

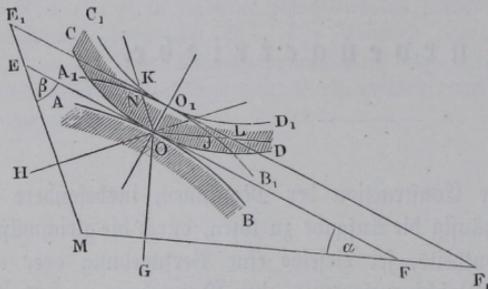
## Siebentes Capitel.

### Die Curvengetriebe.

**Leitflächen.** Bei der Construction der Maschinen, insbesondere der §. 159. Arbeitsmaschinen, ist sehr häufig die Aufgabe zu lösen, durch die gleichmäßige Bewegung eines Maschinentheils, sei dieselbe eine Verschiebung oder eine Drehung, einem anderen Maschinenelemente eine Bewegung zu ertheilen, welche in einer bestimmten, durch den zu erreichenden Zweck vorgeschriebenen Gesetzmäßigkeit veränderlich ist. Schon im zweiten Capitel ergaben sich die unrunderen Räder, §. 49, als solche Getriebe, vermittelt deren die gleichmäßige Bewegung einer Axe auf eine andere derart übertragen werden kann, daß das Umsehungsverhältniß gewissen periodischen Veränderungen unterworfen ist. Eine Eigenthümlichkeit der gedachten unrunderen Räder besteht u. a. darin, daß die Bewegung der getriebenen Axe zwar mit wechselnder Geschwindigkeit, aber stets in demselben Sinne stattfindet, eine Umkehr der Bewegungsrichtung also nicht eintritt. Wenn ein solcher Bewegungswechsel erzielt werden soll, so müssen andere Mittel angewendet werden, und es erhellt zur Genüge aus dem vorigen Capitel, wie das Kurbelgetriebe ein solches Mittel abgibt, welches aus der stetigen Drehung einer Welle die abwechselnde Bewegung eines anderen Theiles, etwa eines Hebels oder einer Stange, herzuweisen geeignet ist. Da hierbei, eine gleichmäßige Drehung der Kurbelwelle vorausgesetzt, der Bewegungszustand des getriebenen Theils von vornherein durch das Gesetz bedingt ist, welches dem geometrischen Zusammenhange des Kurbelgetriebes eigen ist, so wird auch dieses Getriebe nicht auszuweichen können in solchen Fällen, wo es sich darum handelt, die Bewegung in anderer, etwa durch den Arbeitsproceß bedingter Weise veränderlich zu machen. Zur Lösung dieser Aufgabe geben im Allgemeinen die Leitflächen oder Curvenflächen ein Mittel ab, d. h. starre widerstandsfähige Maschinentheile,

welche vermöge ihrer Form anderen mit ihnen in steter Berührung bleibenden Maschinengliedern ganz bestimmte Bewegungen vorschreiben. Eine solche, materiell ausgeführte Leit- oder Führungsfläche bildet mit dem durch sie geführten Maschinenelemente nach dem in der Einleitung, §. 29, Gesagten ein höheres Elementenpaar, von welchem an gedachter Stelle schon angeführt wurde, daß jedes der beiden Elemente durch die Umhüllungsform des anderen begrenzt ist, und daß die beiden Elemente sich nicht in Flächen, wie die Umhüllungs-paare, sondern in Punkten oder Linien berühren. Um die Wirkung solcher Getriebe zu erläutern, sei durch

Fig. 605.



$AB$ , Figur 605, die Profilvercurve des treibenden Maschinenteils und  $CD$  die Begrenzung des bewegten Maschinenelementes dargestellt. Beide Flächen sollen sich in einem Punkte  $O$  resp. in einer in  $O$  sich projectirenden Geraden berühren. Zum Zwecke der Anschaulichkeit mag

man sich etwa unter  $AB$  einen auf einer rotirenden Welle angebrachten Hebedaumen vorstellen, durch dessen Drehung ein Hebel bewegt werden soll, dessen Stirn durch die Fläche  $CD$  begrenzt ist. Wie auch die Bewegungen der beiden Maschinenteile beschaffen sein mögen, man wird dieselben in dem betrachteten Augenblicke als unendlich kleine Drehungen um die Momentenaxen auffassen können (vergl. Einleitung, §. 7). Denkt man sich daher von dem Berührungspunkte  $O$  der beiden Curven die Polstrahlen  $OG$  und  $OH$  nach den Momentancentren der beiden Körper gezogen, so kann man eine elementare Bewegung der Führungsfläche  $AB$  als eine unendlich kleine Verschiebung derselben in der zum Polstrahle  $OG$  senkrechten Richtung  $OL$  auffassen. Ebenso läßt sich die elementare Bewegung des Körpers mit der Fläche  $CD$  als eine unendlich kleine Verschiebung in der Richtung  $OK$  senkrecht zu dem Polstrahle  $OH$  ansehen. Nach diesen elementaren Bewegungen mögen die Curven in die Lagen  $A_1B_1$  und  $C_1D_1$  gekommen sein, die Berührung derselben finde in  $O_1$  statt, und es seien  $EF$  und  $E_1F_1$  die gemeinschaftlichen Tangenten der Profilvercurven in den Berührungspunkten  $O$  und  $O_1$ .

Wird die angenommene Elementarbewegung als unendlich klein gedacht, so sind die beiden Berührungstangenten parallel, und es fallen die beiden Punkte  $J$  und  $L$  zusammen, in welchen die Bewegungsrichtung des Punktes  $O$  der Curve  $AB$  die neue Lage  $A_1B_1$  und deren Tangente  $E_1F_1$  schneidet. Das

selbe gilt in Betreff der Curve  $CD$  des bewegten Körpers, auch hier fallen die beiden Punkte  $K$  und  $N$  zusammen, in welchen die Bewegungsrichtung  $OK$  des Punktes  $O$  der Curve  $CD$  diese letztere und die Berührungstangente schneidet. Bezeichnet man daher mit  $v$  und  $v_1$  die Geschwindigkeiten, welche der Berührungspunkt  $O$  als Systempunkt des treibenden und des getriebenen Körpers hat, so gilt allgemein die Gleichung:

$$v : v_1 = OL : OK.$$

Zieht man durch einen beliebigen Punkt  $M$  zwei Gerade  $MF$  und  $ME$  parallel zu den Bewegungsrichtungen  $v$  und  $v_1$  des Berührungspunktes  $O$  bis zu den Durchschnitten  $F$  und  $E$  mit der Berührungstangente in  $O$ , so ist auch durch das aus diesen drei Richtungen festgelegte Dreieck  $EMF$  das Verhältniß der beiden Geschwindigkeiten  $v$  und  $v_1$  bestimmt, indem man dafür hat:

$$v : v_1 = MF : ME = \sin \beta : \sin \alpha.$$

Hierin sind mit  $\alpha$  and  $\beta$  die Winkel  $EFM$  und  $FEM$  bezeichnet worden, welche die Berührungstangente der Curven in einem beliebigen Augenblicke mit den betreffenden Bewegungsrichtungen bildet, die dem Berührungspunkte in den beiden Systemen zukommen. Stehen diese beiden Richtungen in einem gewissen Augenblicke senkrecht auf einander, so geht obige Gleichung über in

$$v_1 = v \operatorname{tanga} \alpha.$$

Zufolge der hier angenommenen unendlich kleinen Bewegung ist der Punkt  $O$  der Fläche  $AB$  nach  $J$  oder  $L$  und der Punkt  $O$  der Fläche  $CD$  nach  $N$  oder  $K$  gelangt; es muß also zwischen den beiden Flächen eine relative Verschiebung  $w$  auf einander in dem Betrage  $NL$  stattgefunden haben, und man hat daher aus dem Dreiecke  $EMF$  für diese relative Bewegung der Flächen auf einander die Gleichung:

$$v : v_1 : w = MF : ME : EF = \sin \beta : \sin \alpha : \sin (\alpha + \beta).$$

Diese relative Verschiebung  $w$  der Flächen auf einander ist für die praktischen Ausführungen von großer Wichtigkeit, insofern sie denjenigen Weg darstellt, auf welchem während der betrachteten Bewegung die zwischen den beiden Flächen auftretende gleitende Reibung überwunden werden muß. Die Größe dieser Reibung hängt natürlich in jedem Falle von dem zwischen den Flächen im Berührungspunkte obwaltenden Normaldrucke  $N$  ab und ist gleich  $\varphi N$  zu setzen, wenn  $\varphi$  den Reibungscoefficienten bedeutet. Man erkennt leicht aus der Figur und aus der obigen Proportion, daß der Weg  $w$  dieser Reibung im Vergleiche zu dem Wege  $v_1$  des getriebenen Punktes um so größer ist, je kleiner der Winkel  $\alpha$  gewählt wird, den die Berührungstangente der

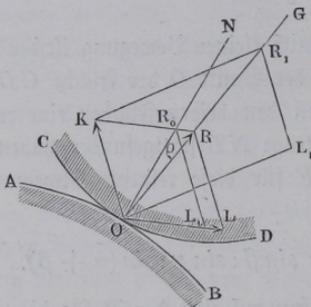
Flächen mit der Bewegungsrichtung des treibenden Punktes bildet, und es würde unter der Voraussetzung  $\alpha = 0$ , d. h. wenn die Tangente in die Bewegungsrichtung des treibenden Punktes hineinfällt,

$$v_1 = 0; w = v$$

ausfallen. In diesem Falle würde daher die ganze zur Bewegung aufzuwendende Arbeit lediglich zur Ueberwindung des schädlichen Reibwiderstandes verbraucht werden, wie es bei dem Fortschieben einer Last auf einer horizontalen Ebene der Fall ist. Aus dieser Betrachtung ergibt sich schon, daß die hier in Frage kommenden Getriebe meist mit beträchtlicher Reibungsarbeit verbunden sein werden, und daß sie daher im Allgemeinen zur Ausübung großer Arbeitsleistungen als wenig ökonomische Getriebe sich nicht besonders empfehlen. Man wendet sie auch meistens nur in Fällen an, wo die zu übertragenden Arbeiten gering sind, und wenn, wie bei Hammerwerken, das Gegentheil der Fall ist, so wählt man den Winkel  $\alpha$  der Berührungstangente mit der Bewegungsrichtung des treibenden Punktes möglichst groß. Auch ist es wohl üblich, die gleitende Reibung mit Hilfe von Frictionsrollen herabzuziehen.

In Bezug auf den Winkel  $\alpha$ , welchen die Berührungstangente  $EF$  der beiden Flächen mit der Bewegungsrichtung  $OL$  des treibenden Punktes  $O$

Fig. 606.



bildet, läßt sich noch folgende Bemerkung machen. Ist  $ON$ , Fig. 606, die gemeinschaftliche Normale der beiden Flächen im Berührungspunkte  $O$ , und trägt man an dieselbe den Reibungswinkel  $\varrho = NOG$  an, so ist es nach der Lehre von der gleitenden Reibung bekannt, daß diese Gerade  $OG$  die Richtung derjenigen Reactionskraft angiebt, mit welcher die Fläche  $AB$  bei der stattfindenden Bewegung von  $O$  nach  $L$  auf die Fläche  $CD$  reagirt. Bedeutet daher

etwa  $OK$  diejenige Kraft, welche auf den Punkt  $O$  des getriebenen Theiles  $CD$  ausgeübt werden muß, um Bewegung zu ermöglichen, und zeichnet man über  $OK$  das Parallelogramm  $OKRL$ , dessen andere Seite in die Bewegungsrichtung des Punktes  $O$  von  $AB$  und dessen Diagonale in die Reactionsrichtung  $OG$  hineinfällt, so stellt  $OL$  die an  $O$  anzubringende Triebkraft vor, welche bei der geringsten Vergrößerung die beabsichtigte Bewegung erzeugt. Wäre dagegen Reibung nicht vorhanden, so hätte man die Normale  $ON$  als Reactionsrichtung anzunehmen und aus dem Parallelogramme

$OKR_0L_0$  in  $OL_0$  die theoretische Triebkraft zu entnehmen. Gesezt nun, die Bewegungsrichtung des treibenden Punktes  $O$  der Fläche  $AB$  wäre nicht nach  $OL$ , sondern nach  $OL_1$  gerichtet, so würde das Parallelogramm  $OKR_1L_1$  in  $OL_1$  die erforderliche Triebkraft ergeben. Diese Kraft wird um so größer werden, je mehr ihre Richtung  $OL_1$  sich der Reactionsrichtung  $OG$  nähert, und man würde sie unendlich groß erhalten, wenn beide Richtungen zusammenfielen. In diesem Falle würde also überhaupt eine Bewegung nicht möglich sein, wie groß man auch die treibende Kraft annehmen wollte, und man schließt daraus, daß die Möglichkeit der Bewegungsübertragung durch zwei auf einander gleitende Flächen an die Bedingung geknüpft ist, daß die Bewegungsrichtung des treibenden Punktes mit der gemeinschaftlichen Normale der Flächen einen Winkel bildet, welcher den Reibungswinkel an Größe übertrifft.

Aus der vorstehend gefundenen Beziehung

$$v : v_1 = \sin \beta : \sin \alpha$$

geht hervor, daß das Verhältniß der Geschwindigkeiten der beiden Axen in jedem Augenblicke von der Neigung abhängig ist, welche die Berührungstangente mit den Bewegungsrichtungen der zur Berührung kommenden Punkte bildet, also von der Form der beiden Flächen. Man wird daher in jedem einzelnen Falle die Profile der beiden auf einander wirkenden Flächen so zu bestimmen haben, daß die Bewegungsübertragung in der verlangten Weise vor sich geht. Wie dies geschehen kann, soll an einigen Beispielen gezeigt werden.

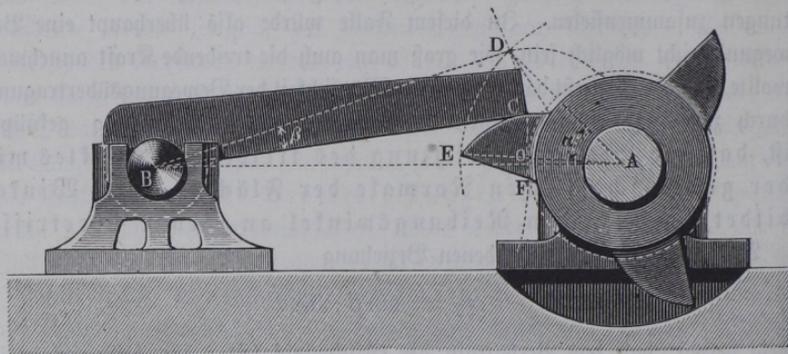
**Daumen.** In der Praxis ist häufig die Aufgabe zu erfüllen, durch die gleichmäßige Drehung einer Welle einen um eine Axe oscillirenden Hebel in abwechselnde Schwingungen zu versetzen. Dieser Fall findet namentlich bei der Bewegung von Stirn- und Schwanzhämmern statt, und zwar derart, daß von der treibenden Welle nur die Erhebung des Hammerarms zu bewirken ist, während die Rückbewegung desselben durch das Hammergewicht geschieht, so daß durch den Fall des Hammers eine gewisse nützliche Arbeit zum Schmieden von Metall oder Zerkleinern harter Körper verrichtet werden kann. Zu diesem Behufe versteht man die treibende Welle mit einer oder mehreren Hervorragungen, welche den Namen **Daumen** oder **Hebedaumen** erhalten, und durch deren Form nach dem Vorstehenden wesentlich die Art bedingt ist, in welcher die Erhebung des Hammers erfolgt.

Setzt man zunächst als einfachsten Fall denjenigen voraus, in welchem bei einer gleichmäßigen Drehung der Daumenwelle die Hammeraxe ebenfalls mit gleichmäßiger Geschwindigkeit bewegt werden soll, so stimmt die Bewegungsübertragung mit derjenigen zweier Zahnräder für ein constantes Umfengungs-

§. 160.

verhältniß überein, und man kann die im zweiten Capitel über die Verzahnung von Rädern gefundenen Regeln ohne Weiteres zur Anwendung bringen. Sei z. B. *A*, Fig. 607, die mit den Hebedäumen zu verschende Triebwelle und *B* die Aze eines Stirnhammers, dessen Hebel durch die Wir-

Fig. 607.



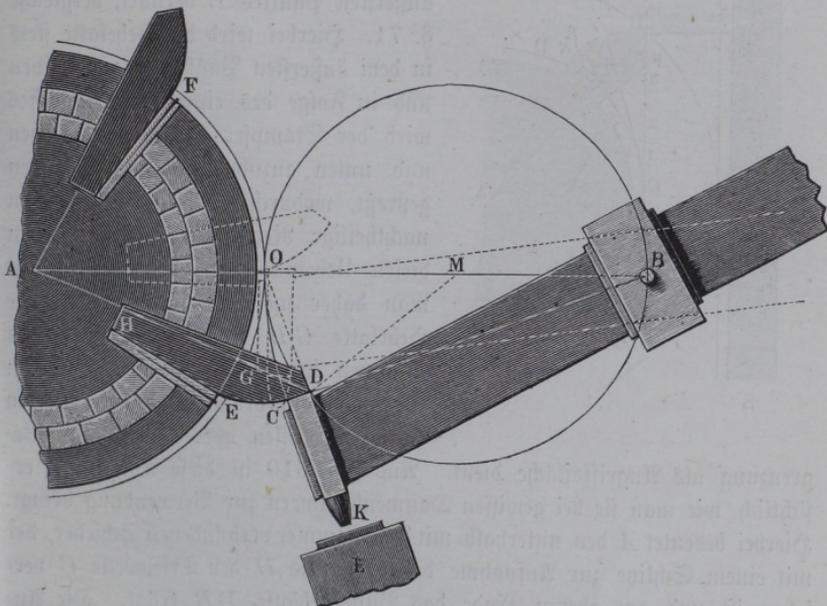
fung eines Daumens *CE* mit gleichmäßiger Geschwindigkeit durch den Winkel  $CBD = \beta$  bewegt werden soll, und möge  $\alpha = EAD$  den Winkel bedeuten, um welchen die Daumenwelle während dieser Erhebung von *BC* sich drehen soll. Man findet dann durch die bekannte Beziehung

$$AO : BO = \beta : \alpha$$

in *O* denjenigen Punkt der Centrallinie *AB*, in welchem sich die Theilkreise zweier Stirnräder berühren, deren Bewegungsübertragung mit derjenigen des vorliegenden Systems übereinstimmt. Nach Feststellung dieser Theilkreise bietet dann die Bestimmung der Form, welche dem Daumen *CE* zu geben ist, keine Schwierigkeiten dar. Nimmt man z. B. an, der Hebel *BC* solle von dem Daumen stets in einem und demselben Punkte *C* berührt werden, so hat man diesen Punkt *C* als den Zahn des Rades *B* aufzufassen, und man erhält nach §. 72 als zugehörige Form des Daumens diejenige Epicycloide, die der Theilkreis *BO* bei seiner Abwälzung auf dem Theilkreise *AO* erzeugt, da man sich denken kann, der Punkt *C* sei durch innerliche Wälzung des Theilkreises *BO* in sich selbst erzeugt. Die Begrenzung des Daumens in *E* erhält man aus der Grenzlage *BD* des Hebels, wenn man um *A* den Kreis durch *D* beschreibt. Die hintere, niemals zur Wirkung kommende Fläche *EF* des Daumens hat man beliebig, jedoch derart anzunehmen, daß das freie Fallen des Hebels nach gescheneher Hebung nicht gehindert wird. Die hier angegebene Ausführung wird eine empfehlenswerthe indessen aus dem Grunde nicht sein, weil dabei die ganze bedeutende Reibung zwischen Daumen und

Hebel immer nur in dem Punkte *C* des letzteren stattfindet, daher ein schneller Verschleiß eintreten muß. Zur Vermeidung dieses Uebelstandes hat man nur etwa nöthig, einen erzeugenden Kreis von geringerm Halbmesser als *BO* anzunehmen, und man erhält demgemäß nach §. 70 die Formen für den Hebel und Daumen durch die entsprechende Hypo- und Epicykloide. Würde man z. B. bei dem Schwanzhammer, Fig. 608, die Angriffsfläche *DC* des

Fig. 608.

