

Ein- und Ausrückvorrichtungen.

§. 167. **Ausrückung im Allgemeinen.** Um eine Maschine oder einen Theil derselben jederzeit nach Bedürfniß in oder außer Thätigkeit zu setzen, dienen die sogenannten Ein- und Ausrückvorrichtungen. Dieselben haben nicht nur den Zweck, ein willkürliches Ingangsetzen und Wiederstillstellen der Maschinen zu ermöglichen, sondern man bedient sich derselben auch vielfach, um die Bewegung eines Maschinenorgans plötzlich abzuändern, indem man durch Ausrückung die vorhandene Bewegung aufhebt und darauf folgende Einrückung die beabsichtigte neue Bewegung auf den Maschinentheil überträgt. Zur Erreichung dieses Zweckes giebt man den betreffenden Getrieben eine solche Einrichtung, daß durch eine bestimmte, auf einen gewissen Maschinentheil übertragene Bewegung das Einrücken oder Inbetriebsetzen dieses Theiles und der mit ihm verbundenen Maschinenglieder bewirkt wird, während die entgegengesetzte Bewegung des gedachten Theiles ein Ausrücken oder Ausbetriebsetzen desselben zur Folge hat. Es geht hieraus hervor, daß jedes ausrückbare Getriebe auch wieder zum Einrücken tauglich ist.

Das Ein- und Ausrücken kann von der Hand des Maschinenführers geschehen, wie dies natürlich immer bei dem anfänglichen Anlassen und schließlichen Abstellen jeder Maschinenarbeit der Fall ist. Es kann aber auch das zeitweilige Aus- und Einrücken durch automatisch wirkende besondere Getriebe geschehen, welche so angeordnet sind, daß sie entweder regelmäßig in gewissen Zeitintervallen ihre Wirkung äußern, wie z. B. die Pendel bei den Uhren, oder daß sie bei gewissen Zufälligkeiten in Wirksamkeit treten, wie dies z. B. den Sicherheitsvorrichtungen für Fadenbruch an mechanischen Webstühlen eigenthümlich ist.

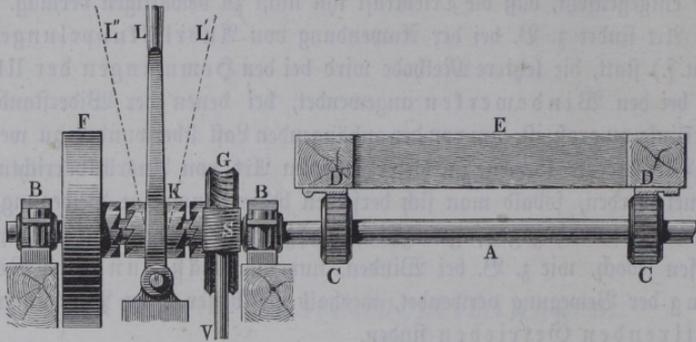
Die Ausrückung eines in Bewegung befindlichen Getriebes kann im Allgemeinen in einer zweifachen Art bewirkt werden, entweder nämlich dadurch, daß man die bewegende Kraft veranlaßt, nicht weiter auf das Getriebe einzuwirken, oder dadurch, daß man der Bewegung einen Widerstand von solcher Größe entgegensetzt, daß die Triebkraft ihn nicht zu bewältigen vermag. Die erstere Art findet z. B. bei der Anwendung von Ausrückkuppelungen (s. §. 29 u. f.) statt, die letztere Methode wird bei den Hemmungen der Uhren sowie bei den Windwerken angewendet, bei denen der Widerstand der Sperrklinke zu groß ist, um von der anhängenden Last überwunden zu werden. Auch Bremswerke können zu dieser letzteren Art von Ausrückvorrichtungen gerechnet werden, sobald man sich derselben bedient, um eine Bewegung, wie die eines Eisenbahnzuges, gänzlich aufzuheben, meistens werden die Bremsen jedoch, wie z. B. bei Winden, nur zur Mäßigung und Regulirung der Bewegung verwendet, weshalb sie besser ihren Platz unter den regulirenden Getrieben finden.

Es sollen zunächst diejenigen Ausrückvorrichtungen besprochen werden, bei welchen das Ausrücken dadurch erfolgt, daß die Einwirkung der treibenden Kraft auf den betreffenden Maschinentheil aufgehoben wird.

Kuppelungen. Die zur lösbaren Verbindung zweier Wellen angewendeten Ausrückkuppelungen sind bereits in den §§. 29 bis 31 näher besprochen worden, und es ist daselbst auch schon der eigenthümlichen Wirkungsweise der verschiedenen Zahn- und Reibungskuppelungen gedacht worden. Hierbei war vorausgesetzt worden, daß die beiden Kuppelungstheile auf zwei verschiedenen Wellen undrehbar befestigt seien, und daß die eine Welle von der anderen je nach Bedarf eine Drehung empfangen soll oder nicht. Man kann die Einrichtung aber auch in der Weise treffen, daß eine Welle im Bedürfnisfalle ihre Drehung von einem losen auf ihr sitzenden Rade oder sonstigen Organe erhält, welches sich stetig in Umdrehung befindet. Hierzu ist nur erforderlich, daß man dieses treibende Organ als die eine Hälfte der Kuppelung ausbildet, d. h. also etwa mit Zähnen versehen, und daß man den zugehörigen anderen Theil der Kuppelung als einen auf der Welle zwar verschiebbaren aber undrehbaren Muff anordnet. Die Ein- und Ausrückung geschieht dann in derselben Weise durch Verschiebung des Muffes auf der Welle, welche vermöge einer prismatischen Feder mitgenommen wird. Eine derartige Anordnung, wie sie häufig bei Sägegattern zum Vor- und Rückfahren des Blockwagens gefunden wird, zeigt Fig. 646 (a. f. S.). Hierin bedeutet *A* die in den Lagern *B* unterstützte Schiebewelle, welche mit Hilfe der beiden auf ihr festgekeilten Zahnräder *C* den rahmenförmigen Blockwagen *E* verschiebt, der zu dem Ende unterhalb mit Zahnstangen *D* versehen ist. Je nach der links- oder rechtsgängigen Drehung der Welle *A* wird daher der

