

das von Dale construirte, Fig. 687. Hierbei wird die cylindrische Büchse *A*, welche in dem Schloßgehäuse *B* gelagert ist, durch eine Anzahl cylindrischer Stifte *D*, welche durch über ihnen angeordnete Spiralfedern *F* gedrückt, bis zu verschiedener Tiefe in *A* hineinragen, für gewöhnlich an der Drehung gehindert. Durch Einführung des aus einem flachen Stäbchen mit entsprechenden Absätzen gebildeten Schlüssels *E*, welcher unter die Stifte *C* tritt, werden diese und damit die Zuhaltungsstifte *D* genau so weit erhoben, daß die Drehung der Hülse *A* möglich ist, durch welche Drehung dann in einfacher Weise die Verschiebung des Niegels bewirkt wird.

§. 172. **Schaltwerke.** Die oben besprochenen Sperrwerke dienen, wie ihr Name besagt, lediglich dazu, eine Bewegung des betreffenden Sperrrades resp. der Sperrstange zu verhindern; man kann diese Mechanismen aber auch dazu anwenden, gewisse Bewegungen zu veranlassen. Denkt man sich nämlich die Sperrklinke *C*, Fig. 688, an einem lose um die Nabe *A* des Sperrrades drehbaren Hebel *AD* angebracht, welcher irgendwie, etwa durch eine Excenterstange *DE* in regelmäßige Schwingungen versetzt wird, so erkennt man, wie das Rad hierdurch in schrittweise Drehung nach der Richtung des Pfeiles versetzt wird, indem bei der entgegengesetzten Drehung des Hebels *AD* durch die Form der Sperrzähne ein selbstthätiges Ausheben der Klinke *C* erfolgt.

Fig. 688.

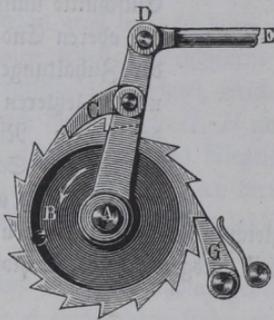
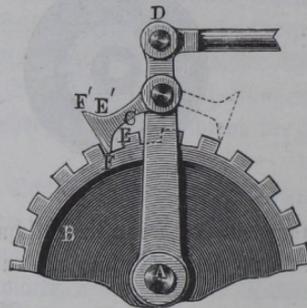


Fig. 689.



Eine derartige Einrichtung nennt man ein Schaltwerk, und man bedient sich derselben in allen solchen Fällen, wo eine absehbare Bewegung erforderlich ist. Schon in §. 156, Fig. 589 ist eine Anwendung eines solchen Schaltwerkes zum Verschieben des Holzstammes nach jedem Sägenschnitte erwähnt worden, und in ähnlicher Weise finden Schaltwerke bei Hobelmaschinen zur Verschiebung des Stichelns nach jedem Schnitte, sowie bei sehr vielen anderen Arbeitsmaschinen eine ausgedehnte Verwendung. Damit bei dem Zurückgehen des Klinkhebels *AD* das Rad nicht durch die Reibung der Klinke auf den Zähnen mit zurückgenommen werde, pflegt man meistens außer dem

Schaltwerke noch eine besondere Sperrung anzuordnen, indem man einen gewöhnlichen Sperrkegel G in die Zähne des Sperrrades eingreifen läßt.

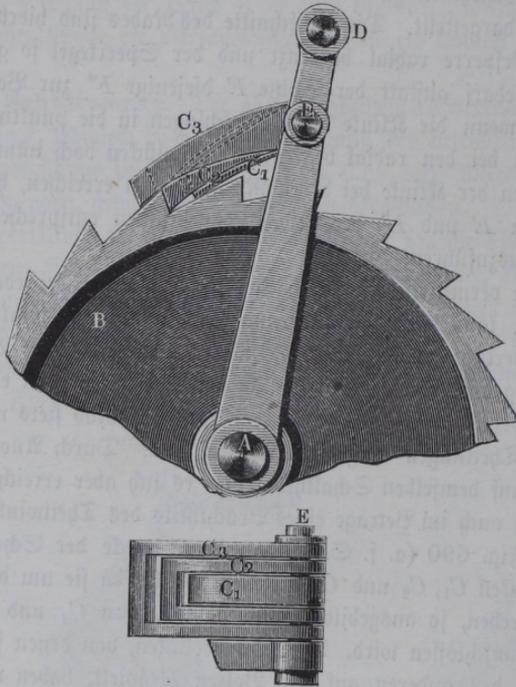
Es ist klar, daß die in Fig. 688 dargestellte Anordnung eine Schaltung des Rades nur nach der einen Richtung erzielen läßt, und man müßte, um das Rad nach der anderen Richtung zu bewegen, den Sperrzähnen die entgegengesetzte Neigung geben. Man kann aber auch die Einrichtung so treffen, daß ein Rad und ein Sperrkegel genügen, um nach Belieben die Schaltung nach beiden Richtungen vornehmen zu können. In Fig. 689 ist eine dementsprechende Anordnung dargestellt. Die Einschnitte des Rades sind hierbei wie bei dem ruhenden Gesperre radial begrenzt und der Sperrkegel so gestaltet, daß man nach Bedarf anstatt der Spitze F diejenige F' zur Verwendung bringen kann, wenn die Klinke durch Umschlagen in die punktirte Lage gebracht wird. Um bei den radial begrenzten Zahnlücken doch immer ein selbstthätiges Ausheben der Klinke bei deren Rückgange zu erreichen, hat man nur die Rückflächen E und E' der beiden Schiebklauen entsprechend schräg oder abgerundet auszuführen.

