahlblech hat man den beiden

[1]) D. R.-P. Nr. 55393.

Walzen die aus Fig. 1047 [1]) (a. f. S.) erſichtliche Form gegeben, und zwar ſo, daß die obere Walze *A* im Längenſchnitte mit der Außenform des Faſſes übereinſtimmt, während die untere Walze *B* ſo geſtaltet iſt, daß ſie in der Mitte näher an die untere Walze herantritt, als an den Seiten. Wenn daher eine Blechtafel zwiſchen die Walzen eingeführt wird, und die letzteren vermittelſt der Stellvorrichtung für die Lager der Unterwalze gegen einander gedrückt werden, ſo wird die Platte nicht bloß nach der Breite entſprechend der Walzenform gebogen, ſondern ſie wird auch nach der Längsrichtung gekrümmt, weil die mittleren Faſern ſtärker geſtreckt werden, als die ſeitlich gelegenen. In Folge deſſen nimmt die Platte die doppelt gekrümmte Form eines Faſſes an, wenn ſie wiederholt zwiſchen den umkehrbaren Walzen unter allmählicher Zuſammenſtellung derſelben hin- und zurückgewalzt wird. Zur Umkehr der Walzenbewegung ſind hier die beiden Riemen, ein offener *C* und ein gekreuzter *D*, angeordnet, welche von der Hand des Arbeiters oder auch ſelbſtthätig durch die Schraube ohne Ende *E* verſchoben werden können, ſo daß die Axe der Riemſcheiben abwechſelnd nach entgegengeſetzten Richtungen umläuft. Die Uebertragung der Drehung auf die Walzen iſt aus der Figur erſichtlich. Wenn man hierbei die Walzen ſo ausführt, daß der Zwiſchenraum an den Seiten enger iſt, als in der Mitte, Fig. 1047, II, ſo nimmt die Platte wegen der größeren Verlängerung an den Seiten die umgekehrte Krümmung mit einer Einbauchung in der Mitte nach innen an, indem ſie ſich in dieſem Falle um die untere Walze herumlegt.

Fig. 1046.




In ähnlicher Art wie die vorſtehend beſchriebene Maſchine wirken die von

[1]) D. R.-P. Nr. 72221.

den Spenglern gebrauchten kleinen Sieken- und Bördelmaſchinen, von denen in Fig. 1048 ein Beiſpiel von E. Kircheis in Aue gegeben iſt. Die beiden von der Handkurbel *A* durch entſprechende Zahnräder nach ent-

Fig. 1047.

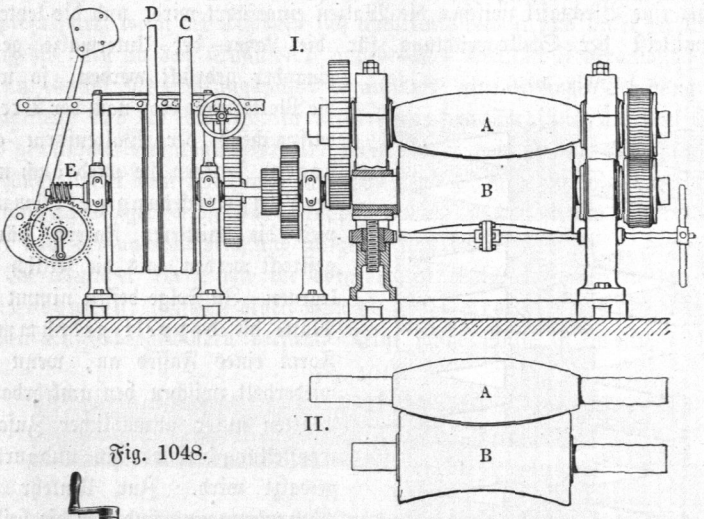
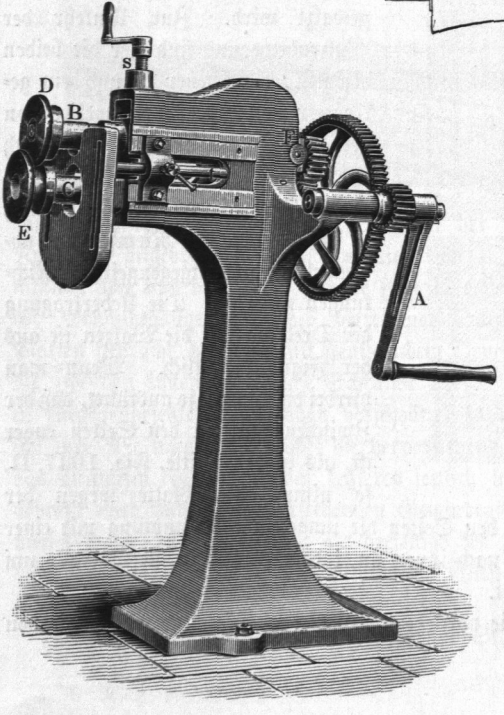



Fig. 1048.

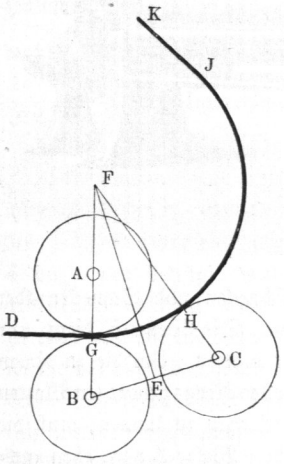



gegengeſetzten Richtungen umgedrehten Wellen *B* und *C* tragen an den vorderen Stirnen zwei Scheiben *D* und *E*, deren Umfänge nach der Form des an einem Gefäße herzuſtellenden Bordes oder der ſogenannten Sieke abgedreht ſind. Beiſpielsweiſe iſt in der Figur die obere Scheibe am Umfange zu einem gerundeten Wulſte geſtaltet, während die untere mit der paſſenden Rille verſehen iſt, ſo daß durch die Zuſammenwirkung beider ein zwiſchen die Scheiben geführtes Blech in die Form einer

entſprechenden Hohlkehle oder eines Stäbchens gepreßt wird. Die obere Welle iſt bei *F* drehbar gelagert, ſo daß man durch die Stellſchraube *S* das in einem Schlitze verſchiebliche vordere Lager verſtellen, alſo die obere Walze der unteren allmählich nähern kann. Hierbei wird bei ununterbrochener Umdrehung der Walzen ein zwiſchen dieſelben gebrachtes Blechgefäß ringsum mit einem Bord von der Geſtalt der verwendeten Walzen verſehen. Durch Auswechſelung der Scheiben mit beliebig anders geſtalteten kann dieſe Maſchine daher zur Herſtellung von allerlei Geſimſen und Leiſtenwerk an Blechgefäßen gebraucht werden, ebenſo kann ſie zum Einlegen von Draht in den freien Rand behufs der Verſteifung, ſowie zur Herſtellung von Falzverbindungen in leicht erſichtlicher Art verwendet werden. Bringt man vor den Walzen in einem verſtellbaren Bügel eine Spitze an, um welche ſich eine Blechſcheibe drehen läßt, ſo geſtattet die Maſchine, auch die kreisrunden Böden von Blechgefäßen am Rande ſowie auf der Oberfläche mit entſprechenden kreisrunden Vertiefungen oder Wülſten zu verſehen.

Da die vorſtehend mit Bezug auf Fig. 1047 und 1048 beſprochenen Maſchinen die Erzeugung von doppelt gekrümmten Flächen aus ebenen Platten bezwecken, ſo müſſen ſie das Material nach zwei zu einander ſenkrechten Richtungen verſchieben, ebenſo wie dies bei dem Treiben ſolcher Flächen vermittelſt des Hammers geſchieht. Dagegen iſt bei der Herſtellung einfach gekrümmter cylindriſcher oder kegelförmiger Flächen aus ebenen Platten eine Biegung derſelben, d. h. eine Verſchiebung des Materials nur nach einer Richtung erforderlich. In dieſer Art wirken die Blechbiegemaſchinen, wie ſie bei der Anfertigung von Dampfkeſſeln zum Biegen der Platten angewendet werden und wie ſie in kleineren Abmeſſungen von den Spenglern zur Herſtellung von allerlei Röhren unter dem Namen der Rundmaſchinen gebraucht werden. Eine ſolche Maſchine beſteht im Weſentlichen aus drei Walzen, *A*, *B* und *C*, Fig. 1049, von denen die beiden *A* und *B* feſt gegen die zwiſchen ſie eingeführte Blechtafel *D* geſpannt werden, ſo daß die letztere wie in einer Zange von den Walzen feſtgehalten und bei deren Umdrehung fortgezogen wird. Die dritte Walze *C* iſt in der Höhe verſtellbar und es iſt erſichtlich, wie die zwiſchen *A* und *B* hervortretende Blechtafel bei dem Anſtoßen gegen *C* nach oben abgelenkt wird, wobei ſich die Platte *D* um die gerade Linie *G* biegen muß, in welcher ſie zwiſchen *A* und *B* feſtgehalten wird. Da dieſe Biegung überall dieſelbe