Wagen den Block der Säge entgegenbringen oder ihn zurückführen. Hierbei pflegt man die rückgängige Bewegung wegen der Zeiterparniß immer mit größerer Geschwindigkeit vorzunehmen, als die Vorwärtsbewegung während

Fig. 646.



des Schneidens, welche der Natur der Sache nach nur sehr langsam geschehen kann. Zu dem Zwecke sind auf der Welle *A* die Riemscheibe *F* und das Schneckenrad *G* lose drehbar angebracht, und man ertheilt diesen beiden Rädern fortwährend Bewegung in entgegengesetztem Sinne. Die Riemscheibe *F* wird direct durch einen Riemen von der Hauptbetriebswelle der Mühle in schnelle Umdrehung versetzt, während das Schneckenrad *G* durch die Schraube ohne Ende *S* der stehenden Hilfsaxe *V* langsam in entgegengesetzter Richtung umgedreht wird. Zwischen der Riemscheibe und dem Schraubenrade ist nun der mittelst seiner Nuth auf einer Feder verschiebliche Kuppelmuff *K* angebracht, welcher zu jeder Seite mit schrägen Kuppelzähnen versehen ist, deren zugehörige Gegenzähne sich an der Scheibe *F* und an dem Rade *G* befinden. Während daher in der gezeichneten Mittelstellung des Muffs die Schiebewelle *A* eine Bewegung nicht empfängt, der Wagen also still steht, wird der letztere langsam voran- oder schnell zurückgeführt werden, je nachdem man durch Stellung des Händels *L* in die Lage *L'* oder *L''* den Kuppelmuff mit dem Schneckenrade oder mit der Riemscheibe in Eingriff bringt. Diese Verstellung des Hebels geschieht hier durch die Hand des Müllers.

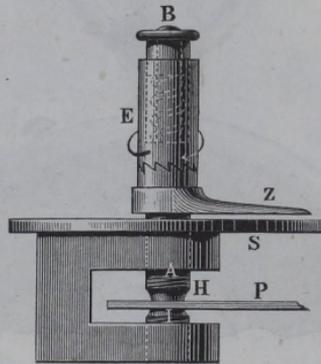
Hier läßt sich auch das unter dem Namen des Bréguet'schen Schlüssels bekannte kleine Instrument zum Aufziehen der Uhren, Fig. 647, anführen. Der eigentliche Uhrschlüssel *A* ist hier bei *B* zu einem dünneren Stifte *C* abgesetzt, auf welchen lose drehbar die Hülse *E* geschoben ist, an welcher die Drehung bewirkt wird. Die untere Stirnfläche dieser Hülse und der Ansatz des Schlüssels bei *B* sind mit schrägen Zähnen nach Art einer Kuppelung versehen, und es wird durch ein Federchen *F* der Contact dieser Zahnflächen erhalten. Wird daher die Hülse *E* in der Richtung des Pfeiles

umgedreht, so wird durch die Kuppelungszähne der Schlüssel *A* mitgenommen und die Uhr aufgezo- gen. Bei der entgegengesetzten Drehung der Hülse schiebt sich dieselbe indessen auf den schrägen Zahnflächen unter Zusammen- drückung der Feder empor, so daß die Hülse *E* leer zurückgeht. Bei diesem Zurückdrehen der Hülse wird der Schlüssel *A* in der dem Pfeile entgegen- gesetzten Richtung nur mit einer Kraft angegriffen, welche der Reibung zwischen den Kuppelungszähnen entspricht. Man hat von diesem Verhalten Gebrauch gemacht, um bei Mikrometerschrauben, wie sie z. B. zum Messen von Blechdicken dienen, Fig. 648, den Druck möglichst constant zu machen,

Fig. 647.



Fig. 648.

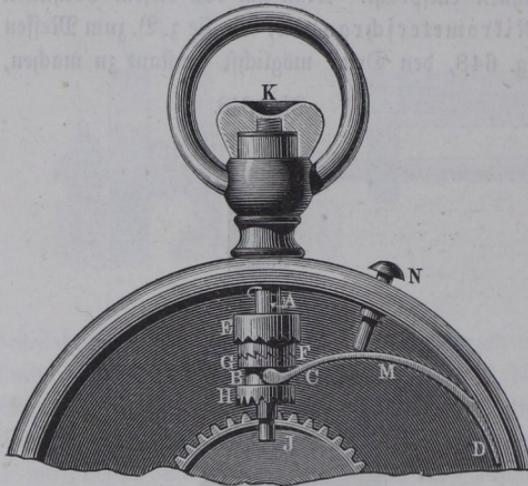


mit welchem die zu messende Platte *P* zwischen die beiden Baden *H* und *I* geklemmt wird. Die Mikrometerschraube *AB*, welche durch den Abstand ihrer Endfläche *H* von der Fläche *I* die Dike bestimmen soll, wird hier eben- falls durch die gezahnte Hülse *E* gedreht, aber die schrägen Zähne der Kuppe- lung sind hier so gestellt, daß die Schraube nur durch die Reibung zwischen den Zähnen mitgenommen wird. Es ist auf diese Weise vermieden, die Schraube beim Messen mit größerer Kraft, als dieser Reibung entspricht, auf die zu messende Platte zu drücken, und dadurch die Möglichkeit gegeben, die verschiedenen Messungen unter gleichen Verhältnissen vorzunehmen. Die Art, wie bei solchen Mikrometerschrauben durch den mit der Schraube ver- bundenen Zeiger *Z* auf der festen Scalenscheibe *S* der Drehungswinkel und daraus und aus der bekannten Steigung der Schraube der Abstand zwischen *H* und *I* bestimmt wird, darf als hinlänglich bekannt vorausgesetzt werden.