Die Bewegung, welche mittelst eines Schaltwerkes dem Rade bei jedem Schritte mitgetheilt wird, kann durch Veränderung des Schwingungswinkels des Hebels zwar veränderlich gemacht werden, immer aber wird diese Bewegung von der Theilung oder von der Entfernung der Sperrzähne von einander abhängen, indem bei jedem Schube des Sperrkegels das Rad stets nur um eine ganze Anzahl Theilungen umgedreht werden kann. Durch Anordnung mehrerer Klinken auf demselben Schalthebel läßt es sich aber erreichen, daß man jede Schaltung auch im Betrage eines Bruchtheils des Theilwinkels vornehmen kann. In Fig. 690 (a. f. S.) ist zu dem Zwecke der Schalthebel AD mit drei Klinken C_1 , C_2 und C_3 versehen, welche, da sie um denselben Bolzen E sich drehen, so ausgebildet sind, daß C_1 von C_2 und C_2 von C_3 rahmenförmig umschlossen wird. Diese drei Klinken, von denen jede einzeln unabhängig von den anderen auf dem Bolzen E spielt, haben verschiedene Länge, und zwar ist C_2 um ein Drittel und C_3 um zwei Drittel einer Zahntheilung länger als C_1 . Es ist hieraus ersichtlich, wie bei den Schwingungen des Hebels, welche einer Dritteltheilung entsprechen, die Klinken nach einander einzeln zur Wirkung kommen, indem jede derselben das Rad um ein Drittel des Theilwinkels herumdreht. Dies wird auch noch dann der Fall sein, wenn die Bewegung des Hebels etwas größer ist als ein Drittel des Theilwinkels, indem dann der Ueberschuß einem theilweisen Veergange der Klinken entspricht. Läßt man dagegen den Hebel um zwei Drittel des Theilwinkels schwingen, so kommen zwar auch alle drei Klinken nach einander zur Wirkung, die Verschiebung beträgt nun aber jedesmal zwei Drittel der Theilung. Wollte man den Hebel stets um eine ganze Zahntheilung schwingen lassen, so würde nur eine einzige Klinke in Wirksamkeit treten zc.

Selbstredend muß auch das Sperrwerk, welches den unbeabsichtigten Rückgang des Schaltrades zu hindern hat, bei diesem Getriebe drei verschiedene Klinsen bekommen. Man wendet dieses Getriebe an, um kleine Drehungen des Rades zu erlangen, ohne die Theilung desselben entsprechend fein zu machen.

Man kann auch den das Rückgehen hindernden Sperrkegel eines Schaltwerkes zu einer Schaltklinke machen, wenn man ihn mit einer selbständigen Be-

Fig. 690.

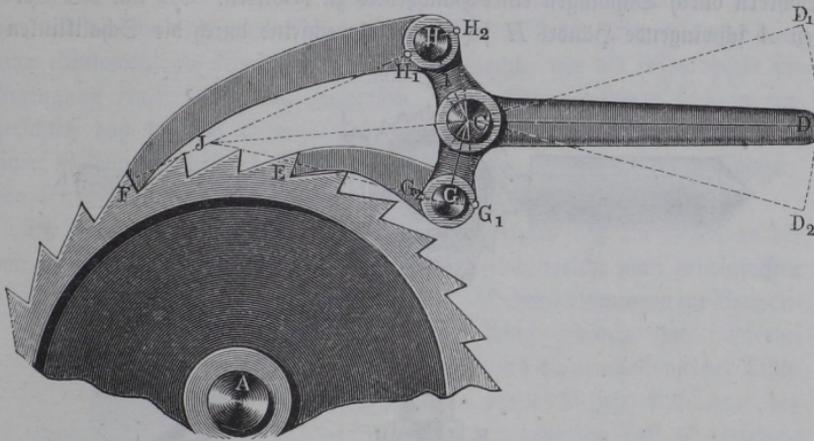


wegung begabt. Auf diese Weise erhält man zwei Schaltklinken, die abwechselnd wirken und dadurch eine besondere Sperrvorrichtung unnötig machen. Die Anordnung eines solchen doppelten Schaltwerkes ist aus Fig. 691 erkennbar. Die beiden zur Anwendung gebrachten Schiebklinten *GE* und *HF* empfangen hierbei ihre Bewegung nicht mehr von einem um die Radaxe *A* schwingenden Arme, sondern von einem um *C* drehbaren Winkelhebel *HGD*, welcher etwa an der Hand-

habe *D* in Schwingung versetzt werden kann. Denkt man diesen Hebel aus der Lage *D₁ G₁ H₁* in diejenige *D₂ G₂ H₂* gebracht, so schiebt die Klinke *GE* den Zahn *E* des Rades um eine dem Bogen *G₁ G₂* entsprechende Größe etwa eine Zahntheilung *t* voran, während die Klinke *HF* um eine gleiche Größe zurückgezogen wird. Hierbei gleitet ein Stück des Radumfangs gleich der doppelten Bewegung desselben *2t* unter der Klinke *HF* fort, wegen der entgegengesetzten Bewegung von Klinke und Radfranz. Bei der Rückschwingung des Hebels aus *D₂* nach *D₁* übernimmt dann die Klinke *HF* die weitere Verschiebung des Rades um *t*, während die rückwärtsgehende Klinke *GE* zwei Zähne überspringt. Es folgt daraus, daß hierbei eine ganze oder Hin- und Herschwingung des Hebels *DC* das Rad um zwei Zahntheilungen schaltet.