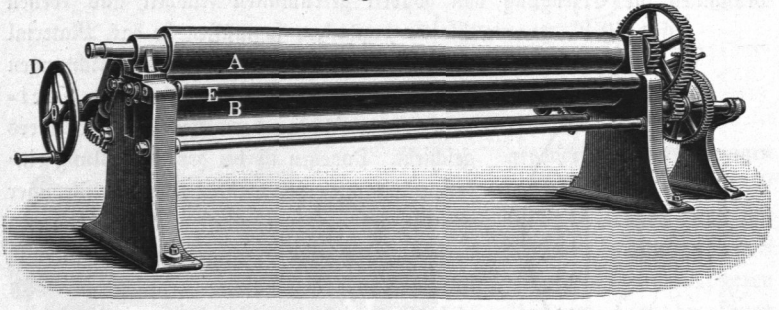
Fig. 1049.



iſt, ſo muß die Platte ſich nach einem Kreiſe krümmen, welcher alle drei Walzen berührt. Man findet daher den Mittelpunkt dieſes Kreiſes unter der Vorausſetzung gleicher Durchmeſſer der Walzen, wenn man die Mitten von $B$ und $C$ verbindet und in dem Halbirungspunkte $E$ der Verbindungslinie das Loth $EF$ errichtet, welches in dem Schnittpunkte $F$ mit der Richtung $BA$ den geſuchten Mittelpunkt liefert. Durch geringe Verſtellung der Walze $C$ kann man daher die Platten leicht nach jeder gewünſchten Krümmung biegen. Es iſt übrigens erſichtlich, daß an dem zuerſt eintretenden Ende der Platte ein Streifen $JK$ von einer Breite gleich $GH$ der Biegung entzogen bleibt, ſo daß er nachträglich noch nachgebogen werden muß, entweder durch Handarbeit oder durch nochmaliges Hindurchwalzen mit verwechſelten Kanten, ſo daß die vorangehende vordere Plattenkante $K$ nunmehr die hintere wird.

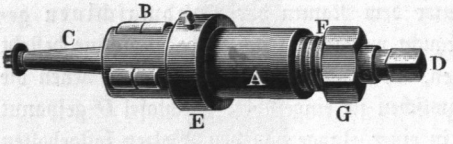
Die Einrichtung einer ſolchen Blechbiegemaſchine von L. Schuler in Göppingen zeigt Fig. 1050, worin $A$ und $B$ die beiden Einziehwalzen

Fig. 1050.




ſind, während die hintere Biegewalze durch Schnecken und Schneckenräder mittelſt des Handrades $D$ verſtellt werden kann. Die Welle $E$ dient nur zur Unterſtützung und leichteren Einführung der Platten. Um die zu einem vollen Ringe gebogenen Platten entfernen zu können, muß die obere Walze $A$ nach oben ausgehoben werden. Es iſt erſichtlich, daß die Walzen genau cylindriſch ſein müſſen, zum Biegen kegelförmiger Ringe hat man für Spenglerarbeiten auch wohl Rundmaſchinen mit entſprechend coniſchen Walzen ausgeführt.

Fig. 1051.




Hier können auch die Werkzeuge erwähnt werden, deren man ſich zum Befeſtigen der Siederöhren in den Stirnwänden der Locomotivkeſſel durch Einwalzen bedient. Ein ſolches Werkzeug iſt in Fig. 1051 dargeſtellt.

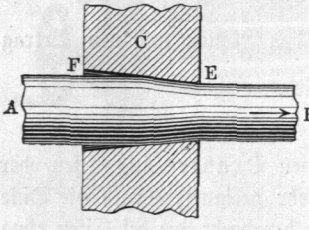
Dasſelbe beſteht aus einer Hülſe $A$, die in drei Ausſparungen des vorderen Theiles drei kleine Stahlwalzen $B$ loſe eingeſetzt enthält, zwiſchen denen in der Mitte ein kegelförmiger Dorn $C$ befindlich iſt, welcher der ganzen Länge nach durch die Hülſe $A$ hindurchgeht und an dem hinteren vierkantigen Ende $D$ mittels eines Schlüſſels oder Hebels umgedreht werden kann. Das Werkzeug wird mit den Walzen in das Innere des betreffenden Rohres eingeführt, wobei durch den auf der Hülſe $A$ verſtellbaren Ring $E$ die Tiefe des Eintretens genau geregelt werden kann. Die kräftige Treibſchraube $F$, deren Muttergewinde in der Hülſe $A$ enthalten ſind, ſchiebt, wenn ſie an dem Sechskant $G$ umgedreht wird, den Dorn $C$ vor, ſo daß durch die keilartige Wirkung deſſelben die Walzen aus einander und feſt gegen die Innenfläche des betreffenden Rohres gepreßt werden. Bei der Umdrehung der Walzen, durch welche die Hülſe nebſt der Schraube $F$ im Kreiſe um die Axe herumgeführt wird, muß daher die Wandung des zu dichtenden Rohres feſt gegen die Bohrung in dem Stirnbleche angedrückt werden. Für die Umdrehung der Hülſe gelten dabei die für das Differentialgetriebe in Thl. III, 1, §. 48 entwickelten Beziehungen, wonach bei einer Umdrehung des Dornes $C$ vom Halbmeſſer $r_1$ jede Rolle vom Halbmeſſer $r_2$ ſich $\frac{r_1}{r_2}$mal um die eigene Axe dreht, während die Hülſe zuſammen mit den Rollen um den Betrag $\frac{1}{2}\frac{r_1}{r_1+r_2}$ einer Umdrehung herumgeführt wird.

**Ziehbänke.** Zur Erzeugung des bekannten Drahtes aus Eiſen oder §. **244.**
anderen Metallen iſt das Walzwerk nicht mehr geeignet, ſobald die Dicke des Drahtes unter eine gewiſſe kleinſte Größe herabgeht, die bei Eiſen etwa 4 bis 5 mm beträgt, weil es nicht möglich iſt, die beiden mit einander arbeitenden Walzen während des Betriebes ſo genau paſſend zu einander zu erhalten, daß nicht eine geringe ſeitliche Verſchiebung der Kaliber eintritt, welche bei dickeren Stäben weniger von Belang iſt, als bei dünnen Drähten, deren Querſchnitt ſchon bei einer geringeren Abweichung der Kaliber weſentlich unregelmäßig ausfallen würde. Auch verbietet ſich bei ſo dünnen Stäben die Verarbeitung im glühenden Zuſtande von ſelbſt durch die ſchnelle Abkühlung in Folge der im Verhältniß zur Maſſe erheblichen abkühlenden Oberfläche. Aus dieſem Grunde verdünnt man den in den oben gedachten Schnellwalzwerken erzeugten Draht weiter im kalten Zuſtande auf den ſogenannten Ziehbänken, in denen, wie der Name andeutet, das Material weſentlich einem Zuge ausgeſetzt iſt. Man gewinnt von der Wirkungsweiſe dieſer Maſchinen und dem Vorgange bei dem Ziehen in folgender Art eine Vorſtellung.

Denkt man ſich einen cylindriſchen Metallſtab $A$, Fig. 1052 (a. f. S.),

vom Durchmeſſer $D$ mit ſeinem zuvor entſprechend angeſpitzten Ende durch die etwas engere Höhlung eines aus Stahl gebildeten ſogenannten Zieheiſens oder Ziehringes $C$ hindurch geſteckt und zieht das hervortretende Ende $B$ mit genügender Kraft an, ſo bewegt ſich der Stab $AB$ durch das feſtgehaltene Zieheiſen hindurch. Hierbei wird der Durchmeſſer $D$ auf den kleineren Durchmeſſer $d$ der Höhlung des Zieheiſens verringert, indem das Material durch das Zieheiſen ringsum in radialer Richtung nach innen zuſammengedrückt wird. Mit dieſem radial gerichteten Drucke iſt daher gemäß den allgemeinen Bemerkungen über das Fließen feſter Körper eine Materialverſchiebung nach der Axenrichtung verbunden, in welcher der Widerſtand geringer iſt. In Folge dieſer Wirkung muß daher der Stab dünner und dem entſprechend länger werden, wofür die Beziehung gilt $D^2 L = d^2 l$; unter $L$ die urſprüngliche Länge des Stabes vom Durchmeſſer $D$ und unter $l$ die nachherige Länge des durch die Oeffnung vom Durchmeſſer $d$ gezogenen Drahtes verſtanden. Die Form der Oeffnung im Zieheiſen iſt hierbei ſo zu halten, daß an keiner Stelle eine ſchabende oder ſchneidende Wirkung eintritt, ſondern überall nur eine Formänderung durch Verſchiebung der Maſſentheilchen hervorgerufen wird. Zu dem Ende iſt die Höhlung des Ziehloches nicht allein nach hinten hin zwiſchen $E$ und $F$ kegelförmig erweitert, ſondern auch die vordere Mündung bei $E$ abgerundet, mit Rückſicht auf eine etwaige ſchräge Richtung des ausgeübten Zuges. Von Bedeutung iſt die möglichſte Glätte im Inneren des Ziehloches zur Verringerung der Reibung daſelbſt, ſowie bedeutende Härte des Zieheiſens, um einem ſchnellen Ausſchleifen der Höhlung vorzubeugen.