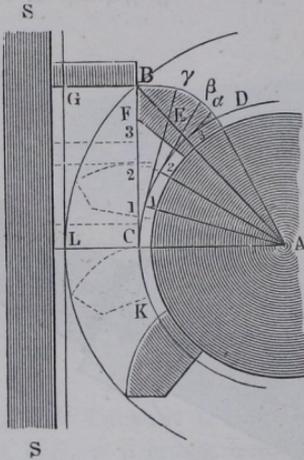


Hebels nach der Richtung des Radius *BC* annehmen, also einen Erzeugungskreis vom Durchmesser *BO* zu Grunde legen, so erhielte man die Daumenform entsprechend der Geradflankenverzahnung, §. 71, in der Epicykloide des Kreises vom Durchmesser *BO* auf dem Theilkreise *AO*. In derselben Weise lassen sich alle über die Verzahnung von Stirnrädern angegebenen Regeln in vorliegendem Falle auch auf die Daumen anwenden, und es läßt sich für irgend eine Fläche, welche als Angriffsfläche des Hebels angenommen wird, nach dem allgemeinen, in §. 69 angegebenen Verfahren die zugehörige Form des Daumens bestimmen.

Denkt man die Länge *BC* des Hebels größer und größer werdend, so geht die Bogenbewegung des Endpunktes *C* im Grenzzustande in eine geradlinige Verschiebung über, welcher Fall eine häufige Anwendung bei der Bewegung von Stampfen, Pochwerken zc. findet. Die Form des Daumens bestimmt man hierbei in derselben Weise, wie die der Zähne der in Zahnstangen

eingreifenden Getriebe. Ist z. B. *A*, Fig. 609, die Daumenwelle für einen in verticaler Richtung zu hebenden Stampfer *SS*, welcher mit einer horizontalen Platte *BG*, der sogenannten Hebelatte, versehen ist, so hat man, um eine Erhebung mit gleichmäßiger Geschwindigkeit zu erlangen, dem Daumen

Fig. 609.



zum Profile die Evolvente *BD* desjenigen um *A* beschriebenen Kreises zu geben, welcher die Bewegungsrichtung *BC* des äußersten Punktes *B* berührt, vergleiche §. 71. Hierbei wird die Hebelatte stets in dem äußersten Punkte *B* angetrieben und in Folge des einseitigen Angriffes wird der Stampfer *SS* gegen die oben und unten anzubringenden Führungen gepreßt, wodurch in diesen Führungen nachtheilige Reibungen entstehen. Um diesen Uebelstand zu vermeiden, pflegt man daher meistens die hervorragende Hebelatte *GB* wegzulassen, und den Daumen in einen zu dem Behufe im Stampfer angebrachten Schlitz eintreten zu lassen, dessen obere horizontale Begrenzung als Angriffsfläche dient. Aus Fig. 610 ist diese Anordnung ersichtlich, wie man sie bei gewissen Daumenhämmern zur Verwendung bringt. Hierbei bedeutet *A* den unterhalb mit dem Hammer verbundenen Schieber, der mit einem Schlitz zur Aufnahme des Daumens *H* der Triebwelle *C* versehen ist und am oberen Ende das Buffergehäuse *DB* trägt. Die Angriffsfläche für den Daumen ist hier durch die ebene Bodenfläche *EE* eines hohlen Cylinders gebildet, welcher durch die Vermittelung elastischer Gummischeiden *rr* den vom Daumen erhaltenen Impuls in möglichst elastischer Weise, d. h. ohne erheblichen Stoßverlust auf den Hammerkörper überträgt. Das auf dem oberen Theile des Führungsgestelles angebrachte zweite Buffergehäuse *LF* dient dabei zur Aufnahme anderer Federn *rr* für einen zweiten Bufferkopf *K*, welcher durch die lebendige Kraft des aufgeschleuderten Hammers noch etwas in sein Gehäuse hineingedrückt wird, worauf die Energie des darauf folgenden Fallens durch die Elasticität der Gummischeiden *r* vergrößert wird.

Bei allen Curvengetrieben nämlich, bei denen beim Aufhören der Daumenwirkung der getriebene Theil eine bestimmte Geschwindigkeit  $v_1$  besitzt, wird derselbe vermöge der in ihm angesammelten lebendigen Kraft sich noch weiter zu bewegen streben, auch nachdem der Daumen ihn verlassen hat. Bezeichnet  $M_1$  die auf den Angriffspunkt des Daumens reducirte Masse (siehe Thl. I,

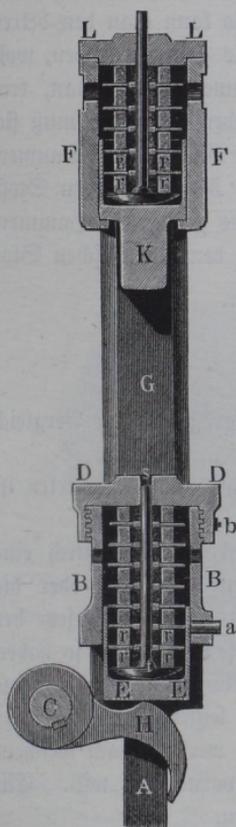
§. 306) des im Vorhergehenden betrachteten Hammers, so wird diese Masse vermöge der Geschwindigkeit  $v_1$  eine lebendige Kraft  $\frac{M_1 v_1^2}{2}$  besitzen, welche zu einer ferneren Erhebung des Hammers auf die Höhe  $\frac{v_1^2}{2g} = h_1$  ausreicht.

Ist nun der Hammer durch den Daumen auf die Höhe  $h$  erhoben worden, und steigt er hierauf vermöge seiner Geschwindigkeit  $v_1$  noch auf die Höhe  $h_1$ , so wird der durch sein demnächstiges Fallen bewirkte Effect einer gesammten Fallhöhe  $h + h_1$  entsprechend sein. Abgesehen von etwaigen Nebenhindernissen der Reibung *z.* wird dieser Vorgang zwar nicht mit einem Arbeitsverluste verbunden sein, da die zum Aufwerfen des Hammers erforderte Arbeit beim Fallen wieder vollständig ausgegeben wird, doch wird ein anderer Nachtheil insofern eintreten, als die Zeit wesentlich größer ausfällt, welche zu einem ganzen Spiel des Hammers, Aufsteigen und Fallen, gehört. Bei schnell gehender Daumenwelle könnte hierbei leicht der Fall eintreten, daß der Hammer von dem Daumen bereits von Neuem erfaßt würde, ehe er gänzlich niedergefallen ist. Darin ist der Grund zu suchen, warum man bei sehr schnell gehenden Hämmern die Bufferfeder in *FL*, Fig. 610, anbringt, welche hinsichtlich ihrer Wirkung übereinstimmt mit der Anwendung von sogenanntem Oberdampf bei schnellschlagenden Dampfhämmern. Auch bei schnellgehenden Hebelhämmern, wie z. B. bei den Schwanzhämmern der Stahl- und Frischhütten, wendet man eine in der Regel aus Holz dargestellte Prallfeder, den sogenannten Keitel, an, da ohne eine solche es gar nicht möglich sein würde, diese Hämmer bei einem Hube von etwa 0,20 bis 0,25 Meter in

der Minute 300 bis 350 Schläge ausführen zu lassen.

Während also der Auffangebuffer *K* den Zweck hat, die zu einem Spiele erforderliche Zeit zu vermindern, dient der Angriffsbuffer *EE* dazu, den Verlust an lebendiger Kraft nach Möglichkeit herabzuziehen, welcher beim Ergreifen des Hammers durch den Daumen in Folge des dabei auftretenden Stoßes sich einstellt. Ein solcher Stoß ist bei allen Daumen unvermeidlich, welche, wie die bisher betrachteten, eine gleichmäßige Bewegung des getriebe-

Fig. 610.



nen Theils erzeugen sollen, da diesem letzteren Theile, dieser Bedingung zufolge, aus dem Zustande der Ruhe sofort die Geschwindigkeit  $v_1$  ertheilt wird. Durch die Anwendung des Angriffsbuffers  $BD$  wird dieser Stoß zu einem möglichst elastischen gemacht, derart, daß im ersten Augenblicke des Angriffs, wenn der Daumen die Platte  $EE$  ergreift, diese letztere in das Buffergehäuse hineingedrückt wird, wofelbst sie die Gummischeiben  $r$  zuvörderst comprimirt. Erst wenn deren Spannkraft das Hammergewicht übertrifft, beginnt die aufsteigende Bewegung des Hammers. Da die Federn, welche man zu dem Ende anwendet, niemals vollkommen elastisch sind, so kann man den betreffenden Arbeitsverlust durch dieses Mittel auch niemals ganz vermeiden, wohl aber beträchtlich herabziehen. Bei den Schwanzhämmern pflegt man, trotz ihres schnellen Ganges, Angriffsbuffer nicht anzuwenden, und man muß sich damit begnügen, die Stoßverluste durch möglich große Masse  $M$  der Daumenwelle thunlichst zu vermindern. Denn wenn  $M$  und  $M_1$  die auf den Stoßpunkt reducirten Massen der stoßenden Welle und des gestoßenen Hammers bedeuten, so ist bei der Geschwindigkeit  $v$  die durch den unelastischen Stoß verloren gehende Arbeit durch

$$V = \frac{MM_1}{M + M_1} \frac{v^2}{2}$$

gegeben, welcher Werth um so geringer ausfällt, je größer  $M$  im Vergleich mit  $M_1$  ist (siehe hierüber auch Thl. I, §. 370).

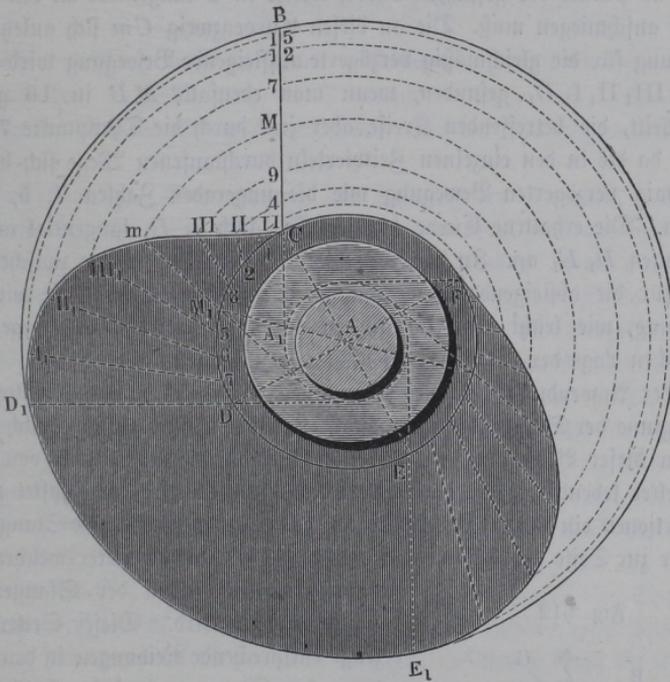
Bei den langsam gehenden Stirnhämmern in Walk- und Pochwerken ist dieser Arbeitsverlust meist nur unerheblich.

Man kann übrigens die Nachtheile des stoßweisen Angriffs durch eine solche Form des Daumens umgehen, vermöge deren der Hebel oder die Stange nur allmählig in Bewegung gesetzt wird, z. B. nach dem Gesetze der gleichförmig beschleunigten Bewegung. Stellt man diese Bedingung, so haben natürlich die für die Verzahnung der Stirnräder entwickelten Regeln keine Gültigkeit für die Bestimmung des Daumenprofils; letzteres muß vielmehr in jedem Falle dem Gesetze gemäß besonders ermittelt werden, nach welchem man die allmähliche Mittheilung der Geschwindigkeit vornehmen will. Ein Beispiel wird die Construction am einfachsten erläutern.

Es sei die Aufgabe gestellt, durch eine auf der gleichmäßig rotirenden Welle  $A$ , Fig. 611, angebrachte Curvenscheibe eine in der Richtung  $CB$  auf und ab verschiebbliche Stange so zu bewegen, daß das Aufsteigen und Absteigen der Stange zwischen  $C$  und  $B$  durch je eine Vierteldrehung der Ase  $A$  dergestalt bewirkt wird, daß die erste Hälfte des Weges gleichförmig beschleunigt, die zweite Hälfte gleichförmig verzögert durchlaufen wird, und soll die Stange zwischen dem Auf- und Absteigen jedesmal einem Stillstande unterworfen sein, welcher ebenfalls die Dauer einer Vierteldrehung hat.

Es möge dabei der Allgemeinheit wegen angenommen werden, daß die Bewegungsrichtung der Stange nicht durch die Axe  $A$  hindurchgeht. Theilt man zunächst den um  $A$  durch die Anfangslage  $C$  der Stange beschriebenen Kreis von  $C$  aus durch  $D$ ,  $E$  und  $F$  in vier gleiche Theile, so erhält man in den Theilpunkten diejenigen Punkte, welche zur Zeit des Uebergangs der gedachten vier Perioden die Stelle des Ausgangspunktes  $C$  der Stange einnehmen. Es ist zunächst ersichtlich, daß für die Ruhepausen der Stange die Curvenscheibe concentrisch zu  $A$  begrenzt sein muß, und zwar wird der Quadrant

Fig. 611.



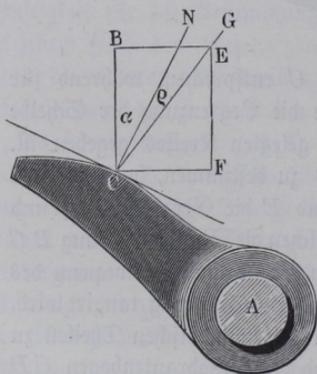
$CF$  der Pause der Stange im tiefsten Punkte  $C$  entsprechen, während für den Stillstand der Stange in der höchsten Lage die Begrenzung der Scheibe durch einen Quadranten des durch  $B$  um  $A$  gelegten Kreises gegeben ist. Um die Endpunkte  $D_1$  und  $E_1$  dieses Bogens zu bestimmen, hat man nur nöthig, an die Radien  $AD$  und  $AE$  in  $D$  und  $E$  die Geraden  $DD_1$  und  $EE_1$  unter demselben Winkel  $\alpha$  anzutragen, welchen die Stangenrichtung  $BC$  mit dem Anfangsradius  $AC$  bildet, zu welchem Zwecke man sich bequem des Kreises  $AA_1$  bedienen kann, welcher durch die Stangenrichtung tangirt wird.

Um die curvenförmige Begrenzung zwischen den cylindrischen Theilen zu finden, halbire man die Hubhöhe  $CB$  in  $M$  und den Quadrantenbogen  $CD$

in  $M_1$ . Wenn  $M_1$  nach  $C$  getreten ist, hat die Stange den Weg  $CM$  in gleichförmig beschleunigter Bewegung zurückgelegt. Da bei dieser Bewegung die in verschiedenen Zeiten durchlaufenen Räume sich wie die Quadrate der Zeiten verhalten, so ergibt sich von selbst folgende Construction: Man theilt den Bogen  $CM_1$  in  $n$  gleiche Theile, in der Figur 4, und entsprechend den Weg  $CM$  in  $n^2$ , in der Figur 16; zieht man nun durch die Theilpunkte 1, 4, 9 und  $M$  des geradlinigen Weges die um  $A$  concentrischen Kreise und durch die Theilpunkte 1, 2, 3 und  $M_1$  des Bogens  $CM_1$  die Tangenten an den Kreis  $AA_1$ , so erhält man in den entsprechenden Schnittpunkten I, II, III und  $m$  Punkte der gesuchten Curve, welche in  $C$  tangential an den Kreis  $CF$  sich anschmiegen muß. Die an diesen Curvenzweig  $Cm$  sich anlehrende Begrenzung für die gleichmäßig verzögerte aufsteigende Bewegung wird ebenso in  $mIII_1II_1I_1D_1$  gefunden, wenn man ebenfalls  $MB$  in 16 gleiche Theile theilt, die betreffenden Kreise aber jetzt durch die Theilpunkte 7, 12, 15 legt, da die in den einzelnen Zeitvierteln durchlaufenen Wege sich bei der gleichförmig verzögerten Bewegung wie die ungeraden Zahlen 7, 5, 3, 1 verhalten. Die erhaltene Curve schmiegt sich auch in  $D_1$  tangential an den Quadranten  $D_1E_1$  an. In derselben Weise läßt sich die Curve zwischen  $E_1$  und  $F$  für die absteigende Bewegung zeichnen. Eine Symmetrie wird die Begrenzung, wie leicht ersichtlich ist, in dem vorliegenden Falle wegen der excentrischen Lage der Stange  $BC$  nicht zeigen können.

Bei der Anwendung des hier gefundenen Daumens wird ein Stoß bei dem Beginne der Stangenbewegung nicht stattfinden, und es wird auch beim Aufhören dieser Bewegung ein Arbeitsverlust durch Vernichtung von aufgesammelter lebendiger Kraft nicht verursacht werden. Dagegen haftet diesen Constructionen ein anderer Uebelstand an, darin bestehend, daß die Stange um so stärker zur Seite gedrückt wird, je spitzer der Winkel ist, unter welchem die Daumenbegrenzung von der Stangenrichtung geschnitten wird. Dieser Seitendruck erzeugt entsprechende Reibungen in den Führungen der Stange und dadurch Arbeitsverluste. Ist in Fig. 612 die Richtung des Stangenschubes durch  $CB$  und die Normale der Daumencurve in  $C$  durch  $CN$  gegeben, so erhält man den in  $C$  senkrecht zur Stange auf diese ausgeübten Seitendruck  $S$  in  $CF$ , wenn man den Winkel  $NCG$  gleich dem Reibungswinkel  $\varrho$  macht und die in dieser Richtung  $CG$  wirksam zu denkende Reaction  $R$  des Daumens nach den zu einander senkrechten Richtungen  $CB$  und  $CF$  zerlegt.

Fig. 612.



Bezeichnet man mit  $\alpha$  den Winkel  $BCN$  der Stange mit der Normale, so findet man den zu einem Stangenwiderstande  $Q = BC$  gehörigen Seitendruck zu

$$S = CF = Q \operatorname{tang}(\alpha + \varrho).$$

Dieser Seitendruck, welcher neue Reibungen in den Führungen erzeugt, wächst mit dem Winkel  $\alpha$  und wird auch in dem Falle, wo  $\alpha = 0$  ist, also z. B. in dem Beispiele Fig. 609, nicht gänzlich verschwinden, da auch hierbei ein Zurseiteziehen der Stange mit einer der Reibung

$$Q \operatorname{tang} \varrho = \mu Q$$

entsprechenden Kraft noch stattfindet. Wollte man diesen Seitendruck gänzlich vermeiden, so hätte man die Daumenform so zu entwerfen, daß die Subrichtung von der Normale der Curve um den Reibungswinkel  $\varrho$  abweicht.