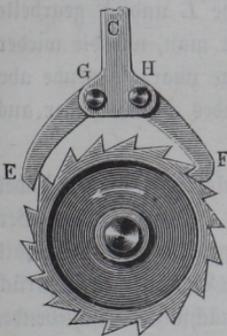
Wollte man dasselbe daher wie bei dem einfachen Schaltwerke bei jeder Doppelschwingung nur um einen Zahn umdrehen, so müßte die Schiebung durch jede Klinke natürlich auf $\frac{1}{2} t$ bemessen werden.

Fig. 691.



Die Anordnung eines derartigen Schaltwerkes ist leicht zu bewirken. Sind *E* und *F* die Stellungen der beiden Zähne, an welchen bei der angenommenen Mittelstellung des Schalthebels die Klinsen angreifen, so erhält man in den Tangenten des Theilkreises in diesen Punkten die Richtungen *EG* und *FH* für den Schub der Klinsen. Halbirt man daher den Winkel *GJH* dieser Richtungen, so hat man den Drehpunkt *C* des Schalthebels auf dieser Winkelhalbirenden so anzunehmen, daß die Perpendikel *CG* = *CH* gleich dem Hebelarme *l* des Schalthebels werden. Die letztere Länge *l* ist mit Rücksicht auf den Schwingungswinkel λ festzustellen, welchen man für den Schalthebel zulassen will. Annähernd hat man hierfür

Fig. 692.



$$l\lambda = r\tau,$$

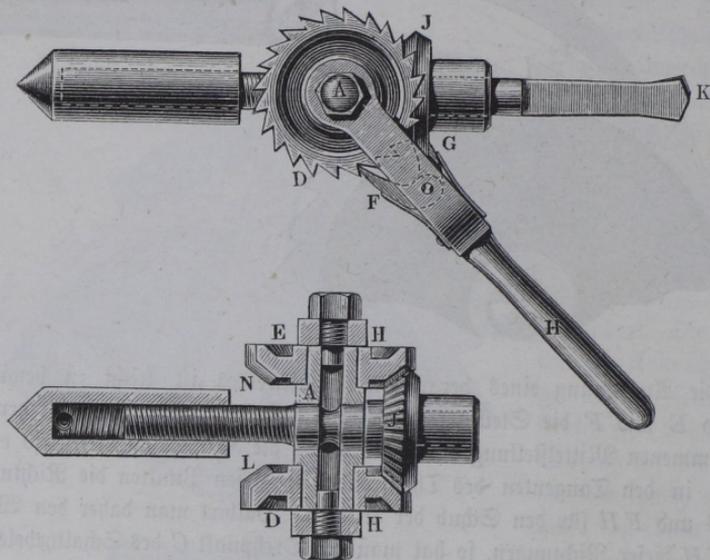
unter *r* den Halbmesser des Schaltrades und unter τ den Winkel verstanden, um welchen dasselbe durch jede Schiebklinke gedreht werden soll. Daß dieses Getriebe auch mit Sperrhaken, anstatt der Druckklinken ausgeführt werden kann, ist von selbst klar.

In Fig. 692 ist ebenfalls ein doppeltes Schaltwerk mit einer Druckklinke *GE* und einer Zugklinke *HF* dargestellt, welche, auf entgegengesetzten Seiten des Rades angreifend, nicht durch einen oscillirenden Hebel bewegt, sondern von einer Schubstange *C* geradlinig hin- und hergeführt

werden. Auch hier wirken die beiden Klinen abwechselnd beim Hin- und Hergange auf Drehung des Schaltrades im Sinne des Pfeiles.

In Fig. 693 ist noch ein Getriebe dargestellt, welches zuweilen als Werkzeug (Bohrknarre) angewendet wird, um die drehende Bewegung von Bohrern durch Schwingen eines Handhebels zu bewirken. Der um den Bolzen *A* schwingende Händel *H* setzt dabei abwechselnd durch die Schaltklinen

Fig. 693.



F und *G* zwei lose auf *A* sitzende Schalträder *D* und *E* mit entgegengesetzt gerichteten Zähnen in entgegengesetzte Bewegung. Da jedes dieser Schalträder aus einem Stücke mit je einem conischen Zahnrade *L* und *N* gearbeitet ist, welches in ein drittes Rad *J* eingreift, so erkennt man, wie die wiederholten entgegengesetzten Drehungen der Schalträder eine zwar absehbare aber stets in demselben Sinne gerichtete Drehung des Rades *J* und daher auch des Bohrers *K* zur Folge haben müssen.

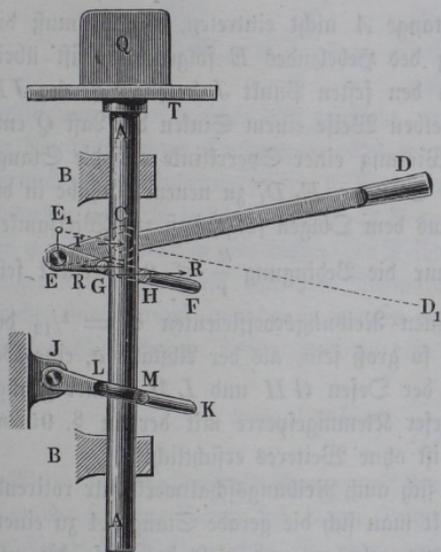
Alle bisher besprochenen Sperrungen und Schaltwerke leiden an dem Uebelstande, daß die Wirkung des Sperrregels leicht zu kleinen Stößen Veranlassung giebt. Denkt man sich nämlich, daß die Sperrklinke eines Schaltwerkes bei ihrem leeren Rückgange um einen gewissen Betrag weiter zurückgeführt ist, als gerade bis zur Angriffsfläche des demnächst zu verschiebenden Sperrzahnes, so wird die Klinke nach ihrer Umkehr diesen Weg erst leer zurücklegen müssen, ehe sie den betreffenden Zahn erreicht, und vermöge der dabei erlangten Geschwindigkeit einen Stoß auf diesen Zahn ausüben. Die-