Fig. 1052.



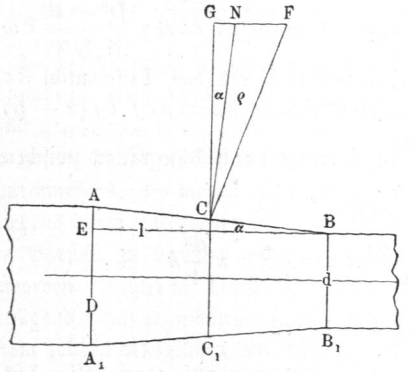

Es iſt ohne Weiteres erſichtlich, daß die in ſolcher Weiſe zu ermöglichende Verdünnung des Stabes an die Bedingung geknüpft iſt, daß der Querſchnitt des herausgezogenen Drahtes auch genügt, um die auszuübende Zugkraft aufzunehmen, ohne daß der Draht an dieſer Stelle abreißt. Die mögliche Querſchnittsverringerung hängt daher nicht allein von der Härte des Materials, d. h. dem mehr oder minder großen Widerſtande, welchen daſſelbe einer Verſchiebung der Theilchen entgegenſetzt, ſondern auch von der Zugfeſtigkeit ab, und daraus erklärt es ſich, warum Stoffe von bedeutender Weichheit, wie Blei, nicht zum Ziehen geeignet ſind, weil die Zugfeſtigkeit zu klein iſt. Man kann daher das Verhältniß $\frac{z}{w}$ der Zugfeſtigkeit $z$ zu dem Widerſtande beim Ziehen als ein gewiſſes Maß für die Ziehbarkeit des Materials anſehen und man erhält dieſen Bruch für die meiſt

vorkommenden Metalle durch die Verhältnißzahlen ausgedrückt[1]): Schmiedeeiſen 4,1, Stahl 4,1, Kupfer 2,5, Meſſing 3,0, Zink 2,1, Blei 1,8, Zinn 1,2.

Hieraus iſt erſichtlich, daß insbeſondere Schmiedeeiſen, Stahl, Meſſing und Kupfer ſich zum Ziehen eignen, während dies in geringerem Grade für Zink gilt, wogegen Blei und Zinn ebenſo wie plaſtiſcher Thon nicht durch Ziehen, ſondern durch Preſſen in der vorſtehend beſprochenen Weiſe verarbeitet werden müſſen.

Um über die Verhältniſſe bei dem Ziehen der Metalle zu Draht ein ungefähres Urtheil zu erhalten, bezeichne $D$, Fig. 1053, den Durchmeſſer des Stabes vor und $d$ denjenigen nach dem Ziehen, welcher letztere gleich demjenigen des Ziehloches an der engſten Stelle angenommen werden möge. In aller Strenge trifft dies zwar nicht zu, weil das Material, das im Inneren des Ziehloches einer bedeutenden radial nach innen gerichteten Preſſung ausgeſetzt iſt, bei dem Hervortreten aus dem Ziehloche, wenn dieſe Preſſung nicht mehr ſtattfindet, ſich etwas ausdehnen muß, womit eine Vergrößerung des Durchmeſſers verbunden iſt, die aber ſo gering ausfällt, daß ſie hier vernachläſſigt werden kann. Bezeichnet man mit $k$ die Zugfeſtigkeit des Materials für die Flächeneinheit, ſo hat man die größte an dem Drahte mögliche Zugkraft zu $Z = \pi \frac{d^2}{4} k$.

Fig. 1053.




Wenn nun die Verjüngung von dem Durchmeſſer $D$ in $AA_1$ auf denjenigen $d$ in dem Kegelmantel zwiſchen $AA_1$ und $BB_1$ von dem mittleren Halbmeſſer $r = \frac{D+d}{4}$ bei $CC_1$ und von der axial gemeſſenen Höhe $l = EB = \frac{D-d}{2\,tg\,\alpha}$ ſtattfindet, ſo denke man ſich die Berührungsfläche des Stabes mit dem Ziehloche in unendlich ſchmale Streifen, entſprechend dem Mittelpunktswinkel $\partial\omega$, zerlegt, und die Preſſungen des Zieheiſens gegen den Stab in ſämmtlichen Punkten eines ſolchen ſtreifenförmigen Elementes zu einer Mittelkraft vereinigt, welche in der Mitte $C$ wirkſam angenommen werden möge. Stellt $CN$ in dieſem Punkte die zu der Berührungsfläche

[1]) Karmarſch, Mechan. Technologie.

$AB$ ſenkrechte Richtung vor, ſo erhält man nach dem bekannten Geſetze für die gleitende Reibung die Richtung der beſagten Mittelkraft in $FC$, wenn man den Reibungswinkel $\varrho$ für den Stab und das Ziehloch als $NCF$ anträgt. Stellt daher $FC$ die beſagte Mittelkraft gegen das betreffende Flächenelement vor, ſo erhält man durch eine Zerlegung derſelben nach der Axe des Stabes und ſenkrecht zu derſelben die beiden Seitenkräfte $FG = FC\ sin\ (\alpha + \varrho)$ und $GC = FC\ cos\ (\alpha + \varrho)$ oder deren Verhältniß $\frac{FG}{GC} = tg\ (\alpha + \varrho)$.

Bedeutet nun $p$ die zur Axe ſenkrechte ſpecifiſche Preſſung, d. h. die Preſſung für die Einheit der zur Kraftrichtung $GC$ ſenkrechten, alſo axial gerichteten Fläche, ſo kann man die auf das Element $\partial f = r\,\partial\omega\,l = \frac{D+d}{4}\frac{D-d}{2\,tg\,\alpha}\,\partial\omega$ wirkende Kraft $GC$ durch $p\,\partial f = p\frac{D^2-d^2}{8\ tg\,\alpha}\,\partial\omega$ ausdrücken, während die axiale Seitenkraft $GF$ als das Differential $\partial z$ von $Z$ anzuſehen iſt. Man erhält daher die Gleichung $\partial z = p\,\partial f.tg\,(\alpha+\varrho)$ oder $\partial z = p\frac{D^2-d^2}{8}\frac{tg\,(\alpha+\varrho)}{tg\,\alpha}\,\partial\omega$, welche durch Integration zwiſchen den Grenzen $\omega = 0$ und $2\pi$ den Ausdruck

$$p\frac{D^2-d^2}{4}\frac{tg\,(\alpha+\varrho)}{tg\,\alpha}\,\pi = Z = \pi\frac{d^2}{4}k$$

oder $p\frac{tg\,(\alpha+\varrho)}{tg\,\alpha}\,(D^2-d^2) = k\,d^2$ liefert.

Bezeichnet nun $n$ den ſogenannten Verdünnungsfactor, alſo das Verhältniß $\frac{d}{D}$ des Drahtdurchmeſſers nach dem Ziehen zu der vorherigen Dicke, ſo kann man obige Gleichung auch ſchreiben:

$$p\,tg\,(\alpha+\varrho)\,(1-n^2) = k\,tg\,\alpha\,n^2,$$

woraus man

$$n = \sqrt{\frac{p\ tg\ (\alpha+\varrho)}{k\ tg\ \alpha + p\ tg\ (\alpha+\varrho)}} \quad \ldots\ldots \quad 1)$$

erhält, während für ein gegebenes Verhältniß $n$ die ſpecifiſche Preſſung

$$p = \frac{n^2}{1-n^2}k\,\frac{tg\ \alpha}{tg\ (\alpha+\varrho)} \quad \ldots\ldots \quad 2)$$

folgt.

Aus der Formel 1) erſieht man, daß der Verdünnungsfactor um ſo kleiner, die Abnahme des Durchmeſſers alſo um ſo größer gewählt werden darf, je größer die Zugfeſtigkeit $k$ des Materials und je kleiner die der Preſſung $p$ entſprechende Widerſtandsfähigkeit gegen Zuſammendrücken iſt; ebenſo iſt ein möglichſt kleiner Werth des Reibungswinkels $\varrho$ für eine

beträchtliche Abnahme der Drahtdicke günſtig, weswegen man die Höhlung des Zieheiſens nicht nur möglichſt vollkommen zu glätten, ſondern auch ununterbrochen gut zu ölen hat.