Eine ebenfalls hierher gehörige Einrichtung zeigen die unter dem Namen der *Remontoirs* bekannten Mechanismen zum Aufziehen der Taschenuhren ohne besonderen Uhrschlüssel. Hier ist der Knopf *K*, Fig. 649, an welchem das Aufziehen geschieht, mit einer Stahlfaxe *A* versehen, welche im

Ganzen cylindrisch und nur an der Stelle vierkantig gearbeitet ist, an welcher der kleine Kuppelungsmuff *B* befindlich ist. Bei der Umdrehung des Knopfes *K* muß daher dieser Muff nach jeder Richtung folgen. Zum Aufziehen der Triebfeder dient nun ein auf *A* lose drehbares Rädchen *E*, welches bei seiner Umdrehung vermittelt seiner Zähne in ein auf dem Federstifte sitzendes

Fig. 649.



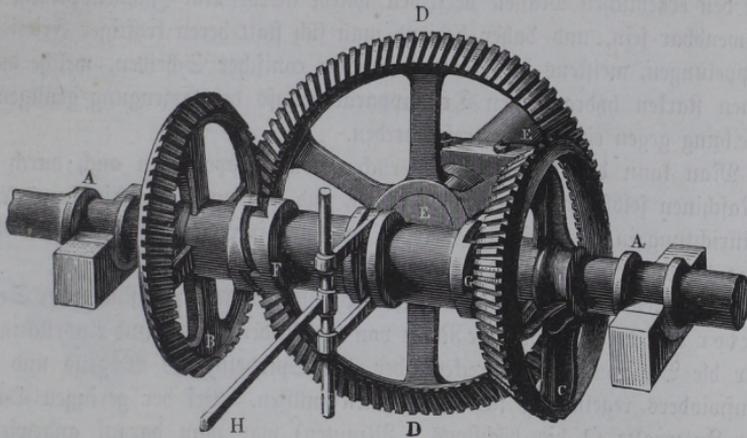
Rad eingreift. Da dieses Rad *E* mit dem Kuppelungsmuffe *B* mittelst der schrägen Zähne an *F* und *G* in Verbindung steht, indem die Feder *DMC* beide Theile für gewöhnlich zusammenhält, so erkennt man, wie das Aufziehen an dem Knopfe *K* in ähnlicher Art, wie mit einem Bréguet'schen Schlüssel geschehen kann, da das Rad nur mitgenommen wird, wenn man die Axe *A* und den Muff *B* in der Rich-

tung des Pfeiles dreht, bei der entgegengesetzten Drehung indessen die Feder ausweicht. Um mit dieser Vorrichtung auch die Uhrzeiger zu verstellen, hat man nur nöthig, durch einen gelinden Druck auf den Stift *N* den Kuppelungsmuff außer Eingriff mit *F* zu bringen, worauf die zu einem Zahnrade gestaltete andere Seite *H* des Muffs in ein Zahnrad *J* eingreift, welches mit den Zeigern in Verbindung steht.

In welcher Weise man mit Hülfe von Ausrückkuppelungen von einer immer in derselben Richtung sich umdrehenden Axe eine andere solche abwechselnd nach der einen und anderen Richtung umdrehen kann, erkennt man aus den beiden Figuren 650 und 651. Bei dem conischen Wendegetriebe, Fig. 650, sind die beiden Räder *B* und *C* lose auf die Axe *A* gesetzt, von welcher letzteren hierbei der Betrieb ausgeht. Durch entsprechende Verschiebung des auf der Welle *A* undrehbar befindlichen Kuppelungsmuffs *FG* kann entweder das Rad *B* oder *C* mit der Welle *A* gekuppelt werden, und nimmt dementsprechend die Welle *E* durch das Rad *D* die eine oder andere Drehung an. Es kann bemerkt werden, daß die beiden Räder *B* und *C* stets mit gleicher Geschwindigkeit in entgegengesetzten Richtungen umlaufen.

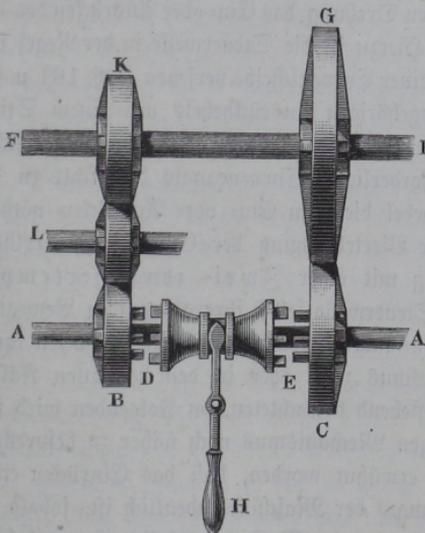
Dagegen stellt die Fig. 651 ein Wechselgetriebe für parallele Wellen vor. Auch hier sitzen die Räder *B* und *C* lose auf der treibenden Welle *A*, und können, wie bei der vorhergehenden Anordnung, durch den Kuppelungsmuff

Fig. 650.