ser verlorene Weg oder todte Gang und damit der Stoß kann um so beträchtlicher werden, je größer die Theilung der Sperrzähne ist. Um den gedachten Uebelstand zu vermeiden, hat man die sogenannten Reibungsgesperre oder Klemmgesperre construirt, bei welchen die nicht gewünschte Bewegung durch die Reibung verhindert wird, welche zwischen dem sperrenden und dem zu sperrenden Organe sich einstellt. Solche Einrichtungen kann man ebensowohl als Sperrwerke zur Verhinderung wie als Schaltwerke zur Erzeugung einer Bewegung anwenden. Alle Klemmgesperre sind so eingerichtet, daß die auf Bewegung des zu sperrenden Theils wirkende Kraft einen Reibungswiderstand hervorruft, dessen Moment dasjenige der bewegenden Kraft übersteigt.

Die Wirkungsweise solcher Klemmgesperre erklärt sich am besten an der von Saladin angegebenen Einrichtung, Fig. 694, welche man bei einfachen

Fig. 694.

Hebevorrichtungen zur Verwendung gebracht hat. Hierbei wird die oberhalb mit der Tischplatte *T* zur Aufnahme der zu hebenden Last *Q* versehene cylindrische Stange *A*, die bei *BB* in Führungen vertical geleitet wird, durch einen um den festen Drehpunkt *C* schwingenden Hebel *DE* um das Stück *EE₁* gehoben, wenn der Hebel in die Lage *E₁D₁* gedrückt wird. Die Verbindung des Hebels mit der Stange *A* ist dabei lediglich durch einen bei *E* drehbar an *DE* angeschlossenen Lenker *EF* bewirkt, welcher die cylindrische Stange *A* mit einer ovalen Dese *GH* umschließt. Daß bei dieser An-



ordnung die Stange *A* mit ihrer Belastung *Q* der Bewegung des Hebelendes *E* folgen muß, ergibt sich daraus, daß die Dese *GH* bei dieser Bewegung auf der Stange *A* nicht gleiten kann, wenn die Verhältnisse richtig gewählt sind. Die Dese legt sich nämlich wegen ihrer länglichen Form und in Folge ihres eigenen Gewichtes in zwei Punkten *G* und *H* gegen die Stange, welche in verticaler Richtung einen gewissen Abstand *a* von einander haben. In diesen Punkten wirken Stange und Dese mit gewissen Normaldrucken *R* auf einander. Sieht man von den schädlichen Reibungen der Stange *A* in

den Führungen B ab, und denkt durch den Hebel auf das Auge E des Lenkers EF eine vertical aufwärts gerichtete Kraft gleich Q ausgeübt, so ruft diese Kraft Q , wenn r deren Abstand von A ist, Reactionen R in G und H hervor, für welche man hat

$$Qr = Ra, \text{ daher } R = Q \frac{r}{a}.$$

Gesetzt nun, die Stange A würde durch den Einfluß der Belastung abwärts gleiten, so müßten außer den hier nicht betrachteten Widerständen in den Führungen B die an G und H auftretenden Reibungswiderstände φR überwunden werden, und es müßte daher Q mindestens die Größe haben:

$$Q = 2\varphi R = 2\varphi Q \frac{r}{a}.$$

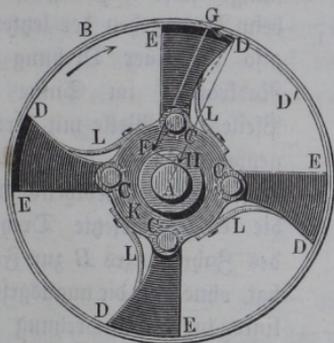
So lange Q kleiner ist als $2\varphi Q \frac{r}{a}$ oder so lange $\frac{a}{r} < 2\varphi$, kann daher ein Abwärtsgleiten der Stange A nicht eintreten, folglich muß die Last der aufsteigenden Bewegung des Hebelendes E folgen. Es ist übrigens deutlich, daß der zweite um den festen Punkt J drehbare Lenker JK vermittelt der Dese LM in derselben Weise einem Sinken der Last Q entgegenwirkt, so daß derselbe die Wirkung einer Sperrklinke auf die Stange ausübt, sobald der Hebel aus der Stellung $E_1 D_1$ zu neuem Anhub in die Lage ED zurückgeführt wird. Aus dem Obigen folgt, daß zur Wirksamkeit des betreffenden Mechanismus nur die Bedingung $\frac{a}{r} < 2\varphi$ erfüllt sein muß, beispielsweise müßte für einen Reibungscoefficienten $\varphi = \frac{1}{12}$ der Hebelsarm r mindestens sechsmal so groß sein, als der Abstand a , eine Bedingung, welcher durch die Form der Dese GH und LM immer genügt wird. Die Uebereinstimmung dieser Klemmgesperre mit der in §. 95 besprochenen Klammer (Fig. 342) ist ohne Weiteres ersichtlich.