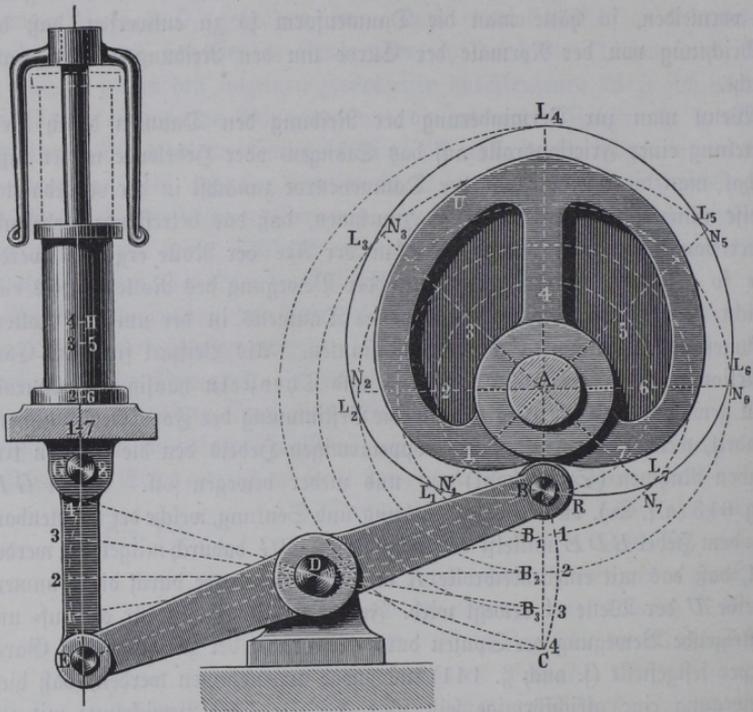
Wenn man zur Verminderung der Reibung den Daumen durch Vermittelung einer Frictionsrolle auf das Stangen- oder Hebelende wirken läßt, so hat man die Construction der Daumencurve zunächst in der vorgedachten Weise unter der Voraussetzung vorzunehmen, daß das betreffende Hebelende direct von dem Daumen und zwar in der Axe der Rolle ergriffen werde. Die so gefundene Curve, welche also der Bewegung des Rollenmittels entspricht, liefert dann die Begrenzung des Daumens in der um den Rollenhalsmesser von ihr abstehenden Aequidistanten. Als Beispiel für diese Construction sei der bei Spulmaschinen und Throsteln häufig vorkommende Fall gewählt, in welchem es sich um die Bestimmung der Form des Daumens handelt, welcher mit Hilfe eines doppelarmigen Hebels den die Spulen tragenden Rahmen (Spulenbank) auf und nieder bewegen soll. Es sei  $GH$ , Fig. 613 (a. f. S.), die verticale Erhebung und Senkung, welche der Spulenbank von dem Hebel  $BDE$  mittelst der Schubstange  $EG$  dadurch mitgetheilt werden soll, daß das mit einer Reibrolle  $R$  versehene Hebelende durch die Daumenscheibe  $U$  der Welle  $A$  bewegt wird. Ferner sei das Gesetz für die auf- und absteigende Bewegung der Spulen durch die Gestalt der zu windenden Garnkörper festgestellt (s. auch §. 141) und möge angenommen werden, daß diese Bewegung eine gleichförmige sein solle, wie sie einer Bewickelung mit cylindrischen Garnschichten entspricht. Man theilt dann den ganzen Weg der Spulenbank beim Auf- und Niedergange  $GH + HG$  in eine beliebige Anzahl gleicher Theile und bestimmt die diesen Theilpunkten 1, 2, 3, 4 ... zugehörigen Lagen 11, 22, 33 etc. des Hebels  $EB$ . Ebenso theilt man den um  $A$  durch  $B$  beschriebenen Kreis in dieselbe Anzahl gleicher Theile und zieht die Radien  $A1, A2, A3$  u. f. w. Diese Radien ergeben mit den entsprechenden um  $A$  durch die Theilpunkte des Bogens  $BC$  beschriebe-

nen Kreisen die Schnitte  $N_1, N_2, N_3 \dots$ . Weiter folgt aus der Figur, daß man die Daumencurve für den Mittelpunkt  $B$  der Rolle in

$$BL_1L_2L_3 \dots L_7B$$

erhält, wenn man an jeden Schnittpunkt  $N_n$  das Stück  $N_nL_n$  gleich  $B_nn$  anträgt, d. h. die zwischen dem Bogen und dem Radius  $BC$  gelegene Strecke der entsprechenden Hebelrichtung  $DB_n$ . Zeichnet man dann von möglichst vielen Punkten dieser Curve  $L$  Kreisbögen mit dem Rollenhalbmesser von  $R$  als Radius, so hüllen diese Kreise die gesuchte Profilvercurve  $U$  des Daumens ein. Man erkennt aus der Figur, daß auch hier die gefundene Curve

Fig. 613.

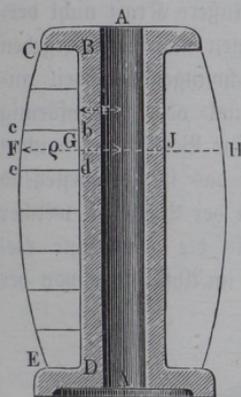


$L$  nicht symmetrisch ist, obwohl die Schwingungen des Hebels  $ED$  nach beiden Richtungen in genau übereinstimmender Weise erfolgen. Symmetrisch wird das Daumenprofil nur werden, wenn die Bewegung des Punktes  $B$  eine durch die Axe  $A$  gehende Gerade ist, d. h. wenn es sich um die Verschiebung einer Stange handelt. In dem vorliegenden Falle kann man die Profilvercurve nur annähernd symmetrisch gestalten, wenn man, wie in der

Figur geschehen, die Anordnung so wählt, daß die Sehne  $BC$  des von  $B$  beschriebenen Bogens durch die Ase  $A$  hindurchgeht.

Wenn es sich für den hier behandelten Zweck der Spulenbewickelung darum handeln würde, dem Garnkörper eine andere als cylindrische Form, etwa eine

Fig. 614.



solche von dem Querschnitte  $BDEC$ , Fig. 614, zu ertheilen, so hätte man die Hubhöhe  $BD$  ebenfalls in eine beliebige, möglichst große Anzahl gleicher Theile wie  $bd$  zu theilen. Bei einer gleichmäßigen Garnlieferung der Maschine wird dann die Zeit, während welcher das Garn zwischen den Ebenen  $de$  und  $bc$  ausläuft, mit dem mittleren Durchschnitte  $FH$  des betreffenden Garnquantums proportional sein müssen, also mit der Fläche  $\pi(q^2 - r^2)$  des Kreisringes  $FGJH$  \*). Ermittelt man daher der verlangten Spulenform gemäß diese Querschnitte in den Mitten der einzelnen Spulentheile, so findet man die Verhältniszahlen für die zugehörigen Drehungswinkel der

Daumenwelle, d. h. das Verhältniß, nach welchem eine halbe Umdrehung bei der Construction in Fig. 613 zu theilen ist.

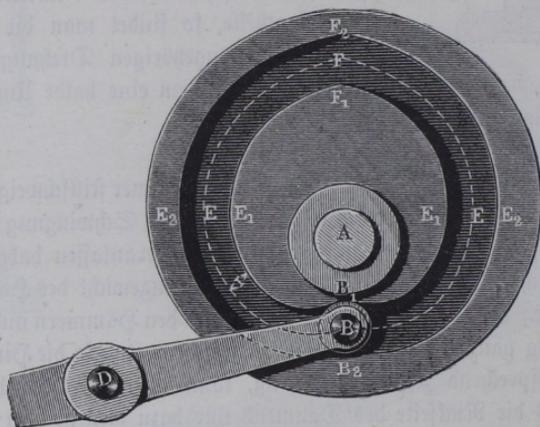
**Ebene Curvenscheiben.** Bisher wurde immer stillschweigend voraus- §. 161.  
gesetzt, daß der Daumen der rotirenden Welle die Schwingung des Hebels oder der Stange nur nach der einen Richtung zu veranlassen habe, indem der Rückgang durch eine äußere Kraft, etwa das Eigengewicht des Hammers, der Spulenbank *zc.*, veranlaßt werde. Während bei den Hämmern und Stampfen dieser Rückgang ganz frei erfolgen soll, zu welchem Zwecke die Hinterseite des Daumens entsprechend zurücktreten muß, kann in den Fällen der Figuren 611 und 613 die Rückseite des Daumens nur dazu dienen, dem Hebel- oder Stangenende gerade nur die beabsichtigte Bewegung zuzulassen. Während daher der Antrieb für den Vorwärtsgang von dem Daumen auf den Hebel über-

\*) Diese Bemerkung hat nur in dem Falle ihre Gültigkeit, in welchem, wie bei den Watermaschinen, die einlaufende Garnlänge fortwährend constant bleibt, wobei die Winkelgeschwindigkeit der durch den Faden mitgeschleppten Spule sich mit wechselndem Schichtendurchmesser natürlich ändert. Wenn dagegen, wie es bei den Spulmaschinen üblich ist, die Umdrehungszahl der direct durch Schnüre umgetriebenen Spulen constant, daher die aufgewundene Garnlänge veränderlich ist, so müssen sich die Zeiten, welche der Fadenführer zum Durchlaufen der einzelnen Spulentheile wie  $bd$  gebraucht, wie die Anzahl der in diesen Theilen enthaltenen Umwindungen, d. h. also wie die axialen Durchschnittsflächen  $bdec$ , oder, bei gleichen und geringen Höhen  $bd$ , wie die radialen mittleren Dicken der Schichten  $FG = q - r$  verhalten.

tragen wird, so findet beim Rückgange in den letzterwähnten Beispielen eine treibende Wirkung von dem Hebelnde auf den Daumen statt, wogegen bei den Hämmern eine Wirkung beider Organe auf einander während des Rückganges überhaupt nicht angängig ist.

Nun liegt aber häufig der Fall vor, daß man behufs der Zurückführung des schwingenden Theils in der verlangten Art eine äußere Kraft nicht verwenden kann oder mag, und es muß daher dem Daumen eine Form gegeben werden, derzufolge er nach beiden Richtungen den schwingenden Theil anzutreiben vermag. Dies führt zur Anwendung von canal- oder rinnenförmig ausgearbeiteten Scheiben, von denen man sich leicht eine Vorstellung machen kann. Es sei z. B. die Curve  $B E F E$ , Fig. 615, das in der vorstehend besprochenen Art gefundene Profil für einen Daumen der Welle  $A$ , welcher dem Endpunkte  $B$  eines um  $D$  schwingenden Hebels die gewünschte Bewegung ertheilen kann, so erhält man durch die zwei, im Abstände  $r$  von der

Fig. 615.



Curve  $B E F$  mit dieser parallel gezogenen Curven  $B_1 E_1 F_1$  und  $B_2 E_2 F_2$  die Grundlinien für zwei cylindrische Flächen parallel der Axe  $A$ , welche zwischen sich den erwähnten canalförmigen Raum begrenzen. Versteht man nämlich das Hebelnde  $B$  mit einem festen cylindrischen Zapfen, bezw. einer Laufrolle vom Halbmesser  $r$ , und bildet den besagten Canal entsprechend zu einer auf  $A$  befestigten Nuthenscheibe aus, so folgt, daß durch die gewonnene Einrichtung der vorgesezte Zweck erreicht werden kann. Es möge der so entstandene Maschinenthail zufolge der ebenen Gestalt des zu Grunde liegenden Daumenprofils eine ebene Curvenscheibe heißen.

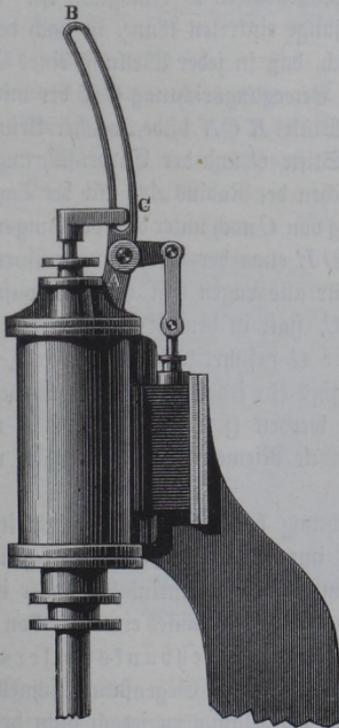
Derartige Curvenscheiben finden eine sehr häufige Verwendung in den verschiedensten Arbeitsmaschinen, wo es darauf ankommt, einem arbeitenden

Organe, wie einem Hebel oder einer Stange, von der gleichmäßig rotirenden Betriebswelle aus eine Bewegung von ganz bestimmter Art mitzutheilen, wie sie durch die Natur des Arbeitsprocesses oder durch die Form des zu erzeugenden Gegenstandes bedingt wird. Aus der Art dieser zu erzielenden Bewegung ist die Form des Canals in der im Vorstehenden beschriebenen Weise zu ermitteln. Der in der canalförmigen Furche geführte Theil hat dabei meistens die cylindrische Form, und es kann derselbe entweder als ein mit dem bewegten Stangen- oder Hebelende fest verbundener Bolzen oder als eine drehbare Frictionsrolle ausgeführt werden. In letzterem Falle wird die in den meisten Fällen erhebliche gleitende Reibung auf die geringere Zapfenreibung der Rolle um ihre Aze zurückgeführt.

Es kommen, wenn auch weniger häufig, Fälle vor, wo die Bewegung von dem hin- und zurückschwingenden cylindrischen Bolzen ausgeht, und vermöge der besonderen Form der Canalfurche der Aze derselben eine drehende Bewegung ertheilt wird, welche letztere sich dann aber immer nur auf Oscillationen in geringem Winkelbetrage, niemals auf volle Umdrehungen erstreckt. Als ein Beispiel für diese Anordnung kann etwa die Vorrichtung zur Bewegung

des Steuerungsschiebers bei manchen Dampfhämmern angeführt werden, wie sie durch Fig. 616 im Princip verdeutlicht ist. Hierbei hat die Curvenscheibe die Form eines um die Steuerwelle *A* drehbaren Hebels *AB* angenommen, in dessen curvenförmigem Schlitze der mit der Kolbenstange auf- und niedersteigende Stift *C* sich führt. Es ist leicht erkennlich, daß diese auf- und absteigende Bewegung von *C* eine Schwingung der Aze *A* so lange nicht zur Folge haben kann, so lange die Mittellinie der Nuth von der Bewegung des Stiftes nicht abweicht. Man hat daher hierin ein Mittel, bei unausgesetzter Bewegung des Stiftes *C* der Aze *A* eine durch zeitweise Stillstandspausen unterbrochene Bewegung zu ertheilen, wie ein ähnliches Verhalten auch bei den rotirenden Curvenscheiben und Daumen (vergleiche Fig. 611) gefunden wurde, wo eine

Fig. 616.



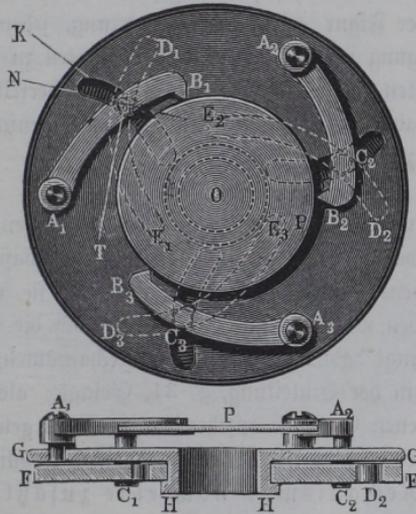
zur Drehaxe concentrirte Gestalt der Curve einem Stillstande des schwingenden Theiles entsprach.

Curvenscheiben wendet man außer zu Maschinengetrieben auch bei gewissen Werkzeugen, insbesondere bei manchen Klemmvorrichtungen an, welche zum Einspannen und Festhalten der Arbeitsstücke dienen. Hierzu gehört u. A. das kleine Werkzeug, welches die Uhrmacher unter dem Namen der Uhrmacherhand anwenden, um beim Zusammensetzen der Uhren die kreisförmigen Platinen zu halten. Eine ringförmige Gestellplatte  $GH$ , Figur 617, trägt hierbei drei Zapfen  $A$ , welche gleich weit vom Mittelpunkte  $O$  und in gleichen Abständen von einander angebracht sind. Diese Zapfen dienen als Drehaxen für drei gleichgestaltete Hebel  $ACB$ , deren Enden  $B$  wie Zangenbacken die festzuhaltende Platine  $P$  in drei Punkten des Umfanges erfassen. Um diese Hebel fest gegen die Platine zu pressen, ist jeder der ersteren mit einem nach unten durch einen kreisbogenförmigen Schlitz der Gestellplatte hindurchtretenden Stifte  $C$  versehen, dessen freies Ende in die spiralförmige Rinne  $DE$  der Curvenscheibe  $FF$  tritt. Letztere ist drehbar um den vorstehenden Halsring  $HH$  der Gestellplatte  $G$  angeordnet, und es ist leicht ersichtlich, wie durch eine Drehung der Curvenscheibe  $F$  ein Festspannen der Platine durch die drei Zangenbacken  $B$  ermöglicht ist. Damit nicht von selbst ein Wiederöffnen der Zange eintreten könne, ist nach dem bekannten Gesetze der Reibung erforderlich, daß in jeder Stellung eines Stiftes  $C$  dessen zu dem Radius  $AC$  senkrechte Bewegungsrichtung  $CK$  der mit Normale  $CN$  der Curve  $DE$  in  $C$  einen Winkel  $KCN$  bilde, welcher kleiner ist, als der Reibungswinkel zwischen dem Stifte  $C$  und der Curvenführung. Es muß daher auch der Winkel  $ACT$ , welchen der Radius  $AC$  mit der Tangente  $CT$  an die Curve bildet, für jede Stellung von  $C$  noch unter dem Reibungswinkel bleiben. Hiernach läßt sich die Curve  $DE$  etwa der Bedingung entsprechend entwerfen, daß der gedachte Winkel für alle Lagen von  $C$  einen constanten Werth hat. Würde hierbei der Stift  $C$ , statt in dem Kreisbogen um  $A$  in einem radialen Schlitz der Gestellplatte  $G$  geführt werden, so würde, unter der Voraussetzung eines constanten Werthes für jenen Winkel, die Curve  $DE$  bekanntlich eine logarithmische Spirale werden (s. auch §. 50). Es wurde schon in §. 64, Fig. 226, eine expansibele Riemenscheibe angeführt, welche eine ähnliche Einrichtung zeigt.

Die in Fig. 617 angeführte Einrichtung hat die Eigenthümlichkeit, daß die drei Punkte  $B$  der Klammern  $AB$  immer in einem Kreise gelegen sind, dessen Mittelpunkt in die Axe  $O$  des Instrumentes hineinfällt, daher immer von selbst eine centrale Befestigung des Arbeitsstückes eintritt. Von dieser Eigenschaft macht man Gebrauch bei gewissen Drehbanksfuttern oder Planscheiben, bei welchen es darauf ankommt, Gegenstände schnell und sicher zu centriren. Hierbei macht man die Klammern jedoch nicht drehbar

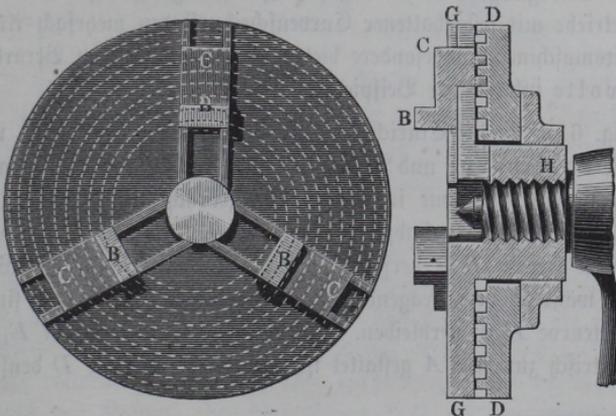
um Zapfen, sondern man führt dieselben in radialen Schlitzen, so daß dieser Mechanismus demjenigen Falle entspricht, in welchem durch die Drehung der Curvenscheibe eine Stange geradlinig bewegt wird. Aus Fig. 618, die

Fig. 617.



diese Anordnung veranschaulicht, erkennt man, wie durch Umdrehung der Curvenscheibe *D*, welche auf ihrer Vorderfläche mit einer in mehreren spiral- förmigen Windungen ausgeführten Nuth versehen ist, die Klöben *BC*, deren

Fig. 618.