Aus der Formel 1) würde man den zuläſſigen Verdünnungsfactor $n$ nur berechnen können, wenn die Feſtigkeiten $k$ und $p$ des Materials für Zug und Druck, ſowie die Größe der Reibung in dem Ziehloche hinreichend bekannt wären. Setzt man beiſpielsweiſe für Schmiedeeiſen $k = 4000$ und $p = 3000$ kg, ſowie einen Reibungswinkel von $\varrho = 3^0$ voraus, entſprechend einem Reibungswerthe $f = 0{,}05$, ſo erhält man unter der Annahme eines Neigungswinkels $\alpha = 5^0$ für das Ziehloch den kleinſten noch zuläſſigen Verdünnungsfactor zu

$$n = \sqrt{\frac{3000 \,.\, tg\, 8^0}{4000 \,.\, tg\, 5^0 + 3000 \,.\, tg\, 8^0}} = \sqrt{\frac{423}{771}} = 0{,}74.$$

In der Wirklichkeit pflegt man den Verdünnungsfactor für Eiſen- und Stahldraht etwa zwiſchen 0,90 und 0,85 anzunehmen, unter welchen man nicht herabgehen kann, ohne einem häufigen Abreißen des Drahtes ausgeſetzt zu ſein. Es iſt erſichtlich, daß man eine beträchtlichere Verkleinerung des Durchmeſſers, als dieſem Verhältniſſe entſpricht, nur vermöge wiederholten Ziehens durch ſtufenweiſe enger werdende Ziehlöcher erreichen kann, wobei die Vorſicht zu beachten iſt, das nach mehrfachen Zügen hart und ſteif gewordene Material durch Ausglühen und langſames Abkühlen wieder genügend weich zu machen; ein Verfahren, welches nothwendig macht, nach jedem ſolchen Ausglühen den gebildeten Glühſpan durch Beizen zunächſt zu entfernen, weil die gebildete Oxydſchicht vermöge ihrer Härte das Ziehloch ſehr ſchnell ausgeſchliffen haben würde.

Wenn man einen Stab vom Durchmeſſer $D$ einem $z$ maligen Ziehen unter Zugrundelegung eines Verdünnungsfactors $n$ bei jedem Zuge unterwirft, ſo ergiebt ſich die ſchließliche Dicke des Drahtes $d$ nach dem letzten Zuge zu $d = Dn^z$, woraus man auch die Anzahl von Durchzügen

$$z = \frac{log\, d - log\, D}{log\, n}$$

findet, die bei demſelben Verdünnungsfactor erforderlich iſt, um die urſprüngliche Dicke $D$ auf die ſchließliche $d$ zu verringern.

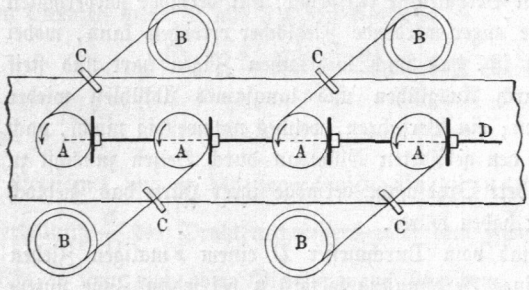
Beiſpielsweiſe hat man zur Verdünnung von 5 mm ſtarkem Walzdraht bis zu 1 mm Dicke bei einem Verdünnungsfactor $n = 0{,}9$ zuſammen

$$z = \frac{log\, 1 - log\, 5}{log\, 0{,}9} = \frac{-0{,}69897}{0{,}95424 - 1} = \frac{0{,}69897}{0{,}04576} = 15 \text{ Züge}$$

nöthig, während bei einem durchſchnittlichen Werthe von $n = 0{,}85$ dieſe Zahl ſich zu $z = \frac{0{,}69897}{0{,}0706} =$ rund 10 ergiebt.

Die zum Ziehen der Metalle gebrauchten *Ziehbänke* beſtehen in der Hauptſache außer dem beſprochenen Zieheiſen, das auf dem zugehörigen Geſtelle befeſtigt wird, aus einer Zange, die das vordere Ende des Drahtes erfaßt und bei ihrer Bewegung den Draht durch das Zieheiſen hindurchzieht. Wenn dabei das hindurchgezogene Metall, wie es bei dünnerem Draht immer zutrifft, genügend biegſam iſt, um auf eine Trommel aufgewunden werden zu können, ſo nimmt die betreffende Ziehbank eine einfache Form an, indem die beſagte Zange an dem Umfange einer Trommel angebracht iſt, durch deren Umdrehung der Draht aus dem Zieheiſen hervorgezogen wird. Hierbei ordnet ſich das Erzeugniß in vielen Windungen neben einander auf dem Umfange dieſer Ziehtrommel an, von welcher es nachher wie ein Garnſtrang abgenommen werden kann, um dem folgenden Zuge unterworfen zu werden. Zu dieſem Zwecke werden die von der Ziehtrommel abgenommenen Drahtwindungen auf einen *Haſpel* oder eine *Krone* gelegt, welche ſich loſe auf der Axe drehen kann, wenn der Draht von der folgenden Zange durch das nächſt kleinere Ziehloch hindurchgezogen wird. Dieſe Art von Maſchinen, welche den Namen *Leierbänke* führen, beſtehen aus einer größeren Anzahl von *Ziehtrommeln* oder *Scheiben*, die in einer oder in zwei Reihen neben einander auf einem gemeinſamen Geſtelle angeordnet und ſämmtlich von einer und derſelben Betriebswelle umgedreht werden. In der Regel werden dieſe Trommeln, ebenſo wie die zugehörigen Haſpel, ſtehend angeordnet, obwohl man, insbeſondere für ſtärkere Drähte, auch liegend aufgeſtellte Trommeln findet.

Fig. 1054.

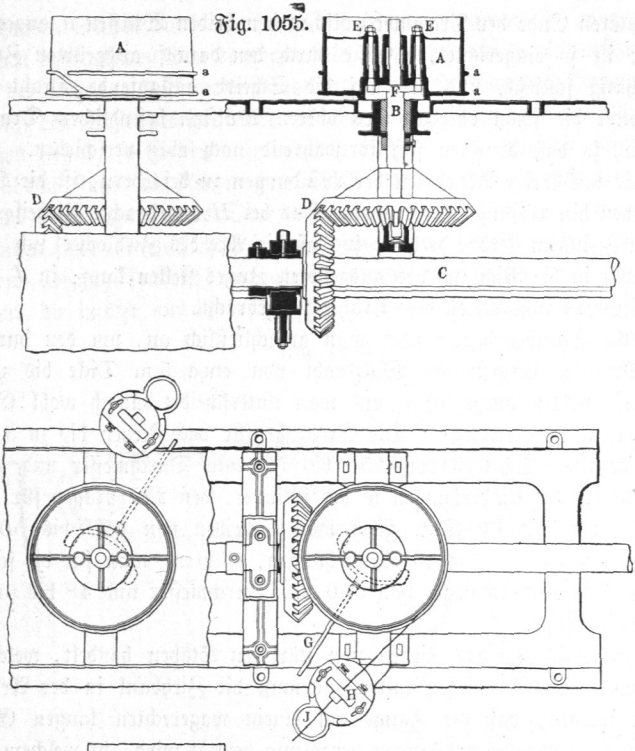


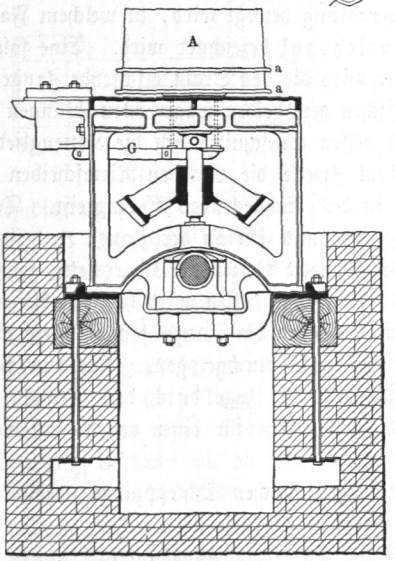

Die Anordnung eines ſolchen Drahtzuges im Allgemeinen iſt aus dem Grundriſſe Fig. 1054 erſichtlich, worin *A* die in einer geraden Linie hinter einander aufgeſtellten Ziehſcheiben und *B* die zugehörigen Haſpel vorſtellen. Zwiſchen jeder Ziehſcheibe und ihrem Haſpel iſt das Zieheiſen *C* befeſtigt, ſo daß der Draht unmittelbar von dem Haſpel auf die Ziehſcheibe aufgewickelt wird. Alle Ziehſcheiben werden von einer unterhalb gelagerten wagerechten Betriebswelle *D* durch Kegelräder nach derſelben Richtung umgetrieben.

Die nähere Einrichtung eines ſolchen *Scheibenzuges* iſt aus Fig. 1055 [1])

[1]) Aus *Fehland*, Die Fabrikation des Eiſen- und Stahldrahtes.