Nach demselben Princip lassen sich auch Reibungsschaltwerke für rotirende Bewegungen ausführen, denn denkt man sich die gerade Stange A zu einem kreisförmigen Ringe oder Radkranze gebogen, und giebt der Dese die entsprechende Gestalt, so erkennt man, wie durch die schwingende Bewegung der von einem Schalthebel bewegten Dese dem Radkranze eine intermittirende Drehung ertheilt werden kann. Von den mancherlei Formen, in welchen Reibungsschaltwerke für Räder ausgeführt worden sind, mögen hier nur die beiden folgenden besprochen werden.

Bei dem von Dobo angegebenen Klemmgesperre, Fig. 695, ist die im inneren Umfange glatt ausgedrehte Scheibe B mit ihrer Nabe lose drehbar auf die Are A gesteckt. Die letztere trägt, fest verkeilt, eine Blöcse K , an deren Bolzen C vier sectorenförmige Hebel CED drehbar befestigt sind,

welche durch schwache Federn L so gegen den inneren Radumfang gelegt werden, daß sie in den Punkten D mit mäßiger Kraft sich gegen die Scheibe B legen. Denkt man nun etwa die Scheibe B im Sinne des Pfeiles rechts-um gedreht, so werden die Sektoren durch die bei D wirkende geringe Reibung im Sinne der Bewegung einem Drucke ausgesetzt, welcher die Federn

Fig. 695.



ein wenig zurückbiegt, ein Mitnehmen der Welle A ist indessen vermöge dieser geringen Kraft nicht möglich. Wird dagegen die Scheibe B in der entgegengesetzten Richtung gedreht, so wird die an D auf den Sector in der Umfangsrichtung wirkende Reibung DG auf den Sector CD , ähnlich wie auf einen Kniehebel ACD , wirken, und dadurch ein so beträchtlicher Druck an D erzeugt werden, daß die Reibung daselbst die Mitnahme der Welle A veranlaßt. Die

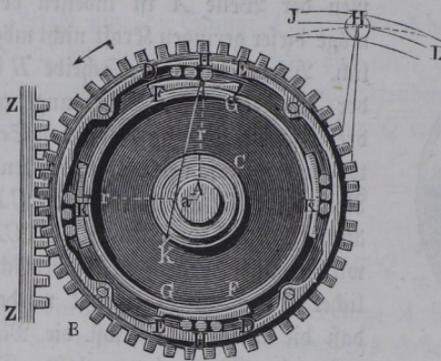
Bedingung, unter welcher dies geschieht, läßt sie wie folgt ermitteln. Wenn bei der angestrebten Drehung der Scheibe von dieser ein Druck $N = DH$ normal zur Berührungsfläche, d. h. in radialer Richtung auf den Sector ausgeübt wird, so hat die dadurch an D veranlaßte Reibung den Betrag $DG = \varphi \cdot DH$, unter φ wie bisher den Reibungscoefficienten verstanden. Diese tangentielle Kraft giebt mit dem Normaldrucke DH eine Mittelkraft DF , welche, wie bekannt, mit der Normalen oder dem Radius DA einen Winkel ADF gleich dem Reibungswinkel bildet, man hat nämlich

$$\operatorname{tang} ADF = \frac{DG}{DH} = \varphi.$$

Wenn nun diese Kraftrichtung zwischen die beiden Axen A und C fiele, so würde sie eine Lösung bei D zur Folge haben, wenn sie dagegen, wie in der Figur, durch C gerichtet ist, oder jenseit an C vorbeigeht, daß also A und C auf derselben Seite von ihr liegen, so muß diese Kraft das Bestreben haben, den Sector so zu drehen, daß der Druck N und die Reibung in D immer größer werden. Hierin liegt der Beweis für die Klemmwirkung, für welche demnach die Bedingung gilt, daß der nach dem hintersten Punkte D des Sectors von dessen Charnierbolzen C gezogene Leitstrahl mit dem Radius DA einen Winkel bildet, welcher kleiner ist als der Reibungswinkel. Es ist unschwer einzusehen, wie durch eine Verbreiterung der Sektoren, z. B. durch eine Verlegung des hintersten Punktes von D nach D' , die Eigenschaft der Sperrung aufgehoben werden kann.

Ein jedenfalls wirksameres Reibungschaltwerk ist das an den bekannten Langer-Otto'schen Gasmaschinen vielfach angewandte, wovon Fig. 696 eine Skizze giebt. Auf der Ase *A* ist hier der äußerlich verzahnte Radkranz *B* lose drehbar befindlich, in welchen Zahnkranz die auf- und niedergehende gezahnte Kolbenstange *Z* der Gasmaschine eingreift. Die Kuppelung zwischen

Fig. 696.