Rückseiten in diese Nuth mit Erhöhungen nach Art von Zahnstangen ein- greifen, in den radialen Führungen der Planscheibe *GH* verschoben werden.

Damit hierbei sämmtliche Spannklöben  $B$  durch eine bestimmte Drehung der Curvenscheibe  $D$  um gleiche Beträge verschoben werden, ist es erforderlich, die Mittellinie der Nuth in dieser Scheibe nach einer archimedischen Spirale zu bilden, bei welcher bekanntlich der Radius proportional mit dem Drehungswinkel zunimmt. Diese Linie gestattet auch allein die gewöhnlich übliche und aus der Figur erkennbare Anordnung, jeden Klöben mit mehr als einer Hervorragung in die Curvenscheibe eintreten zu lassen, denn hierzu ist offenbar an allen Stellen der Curve ein und derselbe radiale Abstand zwischen zwei Spiralswindungen erforderlich, welche Eigenschaft nur der archimedischen Spirale zukommt.

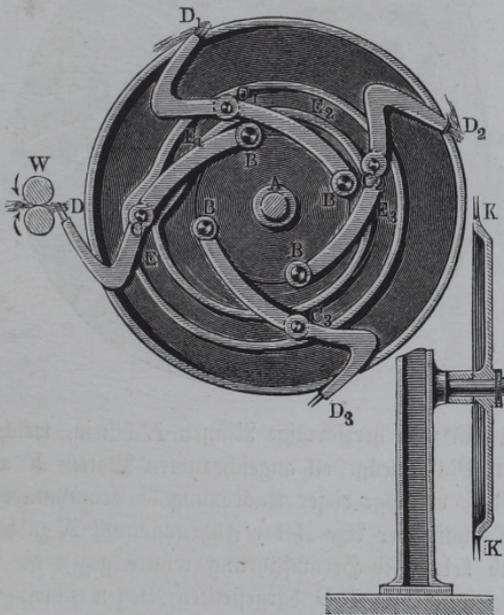
§. 162. Umkehrungen. Bisher wurde immer angenommen, daß die Curvenscheibe an der Bewegung Theil nehme, sei es nun, daß sie, wie meist gebräuchlich, als treibendes Glied wirke, oder aber, daß sie, wie weniger häufig der Fall ist, getrieben werde. Man kann aber auch die Curvenscheibe ganz feststellen, und gelangt dadurch zu gewissen Mechanismen, welche man, mit Rücksicht auf das in der Einleitung, §. 31, Gesagte, als Umkehrungen der bisher besprochenen Getriebe ansehen kann. Man gelangt hierzu in derselben Art wie überhaupt zu Umkehrungen, dadurch nämlich, daß man dem betreffenden Mechanismus noch eine zusätzliche Bewegung ertheilt denkt, die der vorherigen Bewegung eines Gliedes für jeden Augenblick gleich und entgegengesetzt ist. Dadurch wird dieses Glied zu einem festgehaltenen gemacht, während das vorher festgehaltene Glied lediglich die Zusatzbewegung annimmt, die anderen Glieder dagegen außer den ihnen schon vorher zu eigen gewesenen Bewegungen noch die zusätzliche Bewegung erhalten. Derartige Curvengetriebe mit festgehaltener Curvenscheibe finden mehrfach Anwendung bei Arbeitsmaschinen, insbesondere bieten die Maschinen zum Verarbeiten der Kammwolle interessante Beispiele dieser Art dar.

In Fig. 619 ist die Einrichtung im Wesentlichen dargestellt, welche bei der von Donisthorpe und Whitehead angegebenen Kammmaschine\*) zur Bewegung der Kämme in Anwendung gebracht ist. Hierbei ist die auf der Ase  $A$  angebrachte cylindrische Trommel  $BB$  mit vier um die Bolzen  $B$  drehbaren Hebeln  $BD$  versehen, welche an den Enden die Wollkämme  $D$  tragen, während hervorragende Stifte  $C$  der Hebel gezwungen sind, in der festen Leitcurve  $E$  zu verbleiben. Da, wo diese Curve wie bei  $E_1$ ,  $E_2$  und  $E_3$  concentrisch zur Ase  $A$  gestaltet ist, werden die Kämme  $D$  denselben Ab-

\*) Näheres hierüber siehe in Precht's Technologischer Encyclopädie, Supplement, Bd. 3, Taf. 92.

stand von der Ase *A* beibehalten, wogegen die Ausbauchung der Leitcurve bei *E* den Arm zwingt, in solcher Art nach außen hervorzutreten, daß sein Kamm geeignet ist, bei dem Vorübergehen an den zuführenden Speisewalzen *W* die Wolle in Gestalt eines Wollbartes abzustechen. Bei der weiteren Drehung zwingt die Form der Führungsbahn den Arm wieder zum Zurücktreten, so daß, nachdem auf dem Wege *DD<sub>1</sub>D<sub>2</sub>* der abgestochene Wollbart durch besondere hier als unwesentlich nicht näher

Fig. 619.

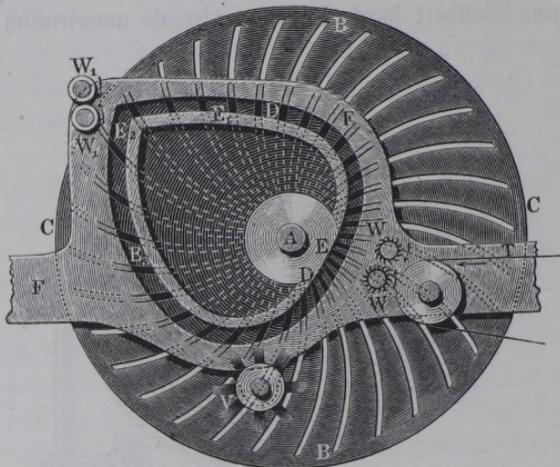


gezeichnete Organe ausgekämmt ist, die Wolle bei *D<sub>2</sub>* an einen verticalen langsam rotirenden Kammring *K* abgegeben werden kann. Man hat es also in dem vorliegenden Falle mit einer Umkehrung desjenigen Getriebes zu thun, welches mit Hilfe einer rotirenden Curvenscheibe einen schwingenden Hebel abwechselnd bewegt und in Stillstand läßt.

Dasselbe Getriebe, nur in anderer Ausführung und zu anderem Zwecke, findet sich bei dem von P. Parpaite angegebenen Demêloir, d. h. einer Maschine, welche zum Auseinanderziehen und Vorbereiten der Wolle dient, bevor dieselbe den Kämmmaschinen vorgelegt wird. Auch hierbei ist eine gleichmäßig rotirende Ase *A*, Fig. 620, vorhanden, welche bei ihrer Drehung eine Anzahl von Kamm- oder Nadelstäben *DD* mit herumschleppt. Diese Kämmen sind aber nicht, wie in dem vorhergehenden Beispiele, mit Hilfe von Gelenkbolzen und Hebeln mit der Ase *A* vereinigt, sondern mit Hilfe zweier

auf *A* befestigten Scheiben *C*, von denen jede mit einem Systeme von kreisförmigen Schlitzigen *DB* versehen ist. Durch je zwei correspondirende Schlitze der beiden Scheiben *C* treten die Enden eines in der Mitte mit Nadeln besetzten Kammstabes hindurch, und es ragen die zu cylindrischen Zapfen aus-

Fig. 620.

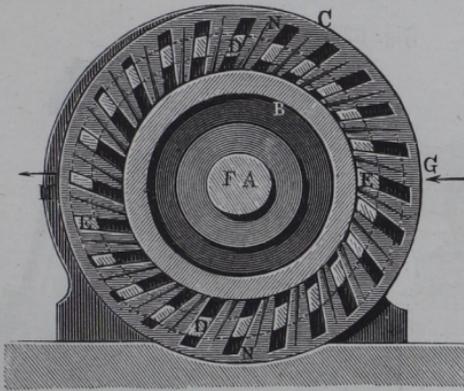


laufenden Enden in zwei herzförmige Rinnen *E* hinein, welche in den eisenen fest an dem Maschinengestell angeschraubten Platten *F* angebracht sind. Man erkennt, daß vermöge dieser Anordnung die Kammstäbe *D* gezwungen sind, bei der Drehung der Ase *A* der Führungsnuth *E* zu folgen, und daß jeder Kammstab bei dieser Herumführung relativ gegen die Ase *A* in dem durch seine Schlitzführung *BD* dargestellten Bogen schwingt. Die Folge hiervon wird sein, daß die Entfernung zwischen zwei Stäben auf dem Curvenzweige *EE<sub>1</sub>E<sub>2</sub>* allmählig größer wird, während dieser Abstand zwischen *E<sub>2</sub>* über *E<sub>3</sub>* nach *E* wieder abnimmt. Ebenso werden die Kammstäbe bei ihrer Bewegung gewissen kleinen Drehungen um ihre Längsaxe ausgesetzt sein. Wenn daher die Nadeln der Stäbe in das durch das endlose Lattentuch *T* und die Zuführwalzen *W* dargebotene Wollvlies einstecken, so wird in Folge der eigenthümlichen Bewegung der Kammstäbe zwischen *E* und *E<sub>2</sub>* ein Auseinanderziehen des Vlieses bewirkt werden, welches letztere bei *E<sub>2</sub>* durch die Abzugswalzen *W<sub>1</sub>* abgenommen wird, während die leeren, bei *V* durch eine rotirende Bürste von anhängenden Haaren befreiten Kammstäbe nach dem Angriffspunkte *E* zu neuer Wirkung zurückkehren.

Auch das Getriebe, bei welchem die Curvenscheibe eine Schwingung des bewegten Theiles in gerader Linie hervorruft, findet öfter als Umkehrung Anwendung. Als Beispiel möge die Nadelwalze *AB*, Figur 621, an-

geführt sein, wie sie ebenfalls bei Rämmereimaschinen, z. B. bei dem Heilmann'schen Deméloir\*), vorkommt. Diese Walze besteht aus einer auf der Welle *A* befestigten und mit dieser rotirenden Trommel *B*, welche ringsum

Fig. 621.



in Reihen parallel der Ase mit Stahlnadeln *N* besetzt ist. Zwischen je zwei Nadelreihen liegt ebenfalls parallel der Ase ein Stab *D*, welcher ähnlich wie in dem vorigen Beispiel beiderseits durch Schlitze hindurchgeht, die in den vorstehenden Scheibenrändern *C* der Walze angebracht sind. Die Enden dieser Stäbe *D* werden beiderseits in zwei am Gestelle festen Kreisnuthen *E* geführt, deren Mittel-

punkt *F* excentrisch gegen die Ase *A* gelagert ist. Man erkennt hieraus leicht, wie die Nadeln der Walze bei *G* geeignet sind, Wolle, die daselbst durch einen besonderen Einschlagapparat ihr dargeboten wird, aufzunehmen, und daß die Wirkung der Stäbe *D* darin besteht, durch ihre nach außen gerichtete Verschiebung die Wolle allmählig aus den Nadeln herauszuschieben, so daß ein bei *H* angebrachter Abzugsapparat die Abführung der Wolle bewirken kann. Zur Bewegung der Stäbe ist hier eine kreisförmige zur Ase excentrische Nuth angewendet; hinsichtlich der hierdurch erzielten Bewegung gelten die in dem folgenden Paragraphen enthaltenen Bemerkungen.

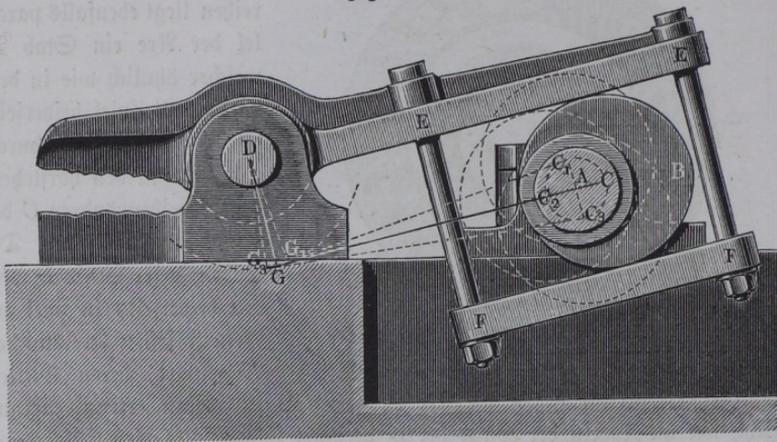
**Kreisexcenter.** Wenn man für den auf einer rotirenden Welle anzubringenden Daumen eine kreisförmige Grundform wählt, so bewirkt dieser Daumen ebenfalls eine schwingende Bewegung des Hebels oder der Stange, worauf er wirkt, sobald der Daumen excentrisch auf der Welle befestigt ist. Solche kreisförmige Daumen werden öfter bei Hebelscheeren und Luppenzängwerken in der durch Fig. 622 (a. f. S.) dargestellten Art verwendet. Hier ist auf der starken, durch Wasser- oder Dampfkraft umgedrehten Welle *A* die Kreis Scheibe *B* excentrisch aufgekeilt, und es wird dieselbe an ihrem Umfange durch die beiden ebenen Schienen *EE* und *FF* berührt, von welchen *EE* direct durch den Hebelarm der Scheere oder des Zängwerkes gebildet ist, wäh-

§. 163.

\*) Siehe Pecht's Technologische Encyclopädie, Supplement, Bd. 3, Taf. 95.

rend  $FF$  durch die Bolzen  $EF$  mit dem Hebel verbunden ist. Man erkennt leicht, daß bei dieser Anordnung der Hebel  $DE$  von der Scheibe  $B$  nach beiden Richtungen bewegt werden muß. Um diese Bewegung näher zu prüfen, denke man sich die Scheibe  $B$  kleiner und kleiner werdend, wodurch an der Natur der Bewegung nichts geändert wird, wenn nur immer der

Fig. 622.



Mittelpunkt  $C$  dieselbe Lage, also die Excentricität  $AC = r$  dieselbe Größe behält. Denkt man in solcher Art die Scheibe  $B$  schließlich in ihren Mittelpunkt  $C$  zusammengeschrumpft, so fallen die beiden Flächen  $E$  und  $F$ , welche parallel mit ihren Lagen sich allmählig einander näherten, in eine mit  $EE$  und  $FF$  parallele Gerade  $GC$  zusammen, welche durch den Mittelpunkt  $C$  hindurchgeht. Wo nun auch der Mittelpunkt  $C$  des Excenters in dem um  $A$  mit dem Halbmesser  $AC = r$  beschriebenen Kreise sich befinden möge, es wird immer die besagte mitten zwischen  $EE$  und  $FF$  mit diesen Flächen parallele Gerade auch durch die jedesmalige Lage von  $C$  hindurchgehen. Um daher die äußersten Lagen dieser Mittellinie und damit des Zänghebels zu finden, falle man von  $D$  das Loth  $DG$  auf diese Linie und beschreibe um  $D$  mit dem Radius  $DG = d$  einen Kreis, so erhält man, wie sich leicht ersehen läßt, in den beiden Tangenten  $G_1C_1$  und  $G_3C_3$  der beiden Kreise  $DG$  und  $AC$  die äußersten Lagen der mehrgedachten Mittellinie  $GC$  und damit auch die Lagen des Zänghebels. Es sei nun  $GC$  diejenige Lage der Mittellinie, welche durch die Axe  $A$  hindurchgeht, und seien die Winkel  $GDG_1$  und  $GDG_3$  resp. mit  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  bezeichnet, um welchen der Zänghebel aus jener mittleren Stellung nach beiden Seiten hin ausschwingt, so bildet auch die mittlere Lage  $GC$  der mehrbefagten Mittellinie den Winkel  $\alpha_1$  mit  $G_1C_1$  und den Winkel  $\alpha_2$  mit  $G_3C_3$ .

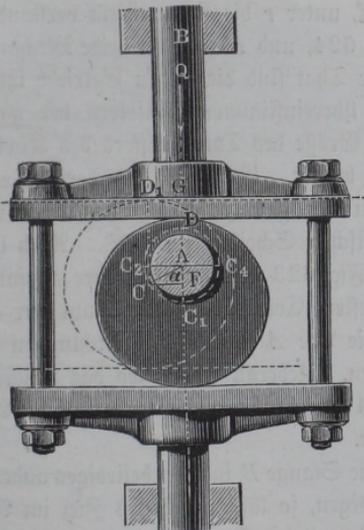
Bei der fast immer nur geringen Größe der Excentricität  $AC$  im Vergleich zu der Länge  $l = AG$  kann man nun mit für die Praxis hinreichender Genauigkeit

$$l\alpha_1 = l\alpha_2 = AC = r$$

setzen, und daher erhält man näherungsweise den Schwingungswinkel  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 2\alpha_1$  des Hebels zu  $\alpha = \frac{2r}{l}$ .

Streng genommen sind die Winkel  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$ , um welche der Hebel aus der gedachten Lage  $DGB$  nach beiden Seiten schwingt, nicht von gleicher Größe, doch ist die Abweichung der beiden Winkel in den gewöhnlichen Fällen der Anwendung so gering, daß eine genauere Ermittlung, die zu weitläufigen Rechnungen führt, unterbleiben kann. Die Geschwindigkeit des Hebels wächst von dem Werthe Null in den Wendepunkten ganz allmählig und nimmt nach Erlangung eines größten Werthes in einer mittleren Stellung auch wieder allmählig bis zu Null ab, so daß Stoßwirkungen durch dieses Getriebe nicht veranlaßt werden. Die Bewegung selbst stimmt im Wesentlichen mit derjenigen eines entsprechenden Kurbelgetriebes annähernd überein, und die Annäherung ist eine vollkommene, wenn der schwingende Hebel in eine geradlinig geführte Stange  $BD$  übergeht, deren Bewegungsrichtung durch die Axe

Fig. 623.