DE nach Belieben mit der Triebwelle verbunden werden. Es ist nun leicht ersichtlich, daß die zu treibende Welle *F* nach der einen oder nach der anderen Richtung gedreht wird, je nachdem sie ihre Bewegung direct durch das Räder-

Fig. 651.



paar *C* und *G* erhält, oder das Räderpaar *B* und *K* durch das zwischengeschaltete Wechselrad *L* die Drehung bewirkt. Sollen die Geschwindigkeiten in beiden Fällen gleich sein, so hat man nur die Verhältnisse der Radhalbmesser gleich zu machen, so daß

$$\frac{C}{G} = \frac{B}{K}$$

ist, da die Größe des Wechselrades hierbei ohne Einfluß ist. Man hat dieses Getriebe in neuerer Zeit mit Vortheil zum Betriebe von sogenannten Reversionswalzwerken angewandt, d. h. Walzwerken zum Walzen von Stahl und Eisen,

bei denen die Bewegungsrichtung abwechselnd entgegengesetzt ist, um mit geringstem Zeitverluste dem Materiale die erstrebte Form zu geben. Man hat sich in diesem Falle zu denken, daß *AA* die Dampfmaschinenaxe und *FF* die Axe der Unterwalze ist. Bei dem schnellen Gange derartiger Walzen und bei den erheblichen Massen derselben würde hierbei eine Zahnkuppelung unanwendbar sein, und daher bedient man sich statt deren kräftiger Frictionskuppelungen, meistens in Form ebener oder conischer Scheiben, welche durch einen starken hydraulischen Druckapparat behufs der Erzeugung genügender Reibung gegen einander gepreßt werden.

Man kann das Ein- und Ausrücken von Kuppelungen auch durch die Maschinen selbstthätig vornehmen lassen, und man wird eine dies bezweckende Einrichtung in solchen Fällen wählen, in denen in regelmäßiger schneller Aufeinanderfolge ein promptes Ein- und Ausrücken erforderlich ist.

Die besten Beispiele hierfür bietet der selbstthätige Spinnstuhl oder *Self-actor* dar, bei welchem eine Reihe von verschiedenen Ein- und Ausrückungen für die Bewegung der Streckcylinder, der Spindeln, des Wagens und des Aufwinders regelmäßig sich wiederholen müssen. Bei der geringen Dauer der Intervalle (1 bis höchstens 2 Minuten) war man darauf angewiesen, diese Ein- und Ausrückungen durch einen selbstthätig wirkenden Mechanismus, den Steuerungsapparat, zu bewirken. Dieser Steuerungsmechanismus, welcher meist eine complicirte und sinnreiche Einrichtung aufweist, kann sehr verschieden sein. Fast immer aber zeigt er eine sogenannte Steuerwelle, welcher in gewissen Momenten eine ruckweise Drehung um genau den halben oder auch den vierten Theil eines vollen Umgangs ertheilt wird, und welche vermöge dieser partiellen Drehung das Ein- oder Ausrücken der betreffenden Kuppelungen bewirkt. Hierzu ist die Steuerwelle in der Regel für jede zu regierende Kuppelung mit einer Curvenscheibe versehen (s. §. 161 u. f.), in deren Nuth das Ende des zugehörigen Ausrückhebels mit einem Stifte eingreift. Es ist nach dem im vorhergehenden Capitel Gesagten auch ersichtlich, wie man die Form des erforderlichen Curvencanals dergestalt zu bestimmen hat, daß dem Ausrückhebel die zum Ein- oder Ausrücken nöthige Bewegung durch eine halbe oder Vierteldrehung der Curvenscheibe ertheilt wird, je nachdem die Steuerung mit einer Zwei- oder Vierteltempowelle arbeitet. Daß auch die Steuerwelle selbst ihre absehbenden Bewegungen nur durch einen gewissen Ein- und Ausrückmechanismus erhalten kann, ist an sich klar; dieser Mechanismus zeigt aber in den bekannten Fällen andere Einrichtungen als die vorstehend betrachteten, im Folgenden wird sich Gelegenheit finden, einen derartigen Mechanismus noch näher zu besprechen.

Es ist schon früher (§. 29) erwähnt worden, daß das Einrücken einer Zahnkuppelung während des Ganges der Maschine bedenklich ist, sobald die Geschwindigkeit groß und die zu bewegende Masse beträchtlich ist, weil hier-

bei unvermeidlich Stoßwirkungen eintreten. Letzteres ist beim Ausrücken zwar nicht der Fall, wohl aber wird das Ausrücken von Zahnkuppelungen um so schwieriger sein, je größer die zu übertragende Kraft ist, weil von der letzteren die Reibungswiderstände abhängen, welche der zu verschiebende Kuppelmuff an den Druckflächen der Zähne und in seiner Führungsnuth findet. Für Fälle, in denen es sich darum handelt, eine schwere Zahnkuppelung leicht und sicher auszurücken, hat man daher besondere Vorrichtungen construirt, welche ein selbstthätiges Ausrücken der Kuppelung bewirken. In Fig. 652 ist die

Fig. 652.