A die cylindrische glatt abgedrehte Scheibe *C* gefeilt, und der innere Umfang des lose drehbaren Zahnkranzes *B* an mehreren Stellen spiralförmig, wie die Curven *DHE* angeben, profilirt. Mit jeder dieser Spiralen correspondirt ein gebogenes Keilstück *FG*, welches, innerlich an die glatte Scheibe *C* sich anschließend, äußerlich parallel zu der spiralförmigen Profilirung *DHE* des Kranzes ist. Zwischen je zwei Flächen *DE* und *FG* endlich sind kleine Cylinder *K* von Stahl eingelegt. Die Wirkung dieser Anordnung ist nun folgende: Während die Ase *A* mit der Scheibe *C* ununterbrochen nach links im Sinne des Pfeiles sich bewegt, wird bei der aufsteigenden Bewegung der Kolbenstange *Z* der Zahnkranz nach rechts gedreht, wobei auf die Walzen *K* ein besonderer Druck nicht ausgeübt wird, indem die beiden schrägen Flächen *DE* und *FG* sich dabei so zu verschieben trachten, daß ihr Abstand sich vergrößert. Wenn dagegen der Kolben in seiner höchsten Stellung durch den atmosphärischen Druck abwärts gedrückt wird, dreht sich der Zahnkranz *B* in gleichem Sinne wie die Scheibe *C*, und zwar zunächst mit größerer Geschwindigkeit. Dadurch verschieben sich die Flächen *DE* über *FG*, der Abstand zwischen beiden wird kleiner und die Walzen *K* empfangen von der Fläche *DE* einen Druck, welchen sie direct auf das Keilstück *FG* und durch dieses auf die Scheibe *C* übertragen. Hierdurch wird am Umfange dieser Scheibe eine gewisse Reibung erzeugt, und es kommt daher darauf an, das Moment dieser Reibung größer zu machen als das Moment der treibenden Kraft *P* an dem Zahnkranze, damit nicht jene Reibung an

der Welle *A* und der Kolbenstange ist so einzurichten, daß beim Niedergehen der letzteren, also bei einer Drehung des Radkranzes im Sinne des Pfeiles, die Welle mit herumgenommen wird, während das Aufsliegen des Kolbens zwar die entgegengesetzte Drehung des Zahnkranzes *B* zur Folge hat, ohne aber die unausgesetzte linksgängige Umdrehung der Schwungradwelle *A* zu stören. Zu dem Ende ist auf die Welle

der Scheibe C , sondern der Nutzwiderstand an der Triebwelle A durch die Kolbenkraft P überwunden werde.

Die Bedingungen hierfür zu untersuchen, sei r der Theilkreisradius des Zahnrades B , also Pr das Moment der Umdrehungskraft der Kolbenstange. Ferner sei r_1 der Radius der glatten Scheibe C , r der Radius eines mittleren Punktes H in der spiralförmigen Mittellinie der durch die Flächen DE und FG gebildeten canalförmigen Rinne und γ der Winkel, welchen diese mittlere Spirale JL in H mit dem durch H um A gelegten Kreise bildet. Der auf die Walze wirkende Druck K hat dann von der Ase A einen Abstand $a = r \sin \gamma$. Zur Bestimmung von K hat man daher die Gleichung

$$Pr = Ka = Kr \sin \gamma,$$

woraus

$$K = P \cdot \frac{r}{r \sin \gamma}$$

folgt. Dieser Druck K erzeugt nun einen Normaldruck N des Keiles FG gegen die Scheibe C , welcher sich zu

$$N = K \cos \gamma = \frac{Pr}{r \tan \gamma}$$

bestimmt. Folglich ist das Moment der an der Scheibe C vom Radius r_1 auftretenden Reibung durch

$$\varphi N \cdot r_1 = \varphi \frac{Pr}{r \tan \gamma} r_1$$

gegeben, und dieser Ausdruck muß, um ein Gleiten zu vermeiden, größer sein als das Kraftmoment Pr . Als Bedingung hat man daher

$$\varphi \frac{r_1}{r \tan \gamma} > 1$$

oder

$$\frac{r}{r_1} \tan \gamma < \varphi.$$

Wollte man die wenig verschiedenen Radien r und r_1 als gleich ansehen, so würde die Bedingung folgen, daß die spiralförmige Mittellinie des mehrgedachten Walzencanals in keinem Punkte von dem durch diesen Punkt zur Ase concentrischen Kreise um den Betrag des Reibungswinkels abweichen darf.

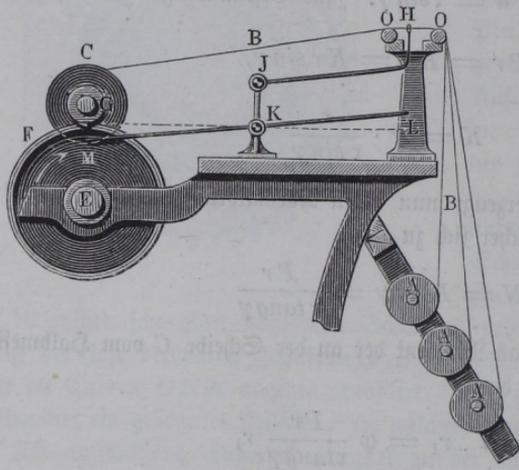
Es mögen hier noch einige der sogenannten Selbstauslösungen besprochen werden, d. h. solche Vorrichtungen, welche einen Stillstand des bewegten Theils herbeiführen, sobald eine gewisse unvorhergesehene Zufälligkeit eintritt. Solche Vorrichtungen finden namentlich in der Fadenindustrie häufige Ver-

wendung, wo sie angewandt werden, um bei einem etwaigen Fadenbruche die Bewegung der Maschine aufzuheben. Bei der geringen Spannung, welche der Faden oder das Gespinnst überhaupt nur auszuhalten vermag, ist es natürlich erforderlich, die zur Anwendung kommenden Organe möglichst leicht und empfindlich zu gestalten.

Eine der einfachsten Einrichtungen dieser Art ist die bei Seidenduplirmaschinen vorkommende durch Fig. 697 erläuterte Selbstauslösung.

Die Duplirmaschine hat den Zweck, drei, vier oder mehr der feinen Coconsäden, welche auf den

Fig. 697.