A hindurchgeht, Fig. 623. Wenn hier der Mittelpunkt der excentrischen Scheibe aus der tiefsten Lage oder dem unteren toden Punkte  $C_1$  um einen beliebigen Winkel  $C_1AC = \alpha$  sich gedreht hat, so ist die Stange um den Weg

$$s = DG = C_1F = r(1 - \cos \alpha)$$

gestiegen, und man findet daher die Geschwindigkeit  $v_1$  der Stange in diesem Augenblicke durch

$$v_1 = \frac{\partial s}{\partial t} = r \sin \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t}.$$

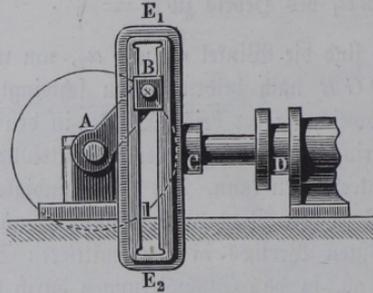
Setzt man daher die gleichmäßige Umfangsgeschwindigkeit der Excentermitte gleich

$$v = r \frac{\partial \alpha}{\partial t},$$

so findet man das Verhältniß  $\frac{v_1}{v} = \sin \alpha$ , also genau wie bei der Schleifenkurbel, d. h. derjenigen mit unendlich langer Lenkerstange, Fig. 624. Es

kann hier bemerkt werden, daß der Widerstand  $Q$  der Stange  $BD$  nur in deren tiefster und höchster Lage direct von der Ase  $A$  aufgenommen wird, in jeder anderen Stellung ist der Berührungspunkt  $D_1$  zwischen dem Excenter und der Stange um  $GD_1 = r \sin \alpha$  einseitig gelegen, so daß die in  $D_1$  ver-

Fig. 624.



tical auswärts wirkende Kraft  $P$  eine Seitenpressung der Stange in ihren Führungen und daselbst schädliche Reibung erzeugt, welche mit dem Momente  $Pr \sin \alpha$  wächst, also ihre größten Werthe in den Mittelstellungen des Excenters  $C_2$  und  $C_4$  erreicht, während sie in den todtten Punkten verschwindet.

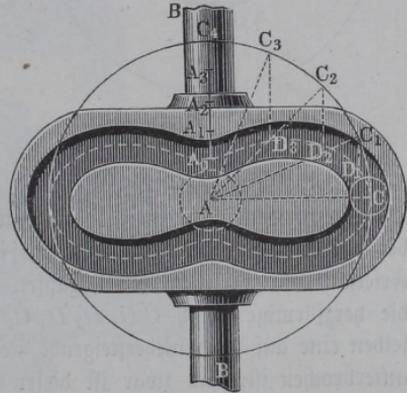
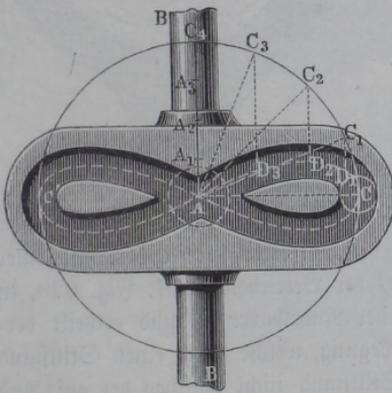
Der Weg der Stange  $DB$  bei dem Getriebe in Fig. 623 beträgt für jede Umdrehung der Ase  $2r$  hin und zurück, unter  $r$  die Excentricität verstanden, gerade wie bei der Schleifenkurbel, Fig. 624, und es gilt für beide Mechanismen dasselbe Bewegungsgesetz. In der That sind die beiden Getriebe ihrem inneren Wesen nach auch vollkommen übereinstimmend, insofern der ganze Unterschied nur auf der verschiedenen Größe des Durchmessers des Kurbelzapfens und daher der Schleifenweite beruht. Es findet hier derselbe constructive Unterschied statt, wie zwischen der gewöhnlichen Schubkurbel und der aus derselben entstehenden excentrischen Scheibe, Fig. 588. Auch hier wird daher der Reibungswiderstand in Fig. 623 beträchtlich größer ausfallen als in Fig. 624, und man wird die erstere Construction überhaupt nur anwenden, wenn es sich darum handelt, die Ase  $A$  nach beiden Richtungen hin fortzuführen, ohne sie kröpfen zu müssen. Ueberall jedoch, wo das treibende Glied auf dem freien Ende der Welle  $A$  angebracht werden kann, ist die Anordnung der Fig. 624 die vorzüglichere.

Wenn es hierbei darauf ankommt, die Stange  $B$  in einer beliebigen anderen bestimmt vorgeschriebenen Weise zu bewegen, so läßt sich dieses Ziel im Allgemeinen dadurch erreichen, daß man die mit der Stange verbundene Schleife in Gestalt eines curvenförmigen Canals ausführt, dessen Form aus dem gegebenen Bewegungsgesetze der Stange in jedem Falle leicht zu finden ist. Um dies zu erkennen, möge etwa die Bedingung gestellt sein, daß die Stange ihre

schwingende Bewegung im Betrage  $2r$  mit gleichbleibender Geschwindigkeit vollführe, wenn die Kurbel vom Halbmesser  $r$  ebenfalls gleichmäßig umgedreht wird. Um für diesen Fall die Form des Schleifencanals zu bestimmen, denke man die Stange  $B$ , Fig. 625, in ihrer mittleren Lage, welche sie einnimmt, wenn die Kurbel die zur Stangenrichtung  $BB$  senkrechte Stellung  $AC$  hat. Theilt man nun den Quadranten  $CC_4$  durch  $C_1 C_2 C_3 \dots$  in eine beliebige Anzahl gleicher Theile und den diesem Quadranten zugehörigen Stangenweg  $AC_4$  in eine ebenso große Anzahl gleicher Theile durch  $A_1 A_2 A_3 \dots$ , so ersieht man, daß bei einer Stellung des Kurbelzapfens z. B. in  $C_2$  die Verschiebung der Stange aus ihrer Mittellage den Werth  $AA_2$  haben muß. Macht man daher die Abstände auf den durch die Theilpunkte  $C$  parallel der Stange gezogenen Geraden  $C_1 D_1 = AA_1$ ,  $C_2 D_2 = AA_2$ ,  $C_3 D_3 = AA_3$  u. f. f., so legen die erhaltenen Schnittpunkte  $D$  eine Linie  $CD_1 D_2 D_3 A$  fest, welche, wenn dieselbe Construction für alle vier Quadranten ausgeführt wird, durch die beiden Punkte  $C$  und  $C'$  und zweimal durch die Mitte  $A$  hindurchgeht. Die Begrenzung des

Fig. 625.

Fig. 626.



Schleifencanals erhält man dann wieder durch  $\frac{2}{3}$  die beiden zu der Curve  $D$  im Abstände gleich dem Halbmesser des Kurbelzapfens  $C$  parallel gezogenen Linien. Es ist übrigens ersichtlich, daß die Construction im Wesentlichen dieselbe bleibt, wenn die Hubhöhe der Stange nicht gleich  $2r$  angenommen wird. Setzt man die halbe Hubhöhe  $A_0 C_4$ , Fig. 626, kleiner als die Kurbellänge, so treffen die beiden Curvenhälften in  $A$  nicht mehr zusammen, während bei einer Hubhöhe der Stange, welche den Durchmesser des Kurbelkreises übertrifft, die beiden Curvenzweige in zwei Punkten sich durchkreuzen, Fig. 627.

In derselben Art hat man die Construction durchzuführen, wenn das Verhältniß der Kurbeldrehungen zu den von der Stange durchlaufenen Wegen durch ein anderes Gesetz, als hier angenommen, vorgeschrieben ist, und man erkennt auch leicht, daß die Stange einem Stillstande unterworfen ist, sobald ein Theil des Curvencanals nach einem in den Kurbelkreis fallenden Kreisbogen gebildet ist. Der Stillstand beginnt dann in demjenigen Augenblicke, wo dieser Bogen mit dem Kurbelkreise zusammenfällt, und die Dauer des Stillstandes ist von der Größe des kreisförmigen Canalstückes abhängig.

Fig. 627.

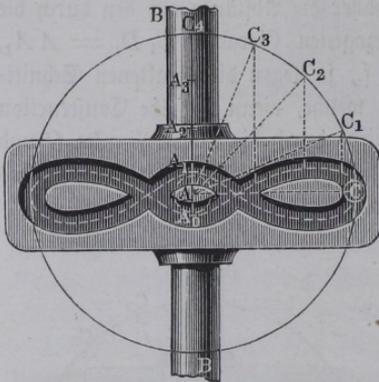
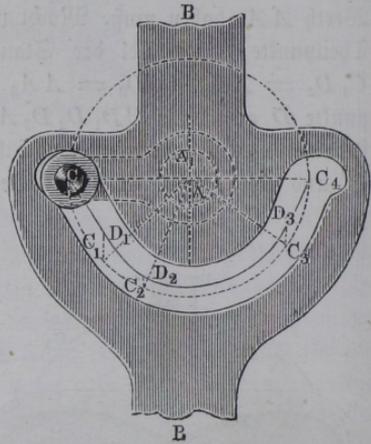


Fig. 628.

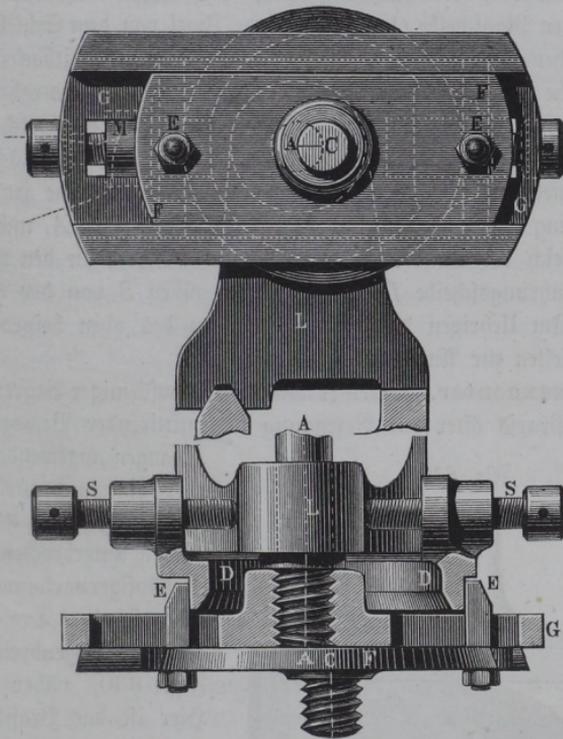


Eine solche Einrichtung zeigt der Betriebsmechanismus der Nadelstange bei der Singer'schen \*) Nähmaschine. Hierbei greift der mit einer Frictionsrolle versehene Kurbelzapfen  $C$  der Betriebswelle  $A$ , Fig. 628, in die herzförmige Nuth  $CD_1D_2D_3C_4$  der Nadelbarre  $B$ , und ertheilt derselben eine auf- und niedersteigende Bewegung, welche durch einen Stillstand unterbrochen ist, und zwar ist dieser Stillstand nicht zwischen der auf- und absteigenden Bewegung gelegen, sondern erfolgt, nachdem die Nadel aus ihrer tiefsten Lage bereits ein Stückchen (etwa 3 Millimeter) wieder emporgestiegen ist. Diese Wirkung der Curvenscheibe kann man sich folgender Art erklären. Bewegt sich die Kurbel aus der mittleren Stellung  $AC$  in diejenige  $AC_2$ , so ist, wenn  $CD_1D_2$  die Mittellinie des Curvenstückes  $CD_2$  bedeutet, die Nadelstange während dieser Drehung der Welle  $A$  um das Stück  $D_2C_2$  abwärts geführt, da diese Länge  $D_2C_2$  die vertical gemessene Abweichung des Canals von dem Kurbelkreise  $CC_1C_2$  darstellt. Da nun die Canallinie zwischen  $D_2$  und  $D_3$  durch einen Kreisbogen mit dem Halbmesser der Kurbel

\*) S. u. a. Herzberg, Die Nähmaschine.

$AC$  von einem Mittelpunkte  $A_1$  aus beschrieben ist, welcher um die Größe  $AA_1 = C_2 D_2$  vertical über  $A$  gelegen ist, so wird in dem Augenblicke, wo die Kurbel in die Stellung  $AC_2$  getreten ist, ein Stillstand der Nadelstange eintreten, welcher während der Kurbeldrehung von  $AC_2$  nach  $AC_3$  andauert. Von diesem Augenblicke an steigt die Nadelstange wieder empor. Man kann aus der Figur ersehen, daß der Beginn des Nadelstillstandes bei der Kurbel-

Fig. 629.

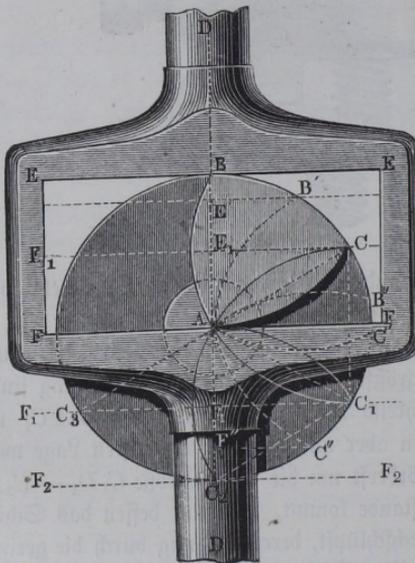


stellung  $AC_2$  nicht dem tiefsten Stande der Nadel entspricht, vielmehr wird dieser tiefste Stand schon bei einer Kurbelstellung  $AC_1$  eingetreten sein, in welchem der vertical gemessene Abstand  $C_1 D_1$  zwischen dem Kurbelkreise und der Mittellinie der Nuth seinen größten Werth hat. Die Bewegung findet daher so statt, daß die Nadel während der Kurbeldrehung um  $CA C_1$  um den Betrag  $D_1 C_1$  herabsteigt, dann aber aus dieser ihrer tiefsten Lage während der Drehung  $C_1 A C_2$  sich zuvörderst um die kleine Größe  $C_1 D_1 - C_2 D_2$  wieder erhebt, bevor sie zum Stillstande kommt, während dessen das Schiffchen durch die Fadenschlinge hindurchschlüpft, deren Bildung durch die geringe Erhebung der Nadel aus ihrer tiefsten Stellung bekanntlich veranlaßt wird.

Das Getriebe in Fig. 623 wird auch zuweilen in seiner Umkehrung, d. h. so angewendet, daß die excentrische Scheibe festgestellt wird, und daher die Schleifenstange außer der hin- und hergehenden Bewegung einer Drehung um die Aze unterworfen ist. Hierauf gründet sich das bekannte Dvalwerk, Fig. 629, bei welchem an der Spindelbocke *L* der Drehbankspindel *A* durch die Schrauben *S* ein kreisförmiger Ring *D* excentrisch befestigt ist. Die Stange hat hier die Form einer Platte *F* zur Befestigung des Arbeitsstückes angenommen, deren Führung durch die Coulissen einer auf die Spindel *A* geschraubten Planscheibe *G* gebildet wird. Zwei von dem Schieber *F* durch die durchbrochene Planscheibe *G* hindurchragende ebene Gleitbacken *E*, welche die excentrische Scheibe *D* umfassen, bilden hierbei den Schleifenrahmen. Es ist leicht ersichtlich, daß irgend ein im Raume fester Punkt, als welchen man die Spitze *M* des Drehmeißels auffassen kann, relativ gegen die das Arbeitsstück tragende Schieberplatte *F* eine Ellipse beschreibt, deren kleine Halbaxe gleich der Entfernung des festen Punktes *M* von der Spindelaxe *A*, und deren Excentricität gleich der Entfernung *AC* ist, um welche man den Mittelpunkt der festen Führungsscheibe *D* durch die Schrauben *S* von der Aze *A* entfernt hat. Im Uebrigen dürften Umkehrungen des oben besprochenen Getriebes nur selten zur Anwendung kommen.

§. 164. **Dreiecksexcenter.** Excenter mit Kreisbogenförmiger Begrenzung werden in der Praxis öfter zur Erzeugung intermittirender Bewegungen von

Fig. 630.



Stangen angewendet, d. h. solcher hin- und zurückgehenden Bewegungen, die durch Ruhepausen unterbrochen sind. Als ein häufiger vorkommendes Beispiel sei der Dreiecksexcenter oder das Bogendreieck *ABC*, Fig. 630, näher betrachtet. Hier ist das Profil der Curvenscheibe durch drei Kreisbogen *AB*, *BC* und *CA* gebildet, deren Mittelpunkte die Ecken eines gleichseitigen Dreiecks sind, und deren Halbmesser gleich der Seite  $AB = r$  dieses Dreiecks ist. Denkt man diese Scheibe um eine Aze gedreht, welche durch eine Ecke des Dreiecks *A* hindurchgeht, so erkennt man leicht, daß die

in ihrer Richtung verschiebliche Stange  $DD$ , welche zu der Schleife  $EEFF$  mit der lichten Weite  $EF = r$  ausgebildet ist, das Curvendreieck  $ABC$  stets in der Art umschließt, daß die eine Seite des Rahmens eine Bogen-  
seite des Dreiecks berührt, während die entgegengesetzte Seite des Rahmens durch die jener Dreiecksseite gegenüberliegende Ecke hindurchgeht. Die Bewegung, welche der Stange durch eine gleichmäßige Drehung des Excenters mitgetheilt wird, läßt sich für eine halbe Umdrehung in drei von einander verschiedene Perioden theilen, von denen jede einer Drehung der Axe  $A$  um  $\frac{\pi}{3}$  oder  $60^\circ$  entspricht. Wählt man als Ausgangspunkt für die Bewegung diejenige Stellung  $ABC$ , wo eine Ecke  $B$  in der Richtung der Stange  $DD$  liegt, die letztere also in einer äußersten Lage ihres Hubes befindlich ist, so zeigt die Figur, daß nach der ersten Periode das Dreieck in die Lage  $ACC_1$  gekommen ist, wobei die Kante  $EE$  des Rahmens nach  $E_1 E_1$  gelangt, die Stange also um die Länge  $BE_1 = \frac{1}{2}r$  abwärts geschoben ist. Als treibende Fläche hat während dieser Bewegung die Bogenseite  $AC$  gedient, indem dieser Bogen auf der Rahmenebene  $FF$  einer Wälzung, verbunden mit einer Gleitung, unterworfen ist. Von letzterer Behauptung überzeugt man sich leicht durch die Bemerkung, daß beim Beginn der Bewegung die Fläche  $FF$  den Excenter in  $A$  und zu Ende der Periode in  $C_1$  berührt. Während daher der Berührungspunkt auf dem Bogendreieck stetig von  $A$  nach  $C$ , also um  $arc AC = \frac{r\pi}{3}$  gewandert ist, hat er auf der Fläche  $FF$  sich ebenfalls stetig um den Betrag  $F_1 C_1 = r \cos 30^\circ$  versetzt. Der Weg der Verschiebung der beiden Theile auf einander ist daher durch

$$\frac{r\pi}{3} - r \cos 30^\circ = 0,181 r$$

ausgedrückt. Bei der darauf folgenden zweiten Bewegungsperiode, entsprechend einer ferneren Drehung um  $60^\circ$ , gelangt das Dreieck aus der Lage  $ACC_1$  in diejenige  $AC_1 C_2$ , und wird hierbei die Fläche  $FF$  aus der Stellung  $F_1 F_1$  in diejenige  $F_2 F_2$ , also gleichfalls um die Größe  $F_1 C_2 = \frac{1}{2}r$  verschoben, welche Bewegung durch den Antrieb der Ecke  $C$  erfolgt, so daß die zwischen dieser Ecke und der Fläche  $FF$  der Schleife gleitende Reibung auf dem Wege  $C_1 F_1 = r \cos 30^\circ$  überwunden werden muß; ein Wälzen der beiden sich berührenden Flächen findet in diesem Zeitraume nicht statt.

Wenn endlich die Axe um den dritten Sextanten gedreht wird, die Scheibe daher aus der Stellung  $AC_1 C_2$  in diejenige  $AC_2 C_3$  gelangt, so wird die Stange in Ruhe bleiben, indem die nunmehr mit der Fläche  $FF$  in  $C_2$  zur Berührung kommende Bogen-  
seite  $BC$  wegen ihrer zu  $A$  centrischen Form eine schiebende Wirkung nicht äußern kann. Bei der darauf folgenden halben

Umdrehung der Aze kehren diese drei Perioden in derselben Reihenfolge wieder, nur ist die Richtung der Stangenbewegung entgegengesetzt der vorigen. Die Stange wird somit bei einer halben Umdrehung um die Länge  $r$  verschoben und es wird die erste Hälfte dieser Verschiebung mit allmählig zunehmender, die zweite Hälfte mit allmählig abnehmender Geschwindigkeit zurückgelegt, derartig daß die Stange die Endpunkte beiderseits mit Null Geschwindigkeit erreicht und verläßt, wie man sich leicht folgender Art überzeugt.