Fig. 1055.




zu erſehen. Die gußeiſerne Ziehſcheibe $A$ ſitzt loſe drehbar auf der ſenkrechten Spindel $B$, welche von der Betriebswelle $C$ durch die Kegelräder $D$ ununterbrochen umgedreht wird. Um die Scheibe mit herumzudrehen, dienen die beiden Bolzen $E$, deren vierkantige Köpfe ſich gegen eine Mitnehmerklaue $F$ auf der Spindel $B$ legen, ſobald die Scheibe $A$ den in der Figur gezeichneten tiefſten Stand einnimmt. Durch Anheben der Trommel mittelſt des doppelarmigen Hebels $G$ aber wird die Bewegung ausgerückt. Die

am unteren Ende der Trommel zwiſchen den beiden Wülſten *a* angeordnete Zange iſt ſo eingerichtet, daß ſie durch den darauf ausgeübten Zug ſich ſelbſtthätig ſchließt, und der auf die Scheibe auflaufende Draht ſchiebt ſich unter die ſchon oberhalb des oberen Wulſtes befindlichen Drahtwindungen, ſo daß dieſelben ſich fortwährend nach oben verſchieben. Dieſes und das nachherige Abnehmen der Windungen zu befördern, iſt die Scheibe nach oben hin verjüngt ausgeführt. Das bei *H* angebrachte Zieheiſen kann ſich in geringem Grade drehen, ſo daß die Axe des Ziehloches ſich immer von ſelbſt in die Richtung des ausgeübten Zuges ſtellen kann; in *J* iſt ein Schmiergefäß zum Oelen des Drahtes angebracht.

Solche Scheibenzüge wendet man ausſchließlich an, um den durch die Schnellwalzen hergeſtellten Walzdraht von etwa 5 m Dicke bis zu den feinſten Drähten auszuziehen, und man unterſcheidet danach wohl Grob-, Mittel- und Feinzüge. Die Grobzüge für das Ziehen bis zu 3,4 mm Dicke erhalten Scheiben von 550 bis 700 mm Durchmeſſer und machen etwa 20 bis 30 Umdrehungen in der Minute, den Mittelzügen für Draht von 3,4 bis 2,2 mm Dicke giebt man Scheiben von 420 bis 500 mm Durchmeſſer und 30 bis 40 Umdrehungen, während man für die feineren Drähte Scheibendurchmeſſer von 360 mm Durchmeſſer und 48 bis 60 Umdrehungen wählt.

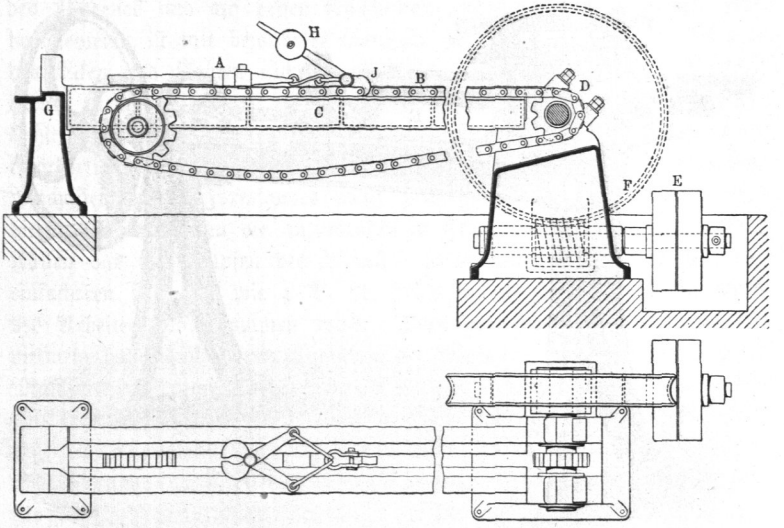
Wenn es ſich um das Ziehen von ſtärkeren Stäben handelt, welche ſich nicht um Trommeln biegen laſſen, ſo muß die Ziehbank in der Art ausgeführt werden, daß die Zange auf einem wagerechten langen Geſtelle zwiſchen zwei parallelen Wangen geradlinig bewegt wird, in welchem Falle die Maſchine als Schleppzangenziehbank bezeichnet wird. Eine ſolche iſt in Fig. 1056 [1]) dargeſtellt. Hier wird die den Draht erfaſſende Zange *A* durch eine Kette ohne Ende *B* zwiſchen den beiden wagerechten Wangen *C* fortbewegt, wenn das Rad *D*, in deſſen Einſchnitte ſich die Kettenglieder einlegen, umgedreht wird, zu welchem Zwecke die von den Riemſcheiben *E* angetriebene Schraube ohne Ende in das Schneckenrad *F* eingreift. Das Zieheiſen iſt auf dem Bocke *G* befeſtigt, und ein an der Zange *A* befindlicher Haken *J* legt ſich über den betreffenden Bolzen der Gelenkkette, ſobald man das Gegengewicht *H* anhebt. In Folge deſſen wird bei dem Anzuge der Kette zunächſt der Draht durch Schließen der Zange feſt in dieſe eingeklemmt und dann durch das Zieheiſen hindurchgezogen. Nachdem dies geſchehen, wird der Haken bei nachlaſſendem Zuge durch das Gewicht *H* ſelbſtthätig ausgehoben, worauf man die Zange für einen neuen Zug nach dem Zieheiſen zurückführen kann.

Es iſt erſichtlich, daß die Länge des auf ſolchen Schleppzangenziehbänken

[1]) Aus Fehland, Die Fabrikation des Eiſen- und Stahldrahtes.

zu ziehenden Stabes durch die Länge der Wangen begrenzt iſt, wogegen bei den oben beſprochenen Scheibenzügen beliebig große, nur durch den Faſſungsraum der Scheiben beſchränkte Drahtlängen hergeſtellt werden können. Will man auf den Schleppzangenbänken Stäbe von größerer als der Länge der Wangen ziehen, ſo iſt dies nur dadurch möglich, daß man die Zange nach ausgeübtem Zuge von Neuem den Draht erfaſſen läßt, womit aber unangenehme Beſchädigungen der Oberfläche durch die ſogenannten Zangenbiſſe verbunden ſind. Dieſe Schleppzangen dienen nicht bloß zur Herſtellung von dickerem Draht, ſondern vorzugsweiſe auch zum Ziehen von metallenen Röhren, die immer nur in beſchränkter Länge vorkommen, und welche eine

Fig. 1056.

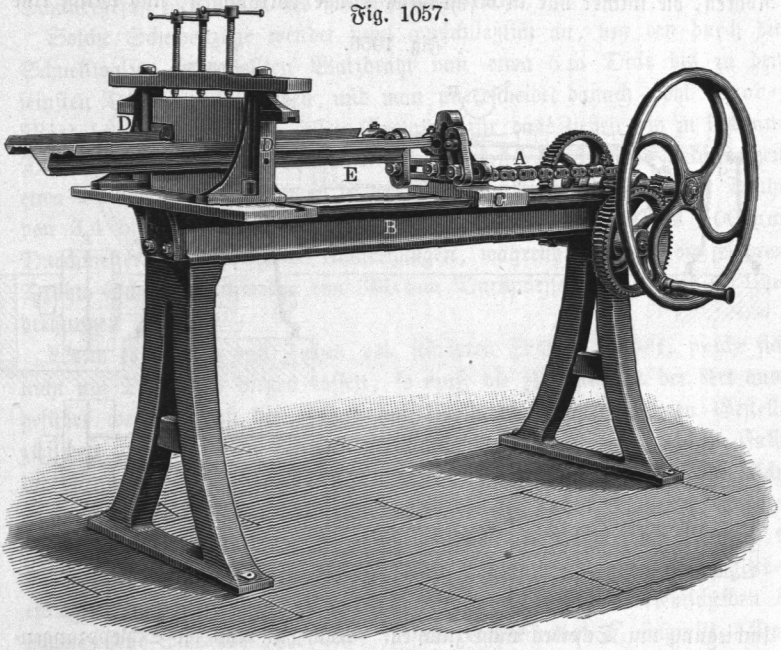



Umbiegung um Scheiben nicht zulaſſen. Auch hat man die Schleppzangenziehbank neuerdings vielfach dazu angewandt, Stäben von kreisrundem oder auch anders geſtaltetem Querſchnitte überall möglichſt genau dieſelbe Stärke zu geben, z. B. bei der Erzeugung kleinerer Schrauben aus ſolchen gezogenen Stäben. In ſolchem Falle werden die Zieheiſen auch zuweilen mit ſcharfen Kanten ausgerüſtet, um eine ſchabende Wirkung zu erzielen; das letztere iſt auch für die Herſtellung von ſogenanntem Formdraht (Façondraht) nöthig, wenn deſſen Querſchnitt irgendwie ſcharfe Einſchnitte zeigt. Die Wirkung iſt dann wie die von ſchneidenden Werkzeugen zu beurtheilen.