Spulen *A* sich aufgewickelt finden, von diesen abziehen und den mehrfachen Fäden gleichmäßig auf eine andere, die Duplirspule *C*, aufzuwinden. Zu dem Ende wird die Spule *C* von der Triebaxe *E* mittelst der Frictionscheibe *F* umgedreht, indem die Spule *C* mit dem glatten Scheibchen *G* auf dem Umfange

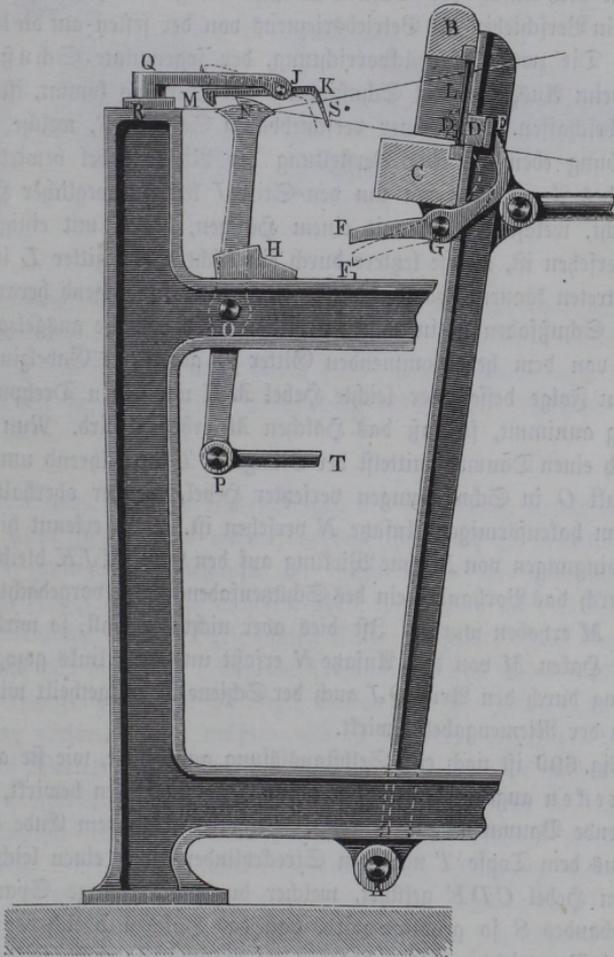
von *F* aufruhet. Sobald nun einer von den über die Glasstäbchen *O* geführten Seidenfäden *B* reißt, soll die Spule *C* stillgehalten werden, um Ungleichmäßigkeiten des Productes zu vermeiden. Zu dem Ende ist jeder Faden *B* durch das Dehr *H* eines leichten, um *J* drehbaren Drahtes *JH* gezogen, welcher Draht daher von dem Faden getragen wird. Beim Reißen des Fadens fällt dieser Draht nieder und wird von einem anderen unter ihm befindlichen Drahte *ML* aufgefangen, welcher, um den Stift *K* leicht drehbar, durch den niederfallenden Draht *H* in die punktirte Lage gebracht wird, in welcher das Ende *M* sich gegen einen Zahn des mit der Spule *C* verbundenen Sperrrädchens stemmt und die Spule dadurch sperrt. Die Triebaxe *E*, welche gleichzeitig eine große Anzahl von Spulen bewegt, wird dabei nicht angehalten, indem die Scheibe *F* an derjenigen *G* schleift.

Von besonderer Wichtigkeit sind die Selbstauslösungen für die mechanischen Webstühle, und es kommen bei einem solchem in der Regel zwei verschiedene solche Vorrichtungen vor, von denen die eine den Stuhl auszurücken hat, für den Fall, daß die Schütze ihren Gang durch die Kette nicht

vollenden, sondern zwischen den Kettenfäden liegen bleiben sollte, während die zweite zur Wirkung kommt, wenn der Schützenfaden gerissen oder zu Ende gegangen sein sollte.

In Fig. 698 bedeutet *AB* die um die feste Ase *A* schwingende Web-
lade, welche im oberen Theile zwischen dem Deckel *B* und dem Klotze

Fig. 698.



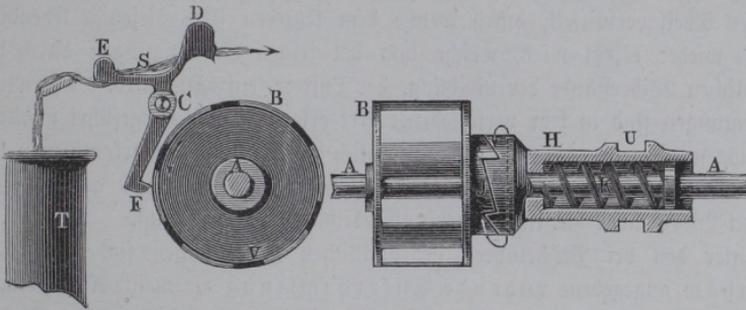
C zu jeder Seite des Gewebes mit einem Kästchen zur Aufnahme der Schütze versehen ist. Die Rückwand *D* dieses Kästchens ist nun um eine verticale Angel wie eine Thür so drehbar gemacht, daß sie nach hinten heraus gedrückt werden kann, wie in der Figur bei *D* gezeichnet ist. Dieses Herausdrücken