Ist während der ersten Periode der Bewegung das Dreieck um den beliebigen Winkel  $BAB' = \alpha'$  gedreht, also nach  $B'A'C'$  gelangt, so ist die Stange um den Weg  $s'$  verschoben, welcher sich bestimmt zu

$$s' = BE' = r (1 - \cos \alpha').$$

Man hat daher die Geschwindigkeit der Stange für diesen Augenblick zu

$$v' = \frac{\partial s'}{\partial t} = r \sin \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial t};$$

oder, unter  $v = r \frac{\partial \alpha}{\partial t}$  die constante Umfangsgeschwindigkeit der Ecken  $B$  und  $C$  verstanden,

$$v' = v \sin \alpha.$$

Dieser Werth ist Null für  $\alpha = 0$  und erreicht sein Maximum

$$v' = v \sin 60^\circ = 0,866 v$$

zu Ende der ersten Periode.

Ebenso findet man für die zweite Periode, für irgend eine Lage  $AB''C''$  des Dreiecks, wo dasselbe um den Winkel  $C_1AC'' = \alpha''$  gedreht sein mag, den Weg der Stange von deren mittlerer Lage aus

$$s'' = F_1F'' = r \cos (60 - \alpha'') - \frac{r}{2},$$

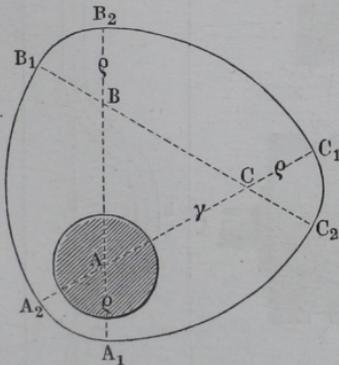
also die Geschwindigkeit der Stange

$$v'' = \frac{\partial s''}{\partial t} = r \sin (60^\circ - \alpha'') \frac{\partial \alpha}{\partial t} = v \sin (60^\circ - \alpha'').$$

Die Stange setzt daher ihre Bewegung in der zweiten Hälfte mit derselben Geschwindigkeit  $v \sin 60^\circ$  fort, mit welcher sie in ihrer Mittelstellung ankam, und ermäßigt allmählig ihre Geschwindigkeit bis zu Null für  $\alpha'' = 60^\circ$ . Man erkennt hieraus, daß Stoßwirkungen weder stattfinden, wenn die Stange in den äußersten Stellungen ankommt oder dieselben verläßt, noch in der Mitte des Hubes, wo die Beschleunigung in eine Verzögerung übergeht. Der vergleichsweise sanfte Bewegungsgang, welcher hieraus folgt, ist als ein besonderer Vorzug dieses Getriebes anzusehen. Es bedarf nur der Erwähnung, daß die verhältnißmäßigen Geschwindigkeiten der Stange in jeder Stel-

lung durch die auf die Stangenrichtung  $DD$  senkrecht gezogenen Geraden  $B'E'$  und  $C''F''$  dargestellt werden, während die zugehörigen Wege durch  $BE'$  und bezw.  $F_1F''$  gegeben sind. Dieser Dreieckscenter kann in der durch Fig. 630 dargestellten Form nicht gut anders als auf dem freien Ende einer Welle  $A$ , ebenso wie die gewöhnliche Kurbel angebracht werden. Man kann ihm indessen leicht eine solche Gestalt geben, welche ihn befähigt, auf einer nach beiden Seiten sich fortsetzenden Welle angebracht zu werden, ohne dadurch das Gesetz der Bewegung wesentlich zu ändern. Man hat zu dem Ende nur nöthig, den Halbmesser der begrenzenden Bogen um eine gewisse Größe  $\rho = AA_1 = BB_1 = CC_1$  größer zu wählen als die Seitenlänge  $r$  des Dreiecks  $ABC$ , Fig. 631, und die Ecken durch die aus  $A$ ,  $B$  und  $C$  beschriebenen Kreisbogen  $A_1A_2$ ,  $B_1B_2$ ,  $C_1C_2$  vom Halbmesser  $\rho$  zu begrenzen. An der Hubhöhe  $r$  wird dadurch, wie man sich durch eine einfache Betrachtung leicht überzeugt, nichts geändert, nur wird die Reibung zwischen dem Excenter und dem Rahmen wegen des vergrößerten Weges eine vermehrte Arbeit verzehren. Dagegen wird die Dauerhaftigkeit ebenfalls vergrößert werden, indem nunmehr der Druck des Stangenrahmens gegen die Curvenscheibe nicht mehr auf einzelne Punkte  $B$  und  $C$ , Fig. 630, concentrirt bleibt. Das hier betrachtete Getriebe bildet nur ein Glied in einer Reihe ana-

Fig. 631.

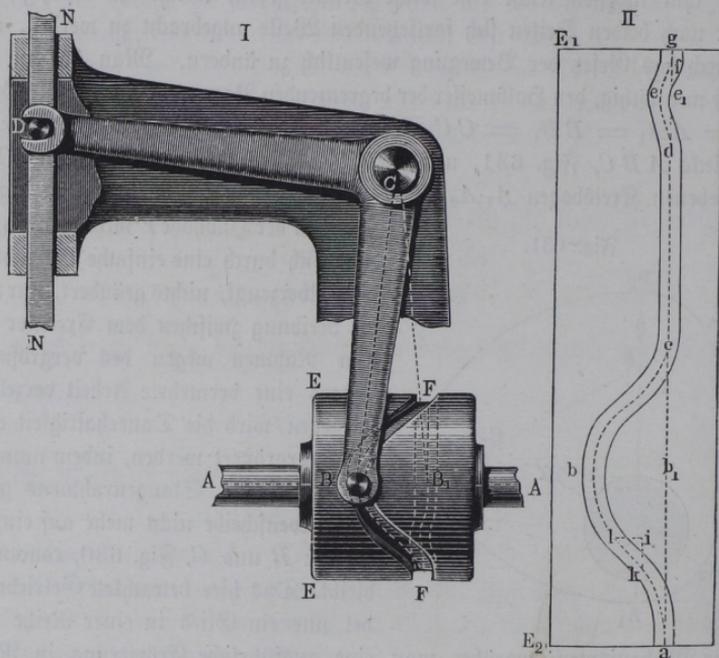


loger Mechanismen, worüber man eine ausführliche Erörterung in Neuleau's theoretischer Kinematik findet.

**Cylindrische Curvenscheiben.** In den bisher betrachteten Fällen §. 165. des Curvengetriebes war immer vorausgesetzt, daß die Axc der Curvenscheibe mit der Axc des schwingenden Körpers parallel sei, liege die letztere nun in der Unendlichkeit, wie bei den Stampfern, oder in endlicher Entfernung, wie bei den Hebelhämmern. Nun kommt aber sehr häufig der Fall vor, daß diese beiden Axc windschief im Raume zu einander, insbesondere daß sie senkrecht auf einander stehen. Unter dieser Voraussetzung nimmt die Curvenscheibe eine cylindrische Form an, d. h. die Mittellinie des Curvencanals ist in einer Cylinderfläche gelegen, deren Axc mit der rotirenden Axc  $A$  zusammenfällt. Fig. 632 zeigt ein solches Getriebe, wie es u. A. bei den Nähmaschinen des Howe'schen Systems eine so häufige Verwendung zur Bewegung des Nadel-schiebers  $NN$  findet. Auf der Triebwelle  $AA$  ist der Cylinder  $EE$  befestigt, in dessen Mantelfläche die Führungsnuth  $FF$  für die Reibrolle  $B$

auf dem Ende des Winkelhebels *DCB* eingearbeitet ist. Diese Nuth, deren Breite, in der Richtung der Axe *A* gemessen, überall dieselbe, nämlich gleich dem Durchmesser der Frictionsrolle *B* ist, wird in ihrem Verlaufe am besten durch Fig. 632 II verdeutlicht, welche den abgewickelten Mantel des Cylinders

Fig. 632.

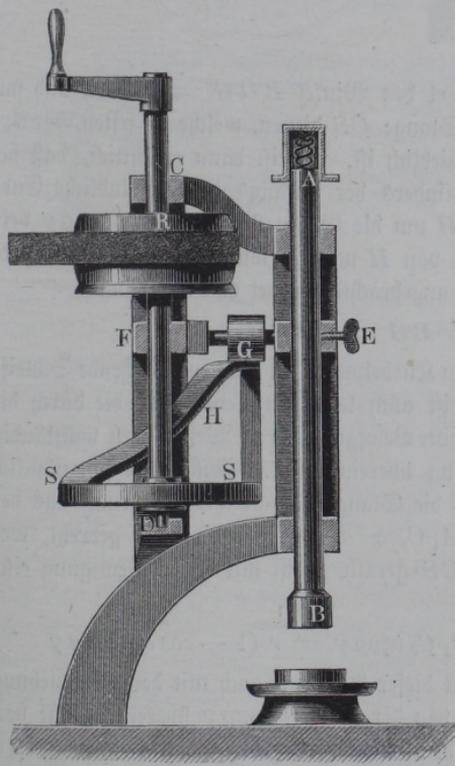


ders *E* darstellt. Hierin bedeutet die Curve *abcd...g* die eben gestreckte Mittellinie der Führungsnuth. Es ist zunächst klar, daß jeder Theil einer solchen Führungsnuth, der in einer zur Axe *A* senkrechten Ebene liegt, der also auf dem Cylinder die Form eines Kreisbogens, und abgewickelt die einer mit  $E_1 E_2$  parallelen geraden Linie hat, eine Bewegung des schwingenden Theils nicht zur Folge hat. Daher werden in dem vorliegenden Beispiele die Strecken *gf* und *dc* einer Ruhelage des Hebelendes und zwar in dessen äußerster Lage, nämlich der tiefsten Stellung der Nadel, entsprechen. Die kleinere Abweichung der Curve *fed* veranlaßt eine Seitenbewegung des Hebelendes nach links und Rückkehr desselben in die Ruhelage *d*, um durch die damit verbundene geringe Erhebung der Nadel die Bildung der Fadenschleife zu veranlassen, durch welche nun während des Stillstandes *dc* der Nadel das Schiffchen hindurchtreten kann. Die größere Ausbiegung *eba* endlich bewirkt das gänzliche Erheben der Nadel und die Zurückführung der-

selben in den tiefsten dem Curvenpunkte  $a$  entsprechenden Standort. Die Größe der axialen Verschiebung des schwingenden Punktes  $B$  erhält man für Stangen genau und bei nicht zu kurzer Hebellänge von  $BC$  sehr nahe durch die Abstände  $ee_1$  resp.  $bb_1$  der mit  $ag$  parallelen Tangenten an die Führungslinie. Was die Geschwindigkeit des geführten Theils, also der Rolle  $B$  betrifft, so ergibt sich von selbst, daß durch irgend ein Curvelement  $kl$ , welches gegen die Axenrichtung  $li$  unter dem Winkel  $kli = \gamma$  geneigt ist, dem Hebelende eine Geschwindigkeit  $v_1$  ertheilt wird, welche durch  $li$  dargestellt wird, wenn  $ki$  die gleichförmige Geschwindigkeit  $v$  des Cylinderumfangs bedeutet. Man hat daher  $v_1 = v \cot \gamma$ .

Was die Lage des Drehpunktes  $C$  für den schwingenden Hebel anbelangt, so wird es sich immer empfehlen, denselben in derjenigen zur Axe  $A$  senkrechten Ebene anzubringen, welche die axial gemessene Entfernung zwischen den äußersten Stellungen des Hebelendes in  $b$  und  $a$  halbirt, um nach beiden Seiten dieser Normalebene gleiche Abweichungswinkel zu erhalten. Ebenso

Fig. 633.



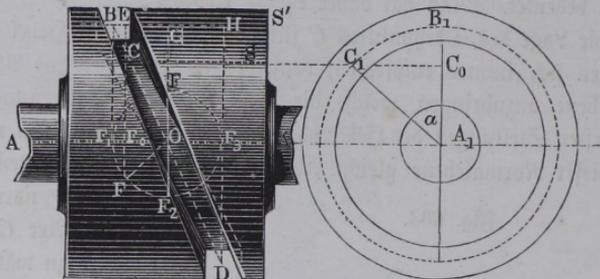
wird man die normale Entfernung der Axe  $C$  von derjenigen  $A$  so zu wählen haben, daß die Pfeilhöhe des von dem Punkte  $B$  beschriebenen Bogens  $BB_1$  von der Ebene halbirt wird, welche man durch die Axe  $AA$  parallel mit der Axe  $C$  denken kann.

In welcher Weise die cylindrische Curvenscheibe dazu dienen kann, einer Stange eine geradlinige Bewegung zu ertheilen, läßt das Beispiel des Stempelhammers, Fig. 633, erkennen. Hierbei wird die den Hammer tragende Stange  $AB$  von der rotirenden Welle  $CD$  mit Hilfe der auf dieser befestigten Scheibe  $S$  gehoben, indem letztere mit einem schraubenförmig gebildeten Gange  $H$  versehen ist, welcher bei der Drehung der Scheibe unter die mit der Hammerstange verbundene Frictionsrolle  $G$  tritt

Es ist aus der Figur ersichtlich, wie der Hammer, nachdem die Rolle  $G$  bis zum höchsten Punkte erhoben ist, frei herabfallen kann.

Ein Getriebe von besonderem Interesse entsteht aus der cylindrischen Curvenscheibe durch die Voraussetzung, daß die Mittellinie des Führungscanals eine ebene Curve sein soll. Denkt man sich den Cylinder durch eine beliebige, jedoch nicht auf der Axe senkrechte Ebene geschnitten, so erhält man eine Ellipse, welche als Mittellinie für einen Curvencanal vorausgesetzt werden soll. Es sei, Fig. 634, angenommen, daß die Ebene  $BD$  dieser Ellipse

Fig. 634.



mit der Normalebene zur Axe  $AA$  den Winkel  $BOG = \gamma$  bilde, und soll die Curve zur Bewegung einer Stange  $CS$  dienen, welche in festen, der Axe  $AA$  parallelen Führungen verschieblich ist. Es ist dann ersichtlich, daß bei einer ganzen Umdrehung des Cylinders der anfangs in  $B$  befindliche Endpunkt der Stange von  $B$  nach  $H$  um die Größe  $2BG = 2rtang\gamma$  verschoben, und um dieselbe Größe von  $H$  nach  $B$  wieder zurückgeführt wird, etwa so, wie es durch eine in  $O$  angebrachte Kurbel von der Länge

$$OF_1 = BG = rtang\gamma$$

geschehen würde, welche mit ihrem Kurbelzapfen in eine entsprechende Schleife der Stange  $CS$  eingriffe. Es ist auch leicht einzusehen, daß die durch die elliptische Nuth der Stange erteilte Bewegung ihrem Wesen nach vollständig mit der gedachten Kurbelbewegung übereinstimmt. Denkt man sich nämlich unter Festhaltung des Cylinders die Stange sammt ihrer Führung aus der Lage  $BS'$  um den Winkel  $B_1A_1C_1 = \alpha$  um den Cylinder gedreht, wodurch die Stange in die Lage  $CS$  geräth, so ist mit dieser Bewegung eine Verschiebung der Stange um

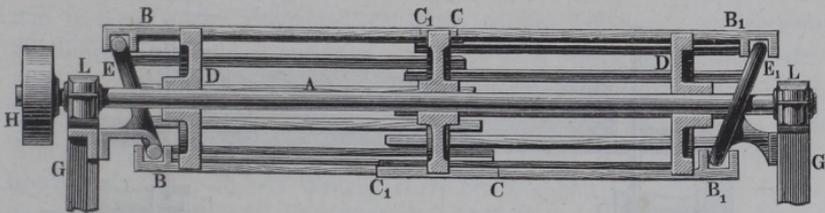
$$BE = CEtang\gamma = B_1C_0tang\gamma = r(1 - \cos\alpha) tang\gamma$$

verbunden. Nach §. 139 stimmt dieser Ausdruck auch mit der Verschiebung einer Stange durch eine Kurbel von der Länge  $rtang\gamma$  überein, welche von einem toten Punkte aus um den Winkel  $\alpha$  gedreht wird, vorausgesetzt, daß die Länge der Lenkerstange sehr groß ist. Hieraus folgt die oben an-

gedeutete Uebereinstimmung des vorliegenden Getriebes mit dem einer Schleifenkurbel von der Länge  $OF_1 = r \tan \gamma$ , deren todtte Punkte  $F_1$  und  $F_3$  den Ellipsenscheiteln  $B$  und  $D$  entsprechen. Es ist auch ersichtlich, daß man für irgend eine Stellung  $C$  des Stangenhebels durch die zur Aze  $AA$  senkrecht Gerade  $CF$  in deren Durchschnitte  $F$  mit besagtem Kurbelkreise denjenigen Punkt erhält, welcher in seinen Ordinaten  $OF_0$  den Abstand der Stange aus ihrer Mittelstellung und in  $FF_0$  das Maß für die Stangengeschwindigkeit liefert (vergl. §. 139).

Daß bei der vorstehenden Betrachtung der Cylinder fest gehalten und die Drehung der Stange ertheilt gedacht wurde, ist für den Bewegungszustand gleichgültig. Es kommt übrigens in der Praxis häufig dieser Fall einer absolut feststehenden Führungsfläche vor, um welche nicht eine, sondern ein ganzes System von Stangen herum bewegt wird. Ein interessantes Beispiel hierzu liefert die Einrichtung, welche man gewissen Walzen bei Appretirmaschinen zum Zwecke des Breithaltens oder Ausstreichens der Gewebe nach der Querrichtung giebt. In Fig. 635 ist eine solche Walze

Fig. 635.