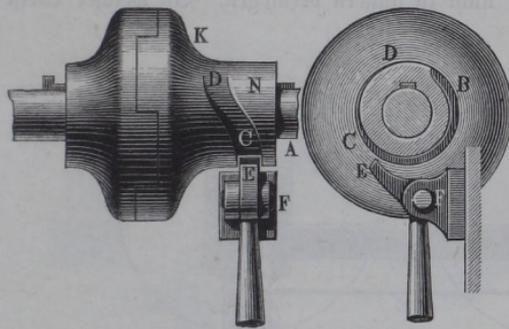
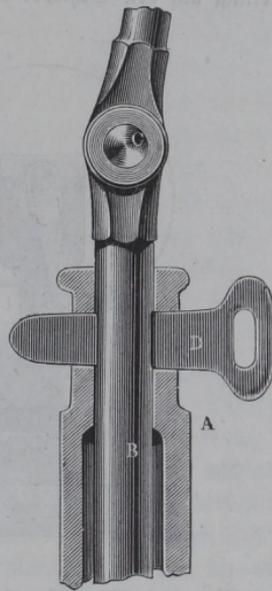


Fig. 653.

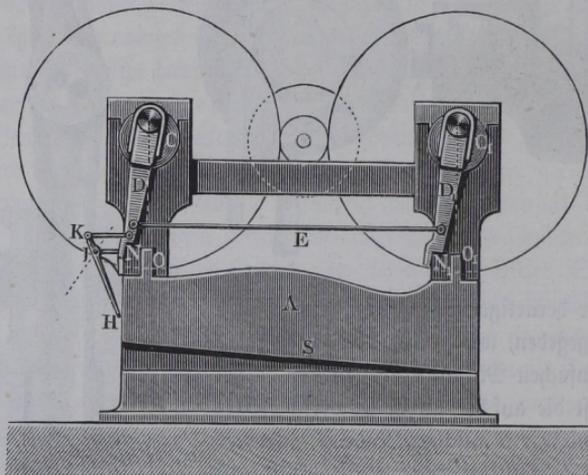


Skizze einer derartigen Kuppelung mit Selbstauslösung gegeben, wie sie in „Wiebe's Lehre von den einfachen Maschinenteilen“ enthalten ist. Hier ist die auf der Welle *A* verschiebbare Kuppelungshälfte *K* auf ihrer Nabe *N* mit einer Nuth *BCD* versehen, deren Mittellinie auf der Erstreckung *BC* in einer Normalebene zur *Axe* gelegen ist, in *CD* aber allmählig aus dieser Ebene heraustritt. Wenn daher eine um den festen Drehbolzen *F* drehbare Klinke *E* niedergelegt, d. h. gegen die Kuppelungsnabe gedrückt wird, so fällt diese Klinke in die Nuth bei *B* ein und veranlaßt wegen der schrägen Seitenfläche der Nuth *CD* eine Verschiebung der Nabe nach rechts und damit das gewünschte Ausrücken. Man hat es hier offenbar mit dem in §. 165 behandelten Getriebe der cylindrischen Curvenscheibe, Fig. 634, zu thun, bei welchem die Stange, als welche hier die Klinke *EF* austritt, festgehalten wird, so daß die Curvenscheibe außer der drehenden Bewegung auch die Verschiebung annehmen muß. Damit übrigens die Klinke nach bewirkter Ausrückung sich von selbst aus der Nuth aushebe, ist der Grund der letzteren sanft ansteigend gemacht, so daß die Nuth in der Mantelfläche der Nabe *N* verläuft. Die Ausrückung eines hin- und hergehenden Maschinenteils, z. B. des Pumpenkolbens *A*, Fig. 653, pflegt man meistens dadurch zu bewirken,

daß man die Verbindung der treibenden Stange *B* mit dem Kolben durch Herausziehen des Keiles *D* aufhebt, wonach zwar die Stange *B* ihre alternirende Bewegung fortsetzt, dem Kolben *A* aber eine solche nicht mehr ertheilt.

Bei großen Blechscheren bewirkt man das Einrücken des beweglichen Messer *S*, Fig. 654, tragenden Schiebers *A* dadurch, daß man die beiden von den treibenden Excentern *C* und *C*₁ ausgehenden Schubstangen *D* und *D*₁ nach Bedarf in solche Lage bringt, in welcher ihre Enden mit den Druckflächen *N* und *N*₁ auf die vorstehenden Schultern *O* und *O*₁ des Schiebers drücken, während die Schubstangen in der gezeichneten Stellung eine Einwirkung auf den Schieber *A* nicht zu äußern vermögen. In welcher Weise

Fig. 654.



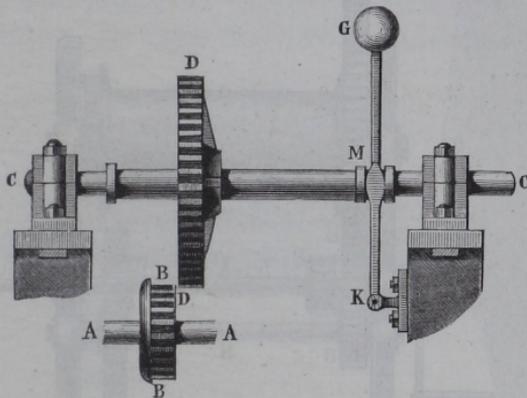
das Ein- und Ausrücken durch den Handhebel *HIK* und die Kuppelstange *E* ermöglicht wird, ist aus der Figur ersichtlich. Da bei dieser Anordnung die Stangen *D* den Schieber nur nach unten schieben können, so hat man dafür Sorge zu tragen, denselben nach geschehenem Schnitte durch ein Gegengewicht oder in sonstiger Art wieder zu erheben.