Noch kann der Anwendung von Schleppzangenziehbänken für die Darſtellung von allerlei Geſims- oder Leiſtenwerk aus dünnerem Bleche gedacht werden, in welchem Falle die Wirkung vornehmlich auf ein Biegen

des Bleches ohne Verſchiebung des Materials nach der Richtung des Zuges hinauskommt. Ein ſolcher ſogenannter Siekenzug (Seckenzug) iſt in Fig. 1057 [1]) dargeſtellt. Hier wird durch die Kette *A* auf den Geſtellwangen *B* ein Schlitten *C* bewegt, welcher mit mehreren zangenartigen Kloben das vordere Ende des Blechſtreifens *E* erfaßt, der bei dem Hindurchziehen durch das zweitheilige Zieheiſen *D* diejenige Form annimmt, welche der Zwiſchenraum zwiſchen den beiden Backen des Zieheiſens ihm vorſchreibt. Es iſt hierbei nur nöthig, vor Beginn des Ziehens das vorangehende Ende des Blechſtreifens in den Zwiſchenraum des Zieheiſens einzupaſſen.

Fig. 1057.

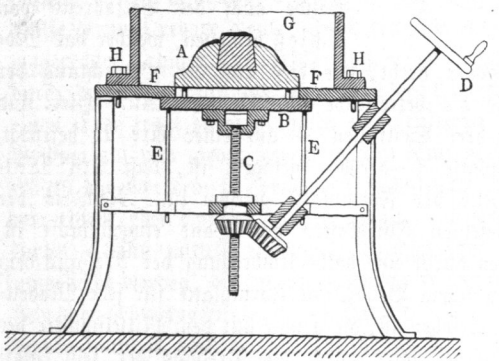



§. 245. **Formmaſchinen.** Zum Schluſſe dieſes Capitels mögen auch die ſogenannten Formmaſchinen erwähnt werden, deren man ſich in der Eiſengießerei zur Herſtellung der Gußformen aus Formſand bedient, in welche das flüſſige Eiſen eingegoſſen wird. Wenn es ſich hierbei auch nicht gerade um eine Verſchiebung der Maſſentheilchen handelt, wie ſie im Vorſtehenden hauptſächlich in Betracht gezogen und als das Fließen feſter Körper bezeichnet wurde, ſo hat man es in dem verwendeten Formſande doch mit einer hinreichend bildſamen Maſſe zu thun, welche, wenn ſie gegen das Modell, d. h. einen widerſtandsfähigen Körper von beſtimmter

[1]) Von Erdmann Kircheis in Aue.

Geſtalt gepreßt wird, die Umhüllungsform dieſes Modelles annimmt, in ähnlicher Art, wie eine glühende Eiſenmaſſe bei dem Einſchlagen in ein Geſenk einen Abklatſch deſſelben giebt. Die Anfertigung der beſagten Gußformen geſchieht in der Art, daß ein mit dem zu gießenden Gegenſtande in der Geſtalt und, abgeſehen von dem Schwindemaße, auch in den Abmeſſungen übereinſtimmendes Modell von Holz oder Metall theilweiſe in den in einem Rahmen oder Kaſten befindlichen Sand eingedrückt wird, worauf man die nach dem Ausheben des Modelles zurückbleibende Vertiefung als die ſogenannte Form benutzt, in welche das flüſſige Metall eingegoſſen wird. Ohne hier näher auf die Formerei einzugehen, iſt daraus erſichtlich, daß es bei derſelben im Weſentlichen auf das Eindrücken, Einſtampfen des Modelles und auf deſſen Ausheben aus der Form ankommt. Bei dem letzteren iſt mit beſonderer Sorgfalt zu verfahren, um den Sand in den Ecken und Kanten nicht abzubröckeln, während bei dem Einſtampfen darauf zu achten iſt, daß die Sandmaſſe überall möglichſt gleichmäßig verdichtet wird, wozu eine beſondere Geſchicklichkeit und Erfahrung des Formers erforderlich iſt, der die jeweilige Geſtalt des Modelles, ſowie die verſchiedene Beſchaffenheit des Formſandes dabei gehörig zu berückſichtigen hat. Aus dieſem Grunde haben die anzuwendenden Formmaſchinen nur in einzelnen Fällen das Einſtampfen des Modelles zu bewirken, das faſt immer, von einfacheren Formen, wie z. B. für Röhren, abgeſehen, durch die Hand des Arbeiters vorgenommen wird. Man verwendet die Formmaſchinen vielmehr hauptſächlich zum Ausheben des Modelles, weil ſich dieſes durch Maſchinen viel genauer ausführt, als durch die Hand des Arbeiters, ſo daß eine Beſchädigung der Form dabei weniger leicht zu befürchten iſt. Auch läßt die Anwendung von Maſchinen für gewiſſe Gegenſtände beſondere Erleichterungen zu in Betreff der Anfertigung der Modelle, was insbeſondere für gezahnte Räder zutrifft, für welche die Modelle bei größeren Abmeſſungen ſehr theuer und wenig dauerhaft ſind.

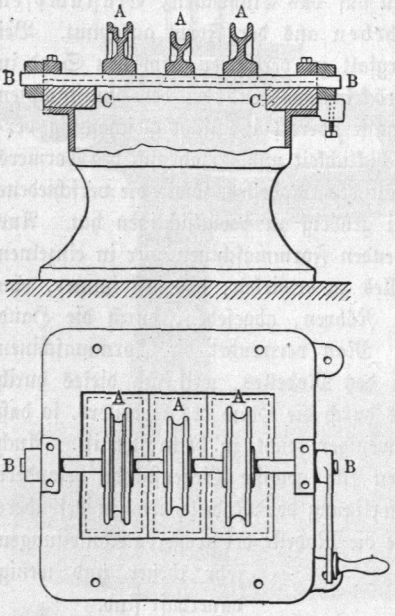
Fig. 1058.




Eine Formmaſchine einfachſter Anordnung iſt in Fig. 1058 dargeſtellt, worin das Modell *A* auf einer Platte *B* befeſtigt iſt und mit dieſer vermittelſt der Schraubenſpindel *C* durch ein Handrad *D* und zwei Kegelräder genau ſenkrecht auf und nieder bewegt werden

kann, wobei die Platte *B* an den Stangen *E* geführt wird. Hierbei tritt das Modell *A* durch die ringsum genau anſchließende Oeffnung einer wagerechten Formplatte *F* hindurch, ſo daß zwiſchen ihm und dieſer Formplatte ein Zwiſchenraum nicht vorhanden iſt, durch welchen Sand nach unten hindurchfallen könnte. Nachdem nun in der höchſten, in der Figur gezeichneten Lage des Modelles der rahmenförmige Formkaſten *G* auf die Formplatte geſetzt iſt, wobei die Stifte *H* eine ganz genau beſtimmte Stellung verbürgen, wird der Raum innerhalb dieſes Kaſtens über dem Modelle mit Formſand gefüllt, welcher darauf überall dicht zuſammengeſtampft werden muß. Wenn darauf behufs Aushebens das Modell durch die Schraubenſpindel geſenkt wird, was natürlich vorausſetzt, daß unterſchnittene Theile nicht vorhanden ſind, ſo verhindern die Ränder der in der Formplatte enthaltenen Oeffnung wirkſam das Ausbröckeln des Sandes an den Ecken, was bei dem Ausheben aus freier Hand auch bei der größten Geſchicklichkeit und Sorgfalt kaum zu vermeiden iſt. Nachdem das Modell nach unten hin durch die Oeffnung hindurchgezogen iſt, kann der Formkaſten entfernt und durch einen anderen zur Wiederholung deſſelben Verfahrens erſetzt werden.

Fig. 1059.