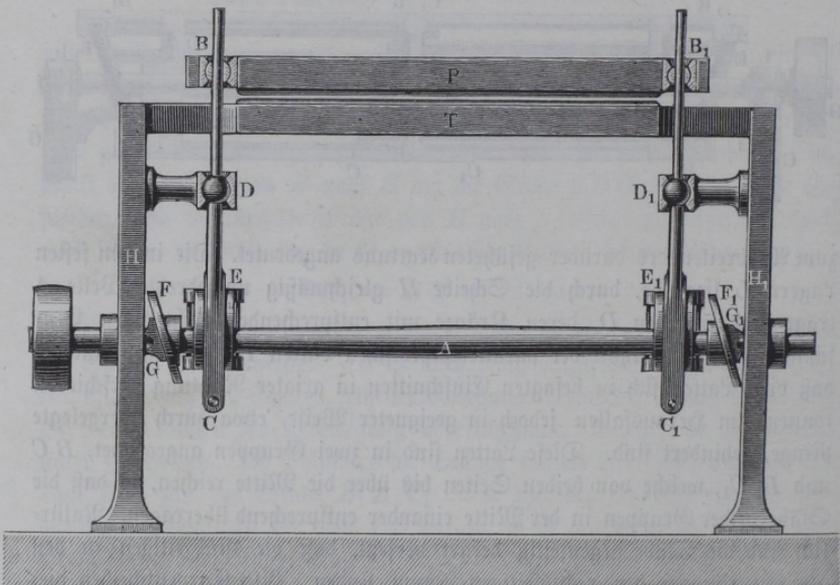


zum Ausbreiten des darüber geführten Nattuns angedeutet. Die in den festen Lagern  $L$  liegende, durch die Scheibe  $H$  gleichmäßig umgedrehte Welle  $A$  trägt drei Scheiben  $D$ , deren Kränze mit entsprechenden rechteckigen Einschnitten zur Aufnahme der parallelepipedischen Latten  $BC$  versehen sind, so daß diese Latten sich in besagten Einschnitten in axialer Richtung verschieben können, am Herausfallen jedoch in geeigneter Weise, etwa durch übergelegte Ringe, gehindert sind. Diese Latten sind in zwei Gruppen angeordnet,  $BC$  und  $B_1C_1$ , welche von beiden Seiten bis über die Mitte reichen, so daß die Stäbe beider Gruppen in der Mitte einander entsprechend überragen. Natürlich sind die Stäbe gegenseitig derart versetzt, daß die linksseitigen in den Zwischenräumen der rechtsseitigen Raum finden. Als Curvenscheiben dienen hier zwei elliptische Ringe  $E, E_1$ , welche an den Gestellwänden  $G$  der Maschine festgeschraubt sind, und welche von den mit Ueberfangklauen versehenen Stabenden zur Hälfte umfaßt werden. Zufolge dieser Anordnung werden bei einer Drehung der Aze  $A$  die Latten beiderseits einer axialen Verschiebung nach entgegengesetzten Seiten ausgesetzt sein, da die beiden Ring-

scheiben  $E$  und  $E_1$  nach entgegengesetzten Seiten schräg gestellt sind. Daß daher auf derjenigen Hälfte der Oberfläche dieser Lattenwalze, auf welcher die Stäbe nach außen geführt werden, eine austreichende, alle Falten beseitigende Wirkung auf das übergeführte Zeug ausgeübt wird, ist hiernach von selbst klar, und es handelt sich nur darum, die Zu- und Abführung des Stoffes, bezw. die Stellung der Scheiben  $E$  und  $E_1$  so zu bewirken, daß auf dem von dem Stoffe umfangenen Umfange den Stäben eine nach außen gerichtete Bewegung ertheilt wird.

Das zuletzt betrachtete Getriebe mit feststehender Curvenscheibe läßt sich als eine Umkehrung der rotirenden cylindrischen Curvenscheibe, Fig. 634, ansehen, welches aus letzterer durch Einführung einer zusätzlichen Drehung entsteht, die der Drehung der Axe  $A$  jederzeit gleich und entgegengesetzt ist. Man kann aus der rotirenden Curvenscheibe mit schwingender Stange andererseits noch eine andere Umkehrung dadurch herleiten, daß man dem ganzen Systeme eine zusätzliche Bewegung ertheilt denkt, welche der Verschiebung der Stange jederzeit gleich und entgegengesetzt ist. Hierdurch kommt die

Fig. 636.



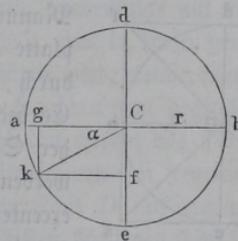
Stange selbst in Ruhe, während die Welle  $A$  sowohl einer Drehung wie einer Schwingung in ihrer Azenrichtung ausgesetzt ist. Für die Anwendung dieses Getriebes sei als Beispiel der Mechanismus, Fig. 636, angeführt, wie er bei den in Wollenwaarenfabriken gebräuchlichen Ratinirmaschinen,

auch Frisirmaschinen\*) genannt, zur Anwendung gebracht worden ist. Diese Maschinen haben den Zweck, die hervorstehenden Wollhaare gewisser pelzartiger Streichwollstoffe durch eine frottirende Einwirkung zu kleinen Gruppen nach Art von Locken zu vereinigen und erreichen diesen Zweck dadurch, daß das Tuch über eine feste Tischplatte  $T$  langsam fortgezogen wird, während auf der oberen zu ratinirenden Seite eine bewegliche Platte  $P$ , die mit bestimmtem Drucke auf dem Tuche lastet, in eigenthümlich vibrirende Bewegung gesetzt wird. Sollen z. B. die zu erzeugenden Löckchen kreisförmige Gestalt bekommen, so wird die Platte  $P$  so bewegt, daß alle Punkte derselben gleich große horizontale Kreise beschreiben. Dies zu erreichen, wird die Frottirtafel  $P$  durch zwei Stangen  $BC$  und  $B_1C_1$  bewegt, welche in  $D$  und  $D_1$  um feste Kugelgelenke drehbar sind, und welche an ihren unteren gabelförmig gestalteten Enden  $C$ , Fig. 637, durch Kreisexcenter  $E$  der Welle  $A$  in Schwingungen in der zur Aze  $A$  senkrechten Ebene versetzt werden. Dieser Mechanismus, welcher seinem Wesen nach mit dem Kreisexcenter, Fig. 622, übereinstimmt, veranlaßt Schwingungen der Platte  $P$  in der zur Länge  $BB_1$  senkrechten Richtung, nach welcher auch das Zeug fortgezogen wird, und in Folge dieser Schwingungen allein würden sich die hervorstehenden Wollfasern in Gruppen anordnen, welche ziemlich regelmäßige Querstreifen auf dem Zeuge bilden. Da aber fest auf der Aze  $A$  gleichzeitig zwei schräge Scheiben  $F$  und  $F_1$  parallel zu einander angebracht sind, welche gegen zwei Anstoßknaggen  $G$   $G_1$  sich lehnen, die in einer zur Aze  $A$  parallelen Geraden liegend gelenkartig an dem Gestelle  $HH_1$  der Maschine sich befinden, so erkennt man leicht, wie bei jeder Umdrehung die Aze  $A$ , welche zu dem Ende

Fig. 637.



Fig. 638.



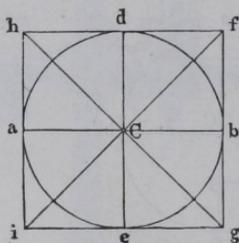
in ihren Lagern verschiebbar ist, in ihrer Längsrichtung hin- und herschwingt. Da auch die Kreisexcenter  $EE_1$  und deren Stangen an dieser letzteren Verschiebung Theil nehmen, so kann hierdurch der beabsichtigte Zweck erreicht werden, wie man leicht durch folgende Betrachtung erkennt. Denkt man sich

\*) Eine entsprechende Maschine war auf der Wiener Ausstellung von der Firma Strakosch in Brünn ausgestellt.

nämlich einen Punkt, Fig. 638 (a. v. S.), regelmäßig in Schwingungen von  $a$  nach  $b$  und zurück durch einen Kreisexcenter  $E$ , also nach dem Gesetze der Schleifenkurbel, bewegt, so hat dieser Punkt, wenn die Triebscheibe von dem todtten Punkte aus um einen Winkel  $\alpha$  gedreht ist, sich von der äußersten Lage  $a$  um die Größe  $ag = r(1 - \cos \alpha)$  bewegt. Wird nun gleichzeitig dieser Punkt durch eine schräge Scheibe um die Größe  $de = 2r$  nach demselben Gesetze der Schleifenkurbel in einer zu  $ab$  senkrechten Richtung in Schwingungen von derselben Dauer mit jenen nach  $ab$  bewegt, und nimmt man an, daß der Punkt vermöge dieser Schwingungen in der Mitte  $C$  des Hubes sich befindet, während er vermöge der Schwingungen nach  $ab$  in einer äußersten Lage  $a$  steht, so entspricht einem Drehungswinkel  $\alpha$  der schrägen Scheibe eine Bewegung von der Mitte von  $cf = r \sin \alpha$ . In Folge der beiden Bewegungen gelangt daher durch die Drehung der Axe um  $\alpha$  der betreffende Punkt von  $a$  nach  $h$ , und da diese Betrachtung für jeden beliebigen Drehungswinkel  $\alpha$  gilt, so folgt bei der Gleichheit der Schwingungen  $ab$  und  $de$  die Bahn des Punktes als ein Kreis um  $C$  mit dem Halbmesser  $Ca = Cd = r$ . Bei ungleicher Größe der beiden Bewegungen dagegen ergibt sich eine elliptische Bahn des Punktes, welche in die Gerade  $ab$  resp.  $de$  übergeht, wenn man die eine oder andere der beiden Bewegungen zu Null übergehen läßt.

Wollte man andererseits annehmen, daß der Punkt vermöge beider Schwingungen gleichzeitig die mittlere oder eine äußerste Lage einnehme, so findet man die resultirende Bewegung in ähnlicher Art durch die Diagonale  $if$  resp.  $hg$ , Fig. 639, dargestellt. Es ist aus diesen Bemerkungen ersichtlich, wie die gewählte Anordnung der Natinirmaschine in Fig. 636, durch entsprechende

Fig. 639.

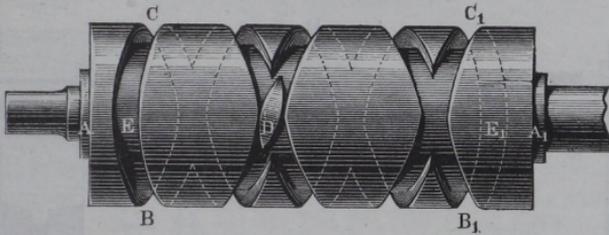


Veränderung der beiden Schwingungen hinsichtlich ihrer Größe und gegenseitigen Stellung eine große Mannichfaltigkeit in der Bewegung der Frottirplatte  $P$  ermöglicht, entsprechend den verschiedenen durch die Mode geforderten Appretirungsarten. Es bedarf wohl nur der Bemerkung, daß die Größe der Schwingungen dadurch veränderlich gemacht werden kann, daß man die Excentricität der Kreisexcenter und bezw. den Abstand der Knaggen  $G$  von der Axe  $AA$  veränderlich macht.

Wenn die auf dem Cylinder angebrachte Führungscurve auf einer gewissen Strecke denselben Neigungswinkel gegen die Axe beibehält, so nimmt dieses Stück der Curve die Form einer cylindrischen Schraube an, und veranlaßt bei gleichmäßiger Drehung der Curvenscheibe eine geradlinige Bewegung der betreffenden Stange mit gleichbleibender Geschwindigkeit. Hierbei steht zwar nichts im Wege, dieser Schraube beliebig viele Windungen zu geben, jedenfalls muß aber die Führungscurve eine in sich zurücklaufende geschlossene sein,

wenn bei einer stetigen Drehung der Scheibe nach einer und derselben Richtung dem schwingenden Körper eine dauernde Bewegung erteilt werden soll. Um dies zu erreichen, wendet man zuweilen als Curvenscheibe einen Cylinder  $AA_1$ , Fig. 640, an, auf dessen Umfange zwei Schraubengewinde, ein rechtsläufiges  $B$  und ein linksläufiges  $C$ , angebracht sind, deren Gänge

Fig. 640.

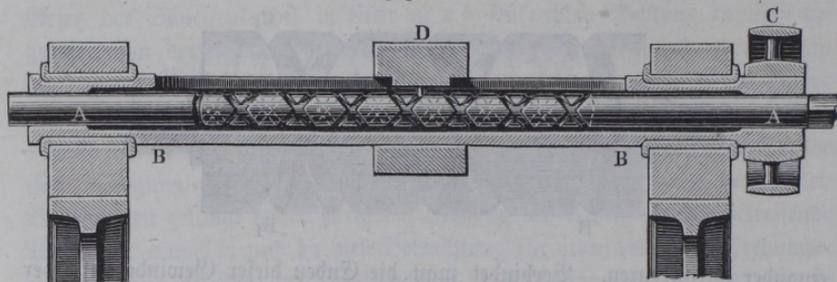


einander durchkreuzen. Verbindet man die Enden dieser Gewinde auf jeder Seite  $BC$  und  $B_1C_1$  mit einander durch geeignete Curven  $BEC$  und  $B_1E_1C_1$ , so erkennt man, wie ein in die Gewindegänge eintretender Stift  $D$  bei der Drehung des Cylinders  $A$  eine hin- und hergehende Bewegung im Betrage  $EE_1$  annehmen wird. Diese Bewegung erfolgt auf der Erstreckung der Schrauben  $BB_1$  und  $CC_1$  mit gleichmäßiger Geschwindigkeit, welche für den Hingang und Rückgang dieselbe Größe hat, wenn die Neigung der beiden Schrauben gegen die Ase dieselbe ist. Die Geschwindigkeit des schwingenden Theils beim Uebergange aus dem einen Schraubengewinde in das andere hängt natürlich von der Gestalt der Curvenstücke  $CB$  und  $C_1B_1$  ab, und es gelten beispielsweise die für die schräge Scheibe, Fig. 634, gefundenen Beziehungen, wenn man, wie es wohl geschieht, die Schraubengewinde von gleicher Steigung durch ebene Curvenstücke mit einander verbindet. Eine solche ebene Verbindung erhält man in derjenigen Ellipse, in welcher der Cylinder durch die Ebene geschnitten wird, welche durch die parallelen Tangenten der beiden Schrauben in den diametral gegenüberliegenden Punkten  $CB$ , bezw.  $C_1B_1$  hindurchgeht. Man wendet das hier besprochene Getriebe mehrfach bei gewissen Spinnereimaschinen zur regelmäßigen Bewicklung der Spulen an, indem man den Stift  $D$  mit einem die Spule tragenden Wagen verbindet, welcher auf festen Schienen hin- und zurückgeführt wird, damit das immer an demselben Punkte auslaufende Band in regelmäßigen cylindrischen Schichten sich auf die Spule lege.

Dieses Getriebe findet auch in solcher Art öftere Anwendung, daß der Curvencylinder ganz fest gelagert ist, und die Drehung dem verschieblichen Organe mitgetheilt wird. Fig. 641 (a. f. S.) zeigt diese Anordnung, wie sie bei den Kratzschleifmaschinen für Krempelmaschinen öfter gewählt wird. Hierbei liegt die Schraubenspinde  $AA$  unbeweglich, und die gußeiserne

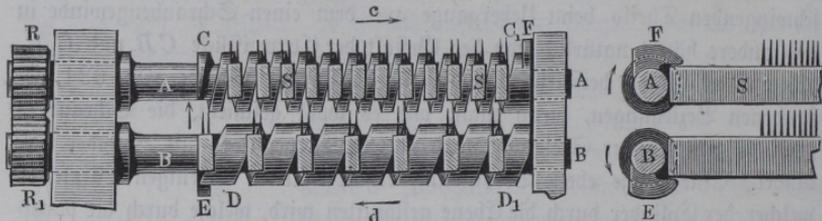
Röhre *B* wird durch die Niemenscheibe *C* gleichmäßig gedreht. Ein auf dieser äußerlich glatt abgedrehten Röhre verschiebbarer Schleifcylinder *D* tritt mit einem durch einen Längenschlitz der Röhre *B* hindurchragenden Stifte in die schraubenförmige Nutz des Curvencylinders *A* ein, durch welchen die Schleifscheibe *D* zu einer transversirenden Bewegung veranlaßt wird.

Fig. 641.



Eine interessante Anwendung macht man von schraubenförmigen Curvencylindern bei den Streckmaschinen für Flachspinn und Kammerwolle zur Führung der Nadelstäbe, welche das Fasermaterial zu stützen und den Parallelismus der Fasern zu erzeugen angewandt werden. Hierbei sind die Nadelstäbe *S*, Fig. 642, mit ihren Enden in die Schraubengänge zweier Schrauben wie

Fig. 642.

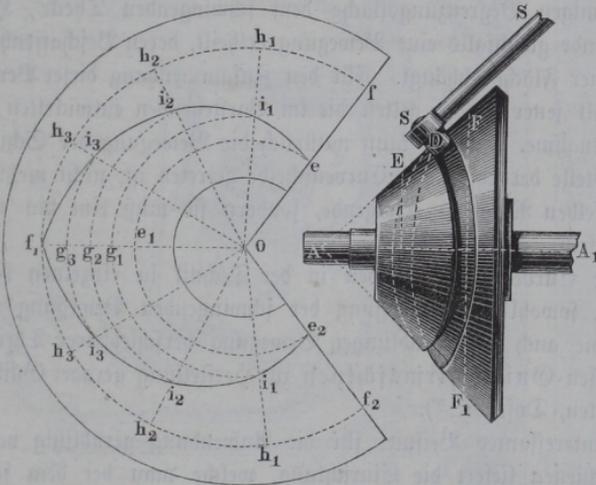


*AA* gelegt, durch deren gleichmäßige Umdrehung sie langsam in der Richtung des Pfeiles *c* voranbewegt werden. Unter jeder Schraube *A* liegt eine damit parallele Schraube *B*, welche von der oberen Spindel *A* mittelst der Stirnräder *RR*<sub>1</sub> in entgegengesetzter Richtung umgedreht wird. Wenn nun ein Nadelstab an das Ende der oberen Schraube *A* gelangt ist, so fällt er bei *C*<sub>1</sub> vertical herab, seine Enden werden von den Gängen der unteren Schrauben *B* aufgenommen, und der Stab wird durch die entgegengesetzte Drehung von *B* in der Richtung des Pfeiles *d* von *D*<sub>1</sub> nach *D* geführt. Ein mit jeder der Schrauben *B* verbundener Daumen *E* faßt dann unter das Ende des bei *B* angekommenen Nadelstabs und hebt denselben wieder in die Gänge der oberen Schraube *A*, welche den Stab von Neuem in der

Richtung  $CC_1$  transportirt. Auch die oberen Schrauben  $A$  sind bei  $C_1$  mit Daumen  $F$  versehen, um das Herabfallen der Stäbe daselbst zu sichern. Auf diese Weise wird neben einer vollkommenen Parallelführung der Stäbe von  $C$  nach  $C_1$  die Möglichkeit erreicht, die Nadeln bei  $C$  rechtwinkelig zur Bewegung des Fasermaterials in dasselbe einzuführen und bei  $C_1$  ebenfalls rechtwinkelig wieder austreten zu lassen. Dabei giebt man den unteren Schrauben meist eine doppelt so große Steigung als den oberen, um die Anzahl der erforderlichen Nadelstäbe zu vermindern.