- §. 169. **Zahnradausrückungen.** Wenn von einer Triebwelle aus eine andere Ase durch ein Zahnräderpaar bewegt wird, so kann man die getriebene Welle dadurch jederzeit zum Stillstande bringen, daß man den Eingriff zwischen den Radzähnen aufhebt. Das Letztere läßt sich immer durch gehörige Entfernung der Zahnräder von einander erreichen, und zwar kann man zu diesem Zwecke entweder das eine Rad durch Verschiebung auf seiner Ase außer Eingriff bringen, oder man kann die Axen von einander entfernen. Beide Methoden finden in der Praxis häufigere Anwendung.

In welcher Art durch axiale Verschiebung des einen Zahnrades das Ausrücken geschehen kann, ist aus Fig. 655 ersichtlich, worin *A* die Triebwelle vorstellt, welche die Welle *C* so lange in Umdrehung setzt, als die beiden Räder *B* und *D* im Eingriffe stehen, während eine Verschiebung der Welle *C* sammt dem fest auf ihr befindlichen Zahnrade *D* die Bewegungsübertragung unterbricht.

Von dieser Einrichtung macht man zuweilen bei Windwerken einen Gebrauch, um das Um-

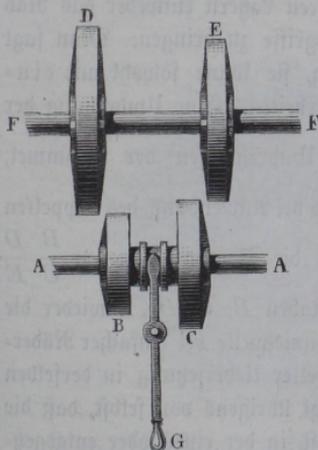
Fig. 655.



setzungs-Verhältniß der Bewegung zwischen der Triebwelle und der Windtrommel je nach der Größe der zu hebenden Last veränderlich zu machen. Ist nämlich *A* in Fig. 656 die treibende Welle, so kann von derselben aus die Ase *F* der Windtrommel je

nach Belieben durch die beiden Zahnräder *B* und *D* oder durch diejenigen *C* und *E* bewegt werden, je nachdem man durch den Ausrückhebel *G* die zu einem Stücke vereinigten Räder *B* und *C* aus der gezeichneten mittleren Stellung nach links oder rechts verschiebt.

Fig. 656.

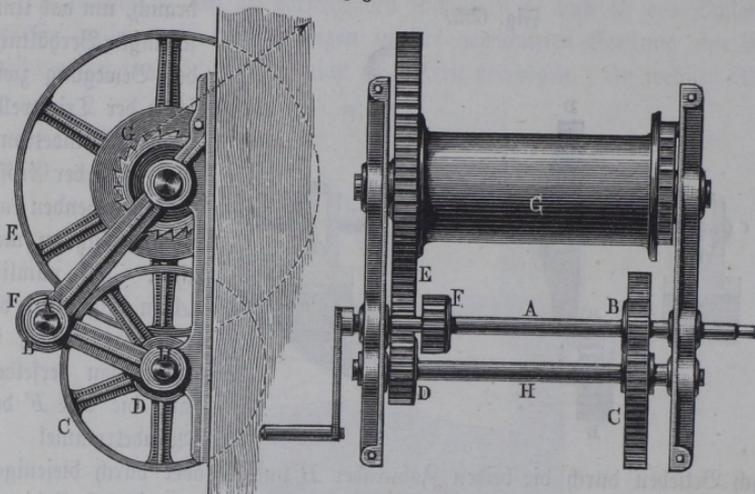


Die Welle *F* wird dabei in beiden Fällen nach derselben Richtung gedreht, die Geschwindigkeiten ihrer Bewegung verhalten sich aber bei gleichmäßiger Geschwindigkeit der Triebwelle *A* in den beiden Fällen wie $\frac{B}{D}$ zu $\frac{C}{E}$, wenn mit *B*, *C*, *D* und *E* die Halbmesser oder die Zähnezahlen der betreffenden Räder bezeichnet werden.

Da man bei Windvorrichtungen zu möglichster Steigerung der Kraft das treibende Rad immer thunlichst klein zu nehmen pflegt, so kann durch die letztbesprochene Vorrichtung das Umsetzungsverhältniß nur in geringem Grade abgeändert werden. Um daher eine größere Verschiedenheit in der Uebersetzung zu erhalten, wie sie zum Heben sehr verschiedener Lasten

wünschenswerth ist, pflegt auch vielfach die Einrichtung nach Fig. 657 zu treffen. Hierbei kann die Kurbelwelle *A* der Windetrommel *G* eine verlangsamte Bewegung entweder dadurch mittheilen, daß ein auf *A* festsetzendes Getriebe *F* in ein Zahnrad *E* der Trommel eingreift, oder die Uebertragung kann auch dadurch geschehen, daß das kleine Rad *B* auf *A* in ein größeres Rad *C* auf einer Hülfswelle oder Vorgelegswelle *H* eingreift, welche weiter durch das

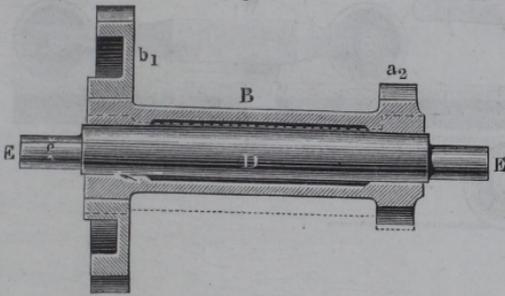
Fig. 657.