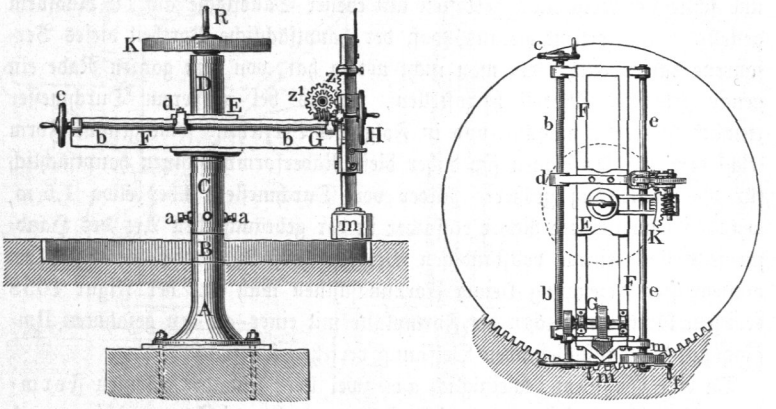



Bei dem Formen von Umdrehungskörpern kann man ſich zur Entfernung des Modelles aus dem Sande auch des Verfahrens von Schieß bedienen, welcher das Modell um ſeine Umdrehungsaxe dreht, wie dies aus der Betrachtung der Fig. 1059 erhellt, welche die betreffende Maſchine darſtellt. Hier ſind die halben Modelle von drei Seilrollen *A* auf einer Axe *B* befeſtigt, welche ſo auf der Formplatte *C* drehbar gelagert iſt, daß ihre Mitte genau in der oberen Ebene der Formplatte gelegen iſt. Nachdem der Sand in den darüber geſetzten Formkaſten von Hand eingeſtampft iſt, laſſen ſich die Modellhälften durch eine halbe Umdrehung der Axe aus dem Sande herausdrehen, zu welchem Behufe die Formplatte für jede Modellhälfte mit einer Oeffnung verſehen iſt, die genau mit dem Mittelſchnitte der Rolle übereinſtimmt. Hierbei wird durch die Drehung der ſehr glatt

gearbeiteten Modelle gleichzeitig die Innenfläche der Form in wünſchenswerther Weiſe geglättet, eine Wirkung, von der man auch bei dem Formen anderer Umdrehungskörper, wie z. B. von Geſchoſſen, auf Maſchinen nach Art der vorher beſprochenen der Fig. 1058 vortheilhaft Gebrauch gemacht hat. Zwei ſolcher Formkäſten, in genau übereinſtimmender Weiſe zuſammengeſtellt, liefern dann die Form für drei Rollen, wobei die von der Axe *B* in dem Sande hinterlaſſene Höhlung dem an einer Seite eingegoſſenen Eiſen als Rinne zur Verbindung der einzelnen Rollen unter ſich dient.

In welcher Weiſe die Formmaſchinen für Räder angewandt werden können, um das Modell eines vollſtändigen Rades ganz zu entbehren, iſt aus Fig. 1060 erſichtlich. Hier iſt an der Stelle, wo das Rad geformt werden ſoll, eine Grundplatte *A* eingegraben, in deren hohlen Aufſatz ein cylindriſcher Zapfen *B* geſteckt werden kann, der durch Stellſchrauben an

Fig. 1060.




der Drehung verhindert iſt. Der Zapfen trägt oberhalb das hohle Aufſatzſtück *C*, das undrehbar befeſtigt iſt und einer aufgeſchobenen cylindriſchen Hülſe *D* zur Drehaxe dient. Durch ein Führungsſtück *E* dieſer Hülſe iſt ein wagerechter Rahmen *FG* verſchieblich, deſſen Verſchiebung in radialer Richtung durch die Schraubenſpindel *b* mittelſt des Handrades *c* geſchehen kann. Am einen Ende trägt dieſer Rahmen eine ſenkrechte Führung *H*, in welcher ein Prisma auf und nieder bewegt werden kann, welches unten ein Modellſtück *m* trägt, das von dem zu formenden Zahnkranze ein kleines Segmentſtück mit nur einem oder einigen Zähnen enthält. Durch die Axe *e* mit der Handkurbel *f* kann mittels geeigneter Wechſelräder eine Schraube ohne Ende umgedreht werden, die in ein Zahnrad *K* eingreift, welches auf dem feſtſtehenden Führungsſtücke *E* befeſtigt iſt. Da dieſes Rad ſonach ſich nicht drehen kann, ſo muß bei der Umdrehung der Schraube ohne Ende dieſe und

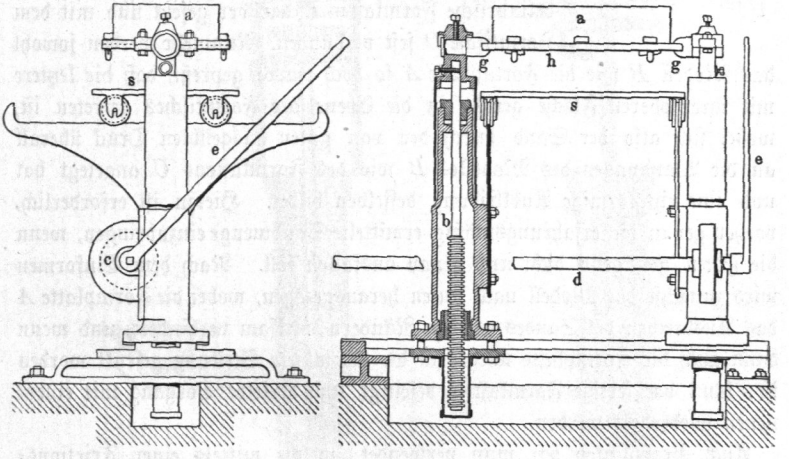
der Rahmen $FG$ mit allen daran befindlichen Theilen um die Mitte kreiſen, und man hat es dabei in der Hand, durch geeignete Wechſelräder den Rahmen genau um $1/n$ einer Umdrehung herumzuſchwenken, wenn das zu formende Rad $n$ Zähne erhalten ſoll. Bei dem Gebrauche der Maſchine wird zunächſt rings um die Säule in der wagerecht abgeglichenen Sohle der Gießerei durch Ausdrehen mittels einer Schablone eine Grube hergeſtellt, deren Tiefe mit der Höhe des herzuſtellenden Rades und deren Durchmeſſer mit demjenigen des durch die äußerſten Punkte der Zähne gehenden Kreiſes übereinſtimmt. Hierauf wird das Prisma mit dem daran befeſtigten Modelle in die Grube eingeſenkt, das Modell eingeſtampft, herausgehoben und nach entſprechender Verdrehung des Rahmens $FG$ derſelbe Vorgang ſo lange wiederholt, bis der ganze Umkreis eingeformt iſt. Die Arme und die Nabe werden darauf nach Fortnahme des Zapfens $B$ mit allen daran befindlichen Theilen mit Hülfe von hölzernen Modellen geformt, und ſchließlich wird ein Oberkaſten mit ebener Sandfläche auf die Radform geſtellt. Man erſieht hieraus, daß der hauptſächliche Vortheil dieſes Verfahrens darin beſteht, daß man nicht nöthig hat, von dem ganzen Rade ein genau getheiltes Modell herzuſtellen, welches bei größerem Durchmeſſer ziemlich koſtſpielig ausfällt, und in Folge des Verziehens ſeine genaue Form leicht verliert. Es eignen ſich daher dieſe Räderformmaſchinen hauptſächlich für die Herſtellung größerer Räder von Durchmeſſern über etwa 1,5 m, während man kleinere Räder einfacher in der gebräuchlichen Art des Handformens nach einem vollſtändigen Modelle herſtellt, wobei man ſich bei maſſenhafter Erzeugung kleiner Formmaſchinen nach Art der Figur 1058 bedienen kann, in welchen die Formplatte mit einer an den gezahnten Umfang ſich dicht anſchließenden Oeffnung verſehen ſein muß.

Da eine Gußform gemeiniglich aus zwei über einander geſetzten *Formkaſten* beſteht, ſo ſind zu deren Herſtellung auch zwei Formmaſchinen nach Art der Fig. 1058 erforderlich, wenn man nicht dieſelbe Maſchine abwechſelnd für die obere und untere Fläche des Modelles verwenden will, was wegen der wiederholten Austauſchung der beiden Modellhälften zeitraubend iſt. Um dieſen Uebelſtand zu beſeitigen, dienen die Formmaſchinen mit einer *Modellplatte*, welche zu beiden Seiten die halben Modelle bildet. Hiervon iſt eine Darſtellung in Fig. 1061 gegeben, welche die Maſchine von *Woolnough u. Dehne*[1]) vorſtellt. Die betreffende Modellplatte $h$, die zu jeder Seite das halbe Modell des zu formenden Gegenſtandes trägt, iſt hierbei mit zwei beiderſeits angebrachten Zapfen $g$ wie mit einer Drehaxe in den Köpfen von zwei Schraubenſpindeln $b$ gelagert, ſo daß ſie ſich bequem umkehren läßt, um abwechſelnd die eine oder andere Seite zum Einformen

[1]) *Fiſcher*, Dingl. polyt. Journ. CCXLVI, 6, 1882.

nach oben zu bringen. Hat man die eine Seite in dem darüber geſetzten Formkaſten *a* eingeſtampft, ſo wird die Modellplatte nebſt dem Kaſten durch die beiden Schraubenſpindeln *b* ſo weit gehoben, daß man ſie umſchwenken kann, worauf die Schraubenſpindeln geſenkt werden, bis der Kaſten mit ſeiner jetzt nach unten gelangten freien Fläche ſich auf den fahrbaren Tiſch *s* ſetzt. Löſt man nunmehr den Kaſten von der Modellplatte, ſo kann die letztere ſenkrecht aus der Form durch die Schraubenſpindeln gehoben werden, worauf die entgegengeſetzte Modellfläche in derſelben Weiſe abgeformt werden kann, während der Tiſch *s* nach der Seite gefahren wird, um den fertigen Kaſten abzunehmen. Die Spindeln *b* wirken hierbei nicht wie Schrauben, ſondern wie Zahnſtangen, indem zwei gezahnte Räder *c* auf der durch den Handhebel *e* umzudrehenden Axe *d* mit ihren Zähnen in die Schrauben-

Fig. 1061.