Bei den ebenen Curvenscheiben erfolgt die Bewegung des Stangenendes in einer Richtung senkrecht zur Aze der Curvenscheibe, bei den cylindrischen Curvenscheiben dagegen geschieht diese schwingende Bewegung parallel mit dieser Aze. Nimmt man an, daß das Ende einer Stange durch eine Curve in einer Geraden  $EF$ , Fig. 643, geführt werden sollte, welche mit der Aze  $A$  einen schiefen Winkel  $F A A_1$  bildet, so ergiebt sich als der Ort für diese Curve diejenige Kegelfläche,

Fig. 643.



welche die Gerade  $FA$  bei ihrer Drehung um die Aze  $AA_1$  erzeugt. Zur Verzeichnung dieser Curve hat man sich in diesem Falle nur den Kegelmantel  $AF$  abgewickelt zu denken, in der abgewickelten Fläche nach den oben besprochenen Grundfäden die Curve zu entwerfen, und die Mantelfläche wieder auf den Kegel aufzuwickeln. Ein Beispiel wird das einzuschlagende Verfahren klar machen. Es sei eine Stange  $SS$ , Fig. 643, in ihrer Richtung so zu bewegen, daß das Ende  $D$  derselben bei einer Drehung der Aze  $AA_1$  um die Strecke  $EF$  mit gleichbleibender Geschwindigkeit hin- und zurückgeführt wird. Wickelt man zu dem Ende den Kegelmantel  $AF$  ab, so erhält man den Kreissector  $Off_1f_2$ , dessen Radius  $Of = AF$  und dessen Umfang  $gf_1f_2$  gleich der Peripherie des Kreises  $FF_1$  ist. Macht man ferner noch  $Oe$  gleich  $AE$  und schlägt den Kreisbogen  $ee_1e_2$  um  $O$ , so muß die gesuchte Curve zwischen den Kreisen  $f$  und  $e$

gelegen sein. Halbirt man durch  $Of_1$  den Winkel  $fOf_2$ , so sind im vorliegenden Falle  $f_1$ ,  $e$  und  $e_2$  Punkte der gesuchten Curve. Um die letzteren selbst zu bestimmen, theile man der gestellten Bedingung gemäß  $e_1f_1$  in  $n$  gleiche Theile und ebenso die Winkel  $fOf_1$  und  $f_1Of_2$  jeden in dieselbe Anzahl gleicher Theile. Die Kreise um  $O$  durch die Theilpunkte  $g_1g_2 \dots$  schneiden sich dann mit den entsprechenden Theilradien  $Oh_1Oh_2 \dots$  der Winkel  $fOf_1$  und  $f_1Of_2$  in den Punkten  $i_1i_2 \dots$  der gesuchten Curve. Derartige Curvenkegel finden indeß nur seltene Anwendung. Für den Fall, daß die Bewegungsrichtung  $EF$  des Stangenendes die Axe  $AA_1$  nicht schneiden, sondern zu derselben windschief im Raume sein würde, könnte man als Grundform für die Curvenscheibe dasjenige Umdrehungshyperboloid zur Axe  $AA_1$  annehmen, dessen Seite durch  $EF$  gegeben ist. Eine derartige Ausführung dürfte in der Praxis indessen kaum vorkommen.

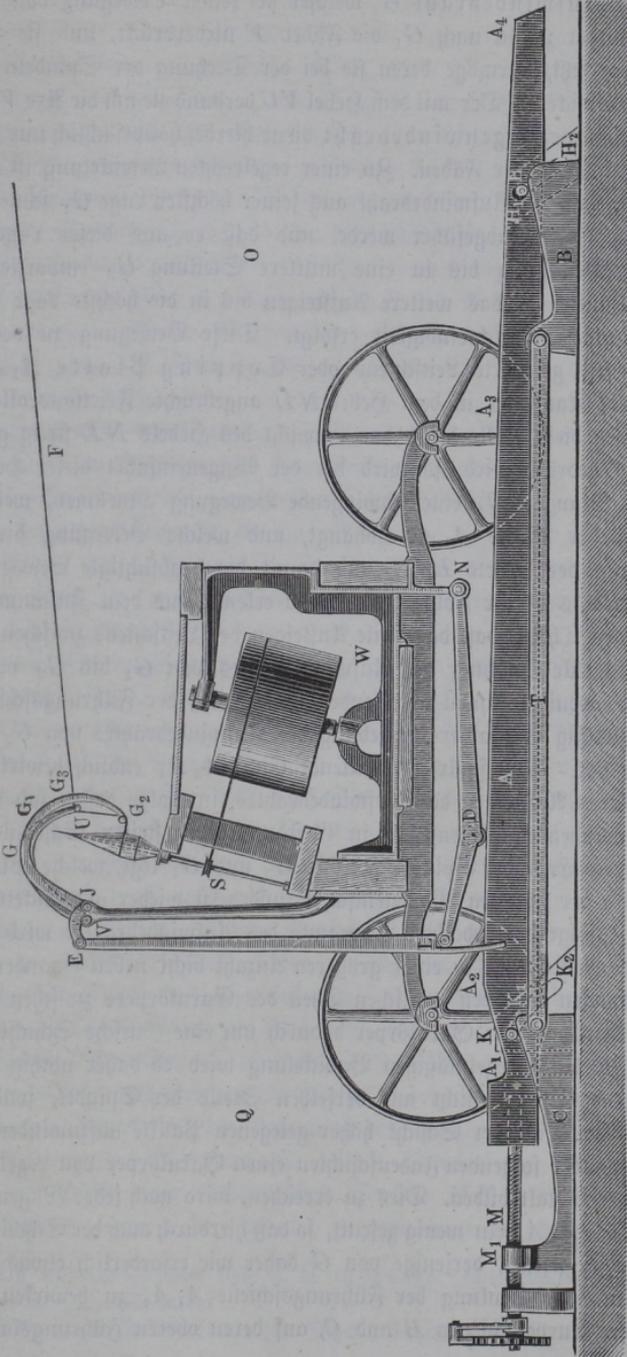
§. 166. **Curvenschienen.** Wenn man bei einer ebenen oder cylindrischen Curvenscheibe den Halbmesser oder den Abstand der Curve von der Axe unendlich groß werden läßt, so geht die Curvenscheibe in eine geradlinig verschiebliche Schiene über, welche durch ihre Verschiebung vermöge ihrer curvenförmigen Begrenzungsfläche dem schwingenden Theile, Hebel- oder Stangenende gleichfalls eine Bewegung ertheilt, deren Beschaffenheit von der Natur jener Fläche abhängt. Für den Zusammenhang dieser Bewegung mit der Gestalt jener Fläche gelten die im Vorstehenden entwickelten Grundsätze ohne Ausnahme. Hierbei kann natürlich die Bewegung der Schiene, welche an die Stelle der rotirenden Curvenscheibe getreten ist, nicht mehr eine stetig nach derselben Richtung erfolgende, sondern sie muß eine hin- und wiederkehrende sein.

Solche Curvenschienen finden in der Technik in einzelnen Fällen Verwendung, sowohl zur Erzeugung der schwingenden Bewegung oscillirender Hebel, wie auch zur geradlinigen Bewegung verschiebbarer Theile, so z. B. bei gewissen Guillochirmaschinen zur Herstellung gerader Guillochirungen auf Platten, Dosen u. \*).

Ein interessantes Beispiel für die Anwendung geradlinig verschiebbarer Curvenschienen liefert die Einrichtung, welche man bei dem selbstthätigen Spinnstuhl oder Selfactor zur Anwendung bringt, um eine regelrechte Bildung der Köpfer oder Garnkörper auf den Spindeln zu bewirken. Diese Anordnung ist aus Fig. 644 in den wesentlichsten Organen zu ersehen. Hierbei stellt  $W$  den die Spindeln  $S$  tragenden Wagen vor, welcher horizontal zwischen  $O$  und  $Q$  ein- und ausgefahren wird, derart, daß bei der Ausfahrt nach  $Q$  hin jede Spindel  $S$  ein Fadenstück  $F$  auszieht und dreht, das bei der darauf folgenden Wageneinfahrt von  $Q$  nach  $O$  auf die Spindel gewunden werden muß. Zur richtigen Lagerung der Fadenwindungen auf den Spindeln dient ein über alle Spindeln in der ganzen Wagenlänge reichender

\*) S. Karmarsch, Mechanische Technologie, Thl. I.

Fig. 644.



Draht, der Aufwindedraht  $G$ , welcher bei seiner Bewegung von  $G_1$  nach  $G_2$  und wieder zurück nach  $G_1$  die Fäden  $F$  niederdrückt, und sie in solche Richtung versetzt, vermöge deren sie bei der Drehung der Spindeln sich auf dieselben aufwickeln. Der mit dem Hebel  $VU$  verbundene um die Aze  $V$  schwingende sogenannte Gegenwindedraht dient hierbei hauptsächlich nur zu einem steten Straffhalten der Fäden. Zu einer regelrechten Bewickelung ist es dabei erforderlich, daß der Aufwindedraht aus seiner höchsten Lage  $G_1$  schnell in die tiefste Lage  $G_2$  herabgeführt werde, und daß er aus dieser Lage  $G_2$  in langsamer Bewegung bis in eine mittlere Stellung  $G_3$  emporsteigt, von welchem Punkte an das weitere Aufsteigen bis in die höchste Lage  $G_1$  wieder mit größerer Geschwindigkeit erfolgt. Diese Bewegung zu vermitteln, dient die fest gelagerte Leitschiene oder Copping Platte  $A_1 A_4$ , auf deren oberer Kante die in dem Hebel  $NL$  angebrachte Frictionsrolle  $D$  sich bewegt. Da diese Rolle durch das Gewicht des Hebels  $NL$  stetig gegen die Schiene  $A$  gedrückt wird, so wird bei der Wageneinfahrt dieser Hebel und damit die Stange  $EL$  eine schwingende Bewegung annehmen, welche von der Form der Kante  $A_1 A_4$  abhängt, und welche Bewegung direct eine Schwingung des Hebels  $EJG$  und damit die beabsichtigte Bewegung des Aufwindedrahts  $G$  zur Folge hat. Man erkennt aus dem Zusammenhange der einzelnen Theile, daß das steile Ansteigen der Leitschiene zwischen  $A_1$  und  $A_2$  eine schnelle Senkung des Aufwindedrahtes von  $G_1$  bis  $G_2$  veranlaßt, worauf der weniger schnell abfallende Theil  $A_2 A_3$  der Führungsschiene eine verhältnißmäßig langsamere Erhebung des Aufwindedrahtes von  $G_2$  bis  $G_3$  zur Folge hat. - Das schärfer abfallende Ende  $A_3 A_4$  endlich bewirkt wieder ein schnelleres Aufsteigen des Aufwindedrahtes, in Folge dessen sich der Rest des aufzuwickelnden Fadestücks in Gestalt einiger steilen Schraubengänge auf das freie Ende der Spindel zwischen  $G_3$  und  $G_1$  legt, welche Windungen vor Beginn der nächsten Wageneinfahrt zuvörderst wieder abgewickelt werden müssen. Zufolge der gedachten Bewegung des Aufwindedrahtes wird die aufzuwickelnde Fadenslänge in einer größeren Anzahl dicht neben einander liegender Windungen auf den conischen Theil des Garnkörpers zwischen  $G_2$  und  $G_3$  sich legen, und der Garnkörper dadurch um eine conische Schicht sich erhöhen. Zu einer regelmäßigen Bewickelung wird es daher nöthig sein, die nächstfolgende Schicht nicht auf derselben Stelle der Spindel, sondern an einem um die Dicke der Schicht höher gelegenen Punkte aufzuwickeln, damit die auf einander folgenden Fadenschichten einen Garnkörper von regelmäßiger cylindrischer Gestalt bilden. Dies zu erreichen, wird nach jeder Wageneinfahrt die Leitschiene  $A_1 A_4$  ein wenig gesenkt, so daß hierdurch auch der Schwingungsbogen von  $E$  gesenkt, derjenige von  $G$  daher wie erforderlich etwas gehoben wird. Um diese Senkung der Führungsschiene  $A_1 A_4$  zu bewirken, dienen zwei andere Curvenschienen  $B$  und  $C$ , auf deren oberen Führungskanten die

Schiene  $A_1 A_4$  mittelst der Stifte  $H$  und  $K$  aufruhrt. Diese mit  $A_1 A_4$  fest verbundenen Stifte  $H$  und  $K$  sind außerdem in zwei festen Schlitzen  $H_1 H_2$  und  $K_1 K_2$  des Gestelles geführt. Denkt man daher die beiden Curvenschienen oder Formplatten  $B$  und  $C$ , welche mit einander durch den Anker  $T$  verbunden sind, nach jeder Wageneinfahrt durch eine geringe Drehung der im Gestell fest gelagerten Schraube  $M$ , deren Mutter  $M_1$  mit  $C$  verbunden ist, in der Richtung von  $Q$  nach  $O$  etwas verschoben, so wird jedesmal eine entsprechende Senkung der Schiene  $A_1 A_4$  herbeigeführt. Die Art und Größe dieser Senkung hängt, außer von der Verschiebung durch die Schraube  $M$ , wesentlich von der Gestalt der Formplatten  $B$  und  $C$  ab. Es ist ersichtlich, daß man durch verschiedene Neigung, die man den Führungskanten dieser Formplatten giebt, die Coppingplatte  $A_1 A_4$  an den beiden Enden in verschiedenem Maße senken kann, wie dies u. A. nöthig ist, wenn man behufs größerer Haltbarkeit des Garnkörpers ein allmähiges Spitzwerden der auf einander liegenden kegelförmigen Garnschichten erzielen will. Es ist außerdem leicht zu erkennen, wie man in der geeigneten Wahl der Form und Richtung der Führungsschlitze  $H_1 H_2$  und  $K_1 K_2$  für die Stifte  $H$  und  $K$  ein ferneres Mittel hat, nicht nur die Senkung der Coppingplatte  $A_1 A_4$  in bestimmter Weise zu beeinflussen, sondern gleichzeitig eine Längenverschiebung derselben herbeizuführen\*).

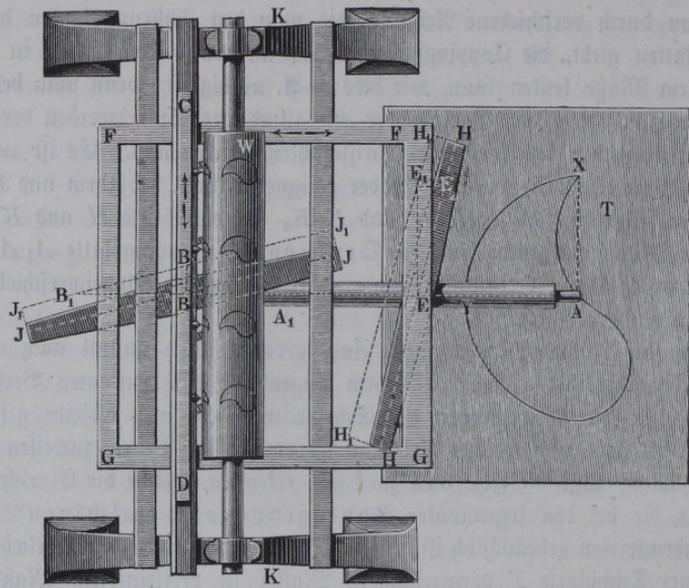
Wenn die Führungsschiene nach einer geraden Linie anstatt nach einer Curve begrenzt ist, so findet in jedem Augenblicke ein constantes Verhältniß zwischen den Bewegungen der Schiene und des durch dieselbe geführten Theiles statt. In welcher Art man hiervon in der Praxis zuweilen Gebrauch macht, läßt die Fig. 645 (a. f. S.) erkennen, welche die Einrichtung darstellt, die bei den sogenannten Pantographcopirmaschinen\*\*) in Rattendruckereien gebräuchlich ist. Diese Maschinen dienen dazu, ein beliebiges, auf einer Tischplatte  $T$  vorgezeichnetes Muster in verkleinertem Maßstabe an verschiedenen Stellen auf eine Kupferwalze  $W$  zu übertragen. Hierzu wird die zu gravirende glatt abgedrehte Kupferwalze  $W$  so zwischen die festen Lager  $K$  gelegt, daß die Walze mit ihren Rändern auf den Seiten  $FF$  und  $GG$  eines Rahmens  $FG$  ruht, welcher in der Richtung  $FF$  sich verschieben läßt. Eine Verschiebung dieses Rahmens in dieser Richtung wird daher vermöge der Friction die Walze in der einen oder anderen Richtung umdrehen, derart, daß die Bewegung des Walzenumfangs genau gleich der Verschiebung des Rahmens ist. Diese Verschiebung wird nun dem Rahmen mit Hülfe einer prismatischen Coulisse  $HH$  ertheilt, welche an dem Rahmen  $FG$  unter dem Winkel  $\alpha$  gegen seine Verschiebungsrichtung

\*) Ein Näheres hierüber siehe u. A. in Hülße: „Die Baumwollspinnerei“ und Stamm: „Der Salfactor“.

\*\*) Siehe u. A. Zeitschrift deutsch. Ingen., Jahrg. 1874, S. 608.

befestigt ist. In die Ruth dieser Couliſſe  $H$  tritt von unten ein Gleitblock  $E$  hinein, der ſeinerſeits wieder von einer geraden zu  $FF$  parallelen Stange  $AA_1$  durchſetzt wird, welche letztere nach ihrer Längsrichtung ſich leicht durch den Gleitblock  $E$  verſchieben läßt. Denkt man dagegen der Stange  $AA_1$  eine Verſchiebung ſenkrecht zu ihrer Länge ertheilt, etwa indem man einen in  $A$  befindlichen Stift nach  $X$  verſetzt, ſo daß die Stange aus der Lage  $EA$  in diejenige  $E_1 X$  tritt, ſo folgt aus der Figur, daß die Prismaſchiene aus der Stellung  $HH$  in diejenige  $H_1 H_1$  gelangt. Setzt man die Verſchiebung  $EE_1$

Fig. 645.



der Stange  $AA_1$  gleich  $a$ , ſo beträgt diejenige des Rahmens  $FG$  und daher auch die Umfangsbewegung der Walze  $EE_2 = a \cotg \alpha = a_1$ .

Man denke ſich ferner parallel der Walze  $W$  in dem Geſtell verſchieblich eine Schiene  $CD$  gelagert, welche bei  $B$  mit einer Prismaſchiene  $JJ$  feſt verbunden iſt, derart, daß die beiden Richtungen  $JJ$  und  $CD$  ebenfalls den Winkel  $\alpha$  bilden. Die Stange  $AA_1$  ſoll mit dem Gleitblocke  $B$  dieſer Couliſſe  $J$  derartig verbunden ſein, daß  $AA_1$  ſich in  $B$  frei in der Richtung der Walzenaxe verſchieben kann. Es iſt bei dieſer Einrichtung erſichtlich, daß eine Verſchiebung der Stange  $AA_1$  in ihrer Richtung, etwa um den Betrag  $AY = b$ , den Punkt  $B$  nach  $B_1$  und die Couliſſe  $JJ$  nach  $J_1 J_1$  führen wird, ſo daß man wieder für dieſe Verſchiebung hat:

$$BB_2 = BB_1 \cotg \alpha = b \cotg \alpha = b_1.$$

Denkt man daher den in  $A$  befindlichen Stift auf der Contour der auf  $T$  vorgezeichneten Patrone herumgeführt, so findet man, daß jede elementare Bewegung des Stiftes  $A$  in der Richtung der Walzenaxe eine in dem Verhältnisse  $1 : \cotg \alpha$  reducirte Drehung des Walzenumfangs veranlaßt, während jede elementare Bewegung des Stiftes  $A$  in der Richtung  $AA_1$  eine nach demselben Verhältnisse verjüngte Verschiebung der Schiene  $CD$  zur Folge hat. Wenn man daher diese letztere Schiene  $CD$  mit einer beliebigen Anzahl von Diamantspizen  $s$  versieht, welche den Walzenumfang berühren, so muß bei der Umführung des Stiftes  $A$  auf der Zeichnung  $XY$  jede Diamantspize auf dem Walzenumfang eine Zeichnung entwerfen, welche abgewickelt eine im Verhältnisse  $1 : \cotg \alpha$  verjüngte Copie des vorgezeichneten Musters  $XY$  ist. Es ergibt sich hieraus von selbst, wie man durch Veränderung des Winkels  $\alpha$ , den die Coulißen mit ihren Bewegungsrichtungen bilden, das erwähnte Verjüngungsverhältniß nach Belieben verändern kann.

Curvengetriebe finden vielfache Anwendung bei den Arbeits- und Werkzeugmaschinen und sind in allen technischen Zeitschriften zahlreiche Beispiele dafür zu finden. Ueber die Theorie derselben findet man Näheres in Willis, Principles of Mechanism, in Lanz und Bétancourt, Essai sur la composition des machines, in Laboulaye, Traité de Cinématique, Reuleaux, Theoretische Kinematik und a. a. O.