auf ihr feste Getriebe *D* das Rad *E* mit der Trommel herumdreht. Um die eine oder die andere Bewegungsübertragung zu benutzen, hat man nur nöthig, durch Verschiebung der Welle *A* in ihren Lagern entweder das Rad *F* mit *E*, oder dasjenige *B* mit *C* zum Eingriffe zu bringen. Man sagt von einer Winde mit vorstehender Einrichtung, sie könne sowohl mit einfachem wie mit doppeltem Vorgelege arbeiten. Eine Umdrehung der Kurbelwelle erzeugt bei dieser Anordnung $\frac{F}{E}$ Umdrehungen der Trommel, wenn *F* direct in das Rad *E* eingreift, während bei Anwendung des doppelten Vorgeleges durch eine Umdrehung der Kurbel die Trommel nur um $\frac{B D}{C E}$ eines Umgangs gedreht wird, wenn die Buchstaben *B*, *C*, *D* ... wieder die Zähnezahlen der Räder bedeuten. Da die Trommelwelle bei einfacher Räderüberetzung in der entgegengesetzten, bei doppelter Ueberetzung in derselben Richtung umläuft wie die Kurbelwelle, so folgt übrigens von selbst, daß die letztere von dem Arbeiter beim Heben der Last in der einen oder entgegengesetzten Richtung gedreht werden muß, jede nachdem man nur ein oder beide Vorgelege gebraucht.

Das andere oben erwähnte Mittel zur Ausrückung zweier Zahnräder durch Entfernung der Axen von einander findet gleichfalls öftere Anwendung, insbesondere in Fällen, wo es an dem nöthigen Raume zu einer axialen Verschiebung der Räder gebricht. Eins der bekanntesten Beispiele hierfür ist die Vorrichtung, wie sie an Drehbänken zum Ein- und Ausrücken des Spindelvorgeleges gebräuchlich ist. Ueber die Einrichtung des doppelten Drehbankvorgeleges, ist bereits in §. 42 das Nähere angegeben. Um hierbei das Vorgelege aus- oder einzurücken, pflegt man die Vorgelegswelle *B*, Fig. 658, parallel mit sich selbst von der Spindel zu entfernen oder dieser zu nähern. Zu diesem Behufe sind die beiden Vorgelegsräder b_1 und a_2 fest

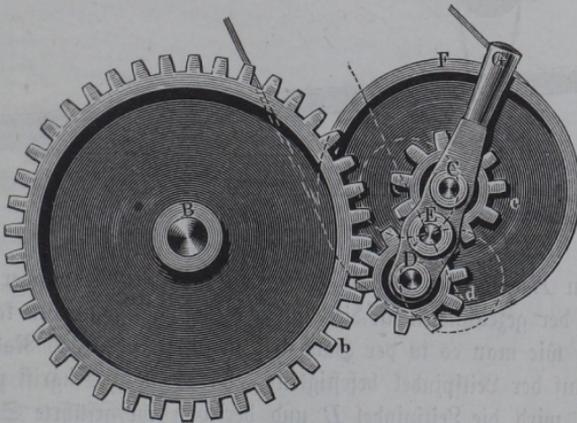
Fig. 658.



auf die Röhre *B* gesteckt, welche auf dem Bolzen *D* lose drehbar ist. Dieser Bolzen *D* ist an seinen Enden mit den excentrischen Zapfen *E* versehen, welche ihre feste Unterstützung in den Lagerständern finden. Es ist nun leicht ersichtlich, wie durch eine halbe

Umdrehung des Bolzens *D*, etwa vermittelt eines Griffes, die Röhre *B* in die punktirte Lage kommt, wobei sie sich um die doppelte Excentricität *e* der Zapfen *E* parallel zu sich selbst verschiebt.

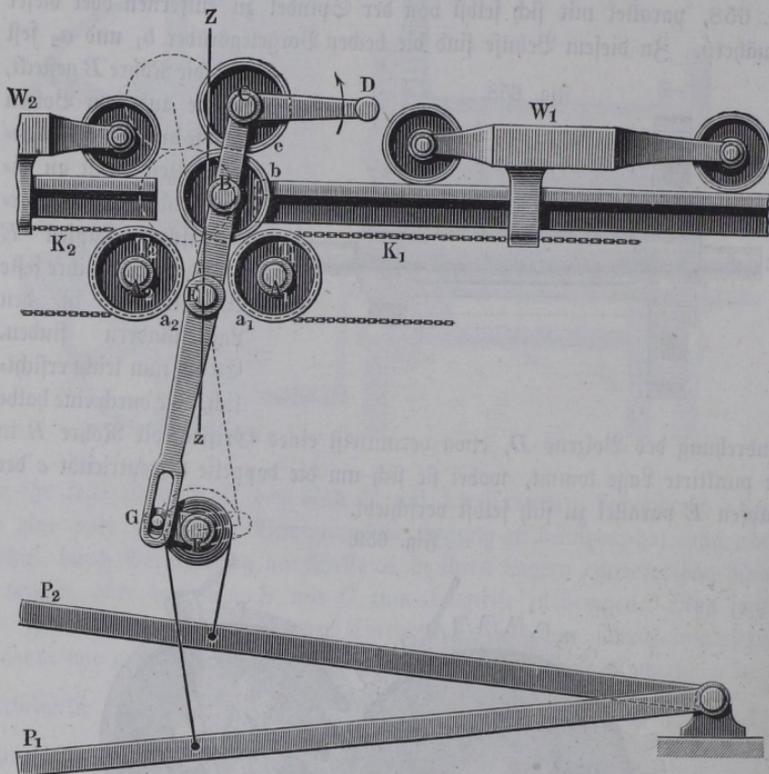
Fig. 659.