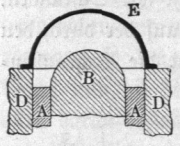



gänge eingreifen, durch welche Einrichtung die Möglichkeit gegeben iſt, die Mitten der beiden Drehzapfen *a* genau in dieſelbe Höhe zu ſtellen, wozu man nur die eine Schraubenſpindel entſprechend zu verdrehen braucht. Daß die beiden Modellhälften in genau paſſender Lage auf der Modellplatte angebracht ſein müſſen, iſt ebenſo ſelbſtverſtändlich, wie daß die beiden Formkaſten gleichfalls in genau entſprechender Stellung auf die Modellplatte zu ſetzen ſind, damit ſie bei dem nachherigen Zuſammenſetzen die richtige Hohlform zwiſchen ſich belaſſen.

Während bei den bisher beſprochenen Formmaſchinen nur der Zweck vorliegt, das Modell möglichſt ſicher und genau aus der Form zu heben oder zu entfernen, wogegen die eigentliche Herſtellung der Form durch die Handarbeit des Einſtampfens geſchieht, ſo hat man zuweilen auch das Eindrücken

des Modelles in den Sand durch die Maſchinen vorgenommen. Wenn auch dieſe Maſchinen in den meiſten Fällen aus den vorgedachten Gründen ſich wenig zweckmäßig erwieſen haben, möge doch die Wirkungsart derſelben noch kurz angeführt werden. So arbeitet die Röhrenformmaſchine von Brown, welche ſpäter von Waltjen[1]) in Bremen weiter verbeſſert wurde, in folgender Art. Das halbe Modell *B* eines Rohres, Fig. 1062, ſchiebt ſich genau paſſend durch die Formplatte *A* hindurch, welche wiederum in dem Formtiſche *D* ſich paſſend verſchieben läßt. Durch ſenkrechte Schraubenſpindeln können die beiden Theile *A* und *B* unabhängig von einander gehoben und geſenkt werden. Nachdem man über das Modell und die Formplatte *A*, beide in der gezeichneten tiefſten Stellung, die erforderliche Sandmenge aufgebracht hat, wird der halbcylindriſche Formkaſten *E* darüber geſetzt und mit dem Formtiſche *D* feſt verbunden. Nunmehr werden ſowohl das Modell *B* wie die Formplatte *A* ſo hoch empor gepreßt, daß die letztere mit ihrer oberen Fläche gerade in die Ebene des Formtiſches getreten iſt, wobei ſich alſo der Sand durch den von unten ausgeübten Druck überall an die Wandungen des Modelles *B* wie des Formkaſtens *C* angelegt hat und eine ringförmige Auskleidung deſſelben bildet. Hierzu iſt erforderlich, vorher genau die erfahrungsmäßig ermittelte Sandmenge einzubringen, wenn die Form genügend dicht und genau ausfallen ſoll. Nach dem Einformen wird zunächſt das Modell nach unten herausgezogen, wobei die Formplatte *A* das Ausbrechen des Sandes an den Rändern wirkſam verhindert, und wenn dann auch die Formplatte wieder in die gezeichnete Stellung geſenkt worden iſt, kann der fertige Formkaſten beſeitigt und derſelbe Vorgang mit einem neuen wiederholt werden.

Fig. 1062.




Auch Preßplatten hat man verwendet, welche mittels einer Frictionsſchraubenpreſſe den Sand feſt gegen das Modell preſſen ſollen, doch ſcheinen alle derartigen Vorrichtungen dem Zwecke nur ungenügend entſprochen und eine größere Verbreitung nicht gefunden zu haben.

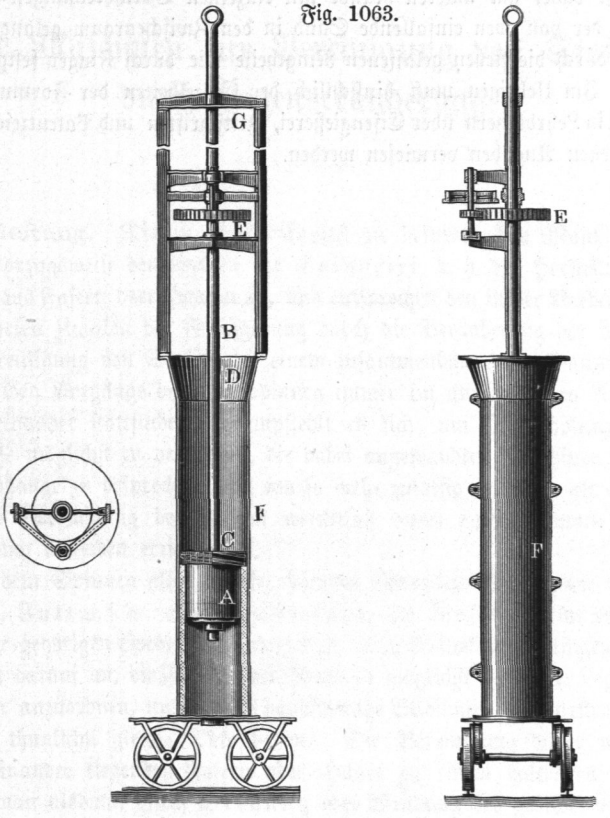
In anderer Art hat man die Herſtellung der Sandformen für Röhren durch Maſchinen verſucht, wovon Fig. 1063[2]) eine Andeutung giebt. Der Formkaſten *F* iſt hierbei ſtehend und von cylindriſcher Geſtalt und es handelt ſich darum, denſelben ringsum mit einer Schicht Formſand möglichſt gleichmäßig auszukleiden. Dieſe Auskleidung herzuſtellen, dient als Modell ein kurzes cylindriſches Stück *A*, deſſen Durchmeſſer mit dem äußeren Durchmeſſer der zu formenden Röhre übereinſtimmt. Dieſes Modell hängt

[1]) Prechtl, Technol. Encycl., Supplem.-Bd. 22, S. 629.

[2]) Dürre, Handbuch des Eiſengießereibetriebes II. Leipzig 1896.

an einer, in paſſendem Geſtelle *G* ſenkrecht geführten Stange *B*, deren Gewicht durch über feſte Rollen laufende Ketten und ein Gegengewicht ausgeglichen iſt. Am oberen Ende iſt das Modell mit einer aus zwei Gängen beſtehenden Schraube *C* verſehen, welche den Zwiſchenraum zwiſchen dem Modell und dem Formkaſten überdeckt, jedoch an zwei gegenüberliegenden Stellen mit Durchbrechungen verſehen iſt, um den oberhalb durch den Trichter *D* eingeworfenen Sand hindurchfallen und in den Zwiſchenraum

Fig. 1063.




zwiſchen Modell und Formkaſten gelangen zu laſſen. Wenn nun die Stange *B* mit dem Modell und der Schraube *C* durch das Zahnrad *E* umgedreht wird, ſo ſollen die Gewindegänge der Schraube auf den Sand drücken und gleichzeitig vermöge der ſchrägen Stellung auf der Sandfläche nach oben ſteigen in dem Maße, wie die beſagte Ausfütterung des Formkaſtens entſteht. Dieſe von Steward angewandte Maſchine hat ſpäter mancherlei Abänderungen erfahren. So ordnete Sheriff anſtatt der

Schraube *C* an dem Modelle ſechs kleine gegen die Rohraxe ſchräg geſtellte Rollen an, welche in dem Zwiſchenraume auf der Oberfläche der entſtehenden Sandfütterung rollen, während man bei anderen Maſchinen einen cylindriſchen, das Modell umfangenden Ring ſchnell in geringem Betrage durch eine Daumen- oder Excenterwelle auf und nieder bewegt, ſo daß dieſer Ring in ähnlicher Weiſe den Sand in dem Zwiſchenraume feſtſtampft, wie es bei der Handarbeit mit Hülfe von Stangen geſchieht. Dieſer Aufſtampfring iſt dabei am unteren Rande mit einzelnen Durchbrechungen verſehen, ſo daß der von oben einfallende Sand in den Zwiſchenraum gelangen kann, wo er durch die ſtehen gelaſſenen Ringtheile wie durch Finger feſtgeſtampft wird. Im Uebrigen muß hinſichtlich der Einzelheiten der Formmaſchinen auf die in Lehrbüchern über Eiſengießerei, Zeitſchriften und Patentzeichnungen enthaltenen Angaben verwieſen werden.