aus der Lage D_1 in diejenige D besorgt die ankommende Schütze. In Folge dessen wird der Winkelhebel EGF , welcher um die an der Lade feste Ase G drehbar ist, so gestellt, daß der Kopf des Hebels F frei über dem Ansätze H spielen kann, wenn die Lade nach vorn schwingt. Ist dagegen die Schütze nicht vollständig in das Schützenkästchen getreten, die Klappe D daher in der Lage D_1 stehen geblieben, so stößt der Hebel GF in seiner tieferen Stellung F_1 gegen den Ansatz der Schiene H und bringt durch Fortschieben dieses Theils ein Verschieben des Betriebsriemens von der festen auf die lose Scheibe hervor. Die zweite Ausrückvorrichtung, der sogenannte Schußwächter, welche beim Ausgehen des Schußfadens zur Wirkung kommt, ist folgendermaßen beschaffen. Auf einer verschiebbaren Schiene R , welche durch ihre Verschiebung ebenfalls eine Verstellung der Riemengabel bewirkt, ist vermittelst des Armes QJ ein um den Stift J leicht beweglicher Hebel MK angebracht, welcher bei M mit einem Haken, bei K mit einigen Gabelzinken versehen ist, welche letztere durch ein leichtes Kostgitter L in der Lade hindurchtreten können, sobald dieselbe nach links schwingend herantritt. Ist nun der Schußfaden S in richtiger Art von der Schütze ausgelegt, so wird derselbe von dem herankommenden Gitter L gegen die Gabelzinken K gedrückt, in Folge dessen der leichte Hebel MK um seinen Drehpunkt J eine Drehung annimmt, so daß das Haken M erhoben wird. Nun ist NOP ein durch einen Daumen mittelst der Stange PT fortwährend um den festen Drehpunkt O in Schwingungen versetzter Hebel, welcher oberhalb ebenfalls mit einem hakenförmigen Ansätze N versehen ist. Man erkennt hieraus, daß die Schwingungen von N ohne Wirkung auf den Hebel MJK bleiben müssen, wenn durch das Vorhandensein des Schützenfadens S in vorgedachter Art das Haken M erhoben wurde. Ist dies aber nicht der Fall, so wird der nicht erhobene Haken M von dem Ansätze N erfaßt und nach links gezogen, welche Bewegung durch den Arm QJ auch der Schiene R mitgetheilt wird, die ein Umlegen der Riemengabel bewirkt.

In Fig. 699 ist noch eine Selbstauslösung angedeutet, wie sie an Baumwollstreifen angewendet worden ist und ein Ausrücken bewirkt, wenn das zu streckende Baumwollband S reißt. Letzteres ist zu dem Ende auf seinem Wege aus dem Topfe T nach den Streckzylindern über einen leichten um C drehbaren Hebel CDF geführt, welcher durch die geringe Spannung des Streckbandes S so gehalten wird, daß das Haken F sich der rotirenden Trommel B entzieht. Wenn dagegen die Baumwolle reißt, tritt der Haken F vermöge seines Uebergewichtes unter eine der Schienen V der Trommel B und hält dieselbe in ihrer Drehung an. Diese Trommel ist lose auf die fortwährend in Umdrehung erhaltene Ase A gesteckt und erhält ihre Bewegung durch die Reibung zwischen den schrägen Zähnen der Nabe J und der verschiebbaren Kuppelungshülse H , welche letztere für gewöhnlich durch

die Schraubenfeder *K* gegen *J* gedrückt wird. Es ist danach klar, wie bei festgehaltener Trommel *B* die sich weiter drehende Hülse *H* vermöge der schrägen Zähne sich auf der Axe *A* verschieben muß und mit Hülse der Hals-

Fig. 699.



nuth *U* die Ausrückgabel für den Betriebsriemen der Strecke bewegen kann. Alle derartigen Auslösungen sind wegen der Zartheit des Bandes so eingerichtet, daß das Auslösen nicht durch dieses, sondern durch einen besonders bewegten Theil geschieht, dessen Einwirkung durch das Brechen des Bandes eingeleitet wird.

Hemmungen. Zu den Ausrückungen der Bewegung, welche durch Ein- §. 173.
schaltung eines Hindernisses wirken, gehören auch die Hemmungen der Uhren und sonstigen Zeitmeßapparate. Man würde eine gleichmäßige Bewegung der Zeiger einer Uhr nicht erreichen, wenn man die von dem niedersinkenden Gewichte oder der gespannten Feder ausgeübte Kraft ohne Unterbrechung auf das die Zeiger bewegende Triebwerk wirken lassen wollte, indem dann die Bewegung eine beschleunigte werden und der Zweck einer genauen Zeitmessung verloren gehen müßte. Es ist vielmehr nöthig, die Bewegung des ganzen Werkes in gewissen, regelmäßig auf einander folgenden Zeitpunkten zu unterbrechen und wieder stattfinden zu lassen, so daß die Bewegung eine in sehr kleinen Intervallen erfolgende absetzende wird. Wenn auch während eines solchen kleinen Intervalls die Bewegung streng genommen keine gleichmäßige sein kann, so wird doch die Totalwirkung des Mechanismus einer gleichmäßigen Bewegung um so mehr sich nähern, je größer die Regelmäßigkeit ist, mit welcher die gedachten Aus- und Einrückungen des Triebwerkes erfolgen. Als Regulator, d. h. als dasjenige Organ, durch welches diese Bewegungsunterbrechungen in gleichen Zeitabschnitten herbeigeführt werden, bedient man sich bekanntlich des Pendels bei stationären und der Unruhe, d. h. einer schwingenden Feder, bei transportablen Uhren, und man versteht unter der Hemmung einer Uhr den Mechanismus, welcher