Auch zur Herstellung von Wendegetrieben bedient man sich dieser Ausrückmethode, so z. B. bei Drehbänken zum Wechsel der Leitspindelbewegung, wodurch der Stichel nach Bedarf hin- und zurückgeführt wird. In Fig. 659

stellt *B* die Leitschraube für den Support vor. Zur Bewegung der letzteren treibt eine auf der Spindel befindliche Schnurscheibe eine ebensolche *F*, welche mit dem Zahnrade *c* zusammen fest auf dem drehbaren Bolzen *C* sitzt. Das Zahnrad *c* greift in ein zweites von gleicher Größe *d* ein, das auf dem Bolzen *D* lose drehbar ist. Vermöge dieser Anordnung werden die Rädchen *c* und *d* stetig mit gleicher Geschwindigkeit in entgegengesetztem Sinne umgedreht. Da nun die Bolzen *C* und *D* auf den beiden Armen eines gleich-

Fig. 660.



armigen um *E* drehbaren Hebels *CED* angebracht sind, welcher durch den Griff aus der gezeichneten in die punktirte Lage gelegt werden kann, so erkennt man, wie man es in der Hand hat, nach Belieben das Rad *c* oder *d* mit dem auf der Leitspindel befestigten Zahnrade *b* in Eingriff zu bringen. Demgemäß wird die Leitspindel *B* und der von ihr geführte Support abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen bewegt werden.

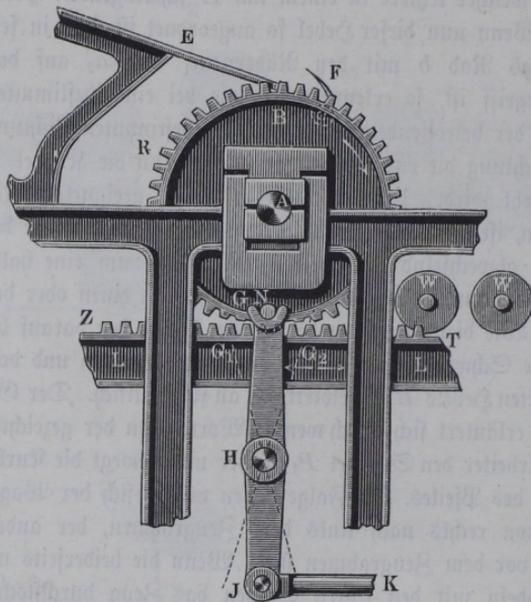
Ein interessantes hierher gehöriges Getriebe findet sich bei der Heilmann'schen Sticlmachine zur Bewegung der Nadelwagen angewendet. Hierbei

stellt ZZ, Fig. 660, den verticalen Zeugrahmen mit dem zu bestickenden Zeuge dar, zu dessen beiden Seiten je ein die Nadelzangen tragender Wagen W_1 und W_2 auf horizontalen Schienen hin- und zurückgefahren werden muß. Hierzu sind zu beiden Seiten des Zeugrahmens die Trommeln T_1 und T_2 gelagert, welche mittelst der endlosen Ketten K die Wagen je nach der Drehungsrichtung der Trommeln bewegen. Die abwechselnde Bewegung der letzteren geht von der Kurbelwelle C aus, die der betreffende Sticker mit der Hand umdreht. Die Kurbelwelle dreht durch das Zahnrad c ein gleiches b auf einem Bolzen B , welcher letztere in einem um E schwingenden Hebel CBE angebracht ist. Wenn nun dieser Hebel so angeordnet ist, daß in seinen äußersten Lagen das Rad b mit den Rädern a_1 und a_2 auf den Trommelaxen A in Eingriff ist, so erkennt man, wie bei einer bestimmten Drehung der Kurbel D der betreffende Wagen in einer bestimmten Richtung gezogen wird, welche Richtung die entgegengesetzte wird, wenn die Kurbel D im anderen Sinne gedreht wird. Um den Hebel BE im geeigneten Momente bequem umzulegen, ist die Welle F angeordnet, welche mit Hilfe der Tretschemel P_1 und P_2 abwechselnd nach beiden Richtungen um eine halbe Drehung gedreht werden kann, je nachdem der Sticker den einen oder den anderen Schemel tritt. Wie diese Drehung der Welle F und der darauf befindlichen Kurbel G die Schwingung des nach unten verlängerten und dort zu einer Schleife gebildeten Hebels BE bewirkt, ist an sich deutlich. Der Gebrauch dieses Getriebes erläutert sich durch wenige Worte. In der gezeichneten Stellung tritt der Arbeiter den Schemel P_1 nieder und bewegt die Kurbel D links um im Sinne des Pfeiles. In Folge dessen nähert sich der Wagen W_1 mit den Nadeln von rechts nach links dem Zeugrahmen, der andere Wagen W_2 steht dicht vor dem Zeugrahmen still. Wenn die beiderseits mit Spitzen versehenen Nadeln mit den linken Spitzen das Zeug durchstoßen haben, tritt der Arbeiter, ohne mit Drehen der Kurbel aufzuhören, den anderen Schemel, in Folge wovon der Wagen W_2 seinen Weg in derselben Richtung von rechts nach links beginnt und bis an das Ende seines Weges, d. h. bis zur gehörigen Fadenspannung vollführt. Jetzt hat der Sticker durch entgegengesetzte Drehung, ohne Aenderung der Tretschemel den Wagen W_2 zum Zeuge zurückzuholen, wo dann durch erneuetes Treten von P_1 die weitere Function dem Wagen W_1 in analoger Weise übertragen wird. Es kann bemerkt werden, daß durch das Treten der Schemel gleichzeitig erreicht wird, daß die Nadeln auf der einen Seite deszeuges von den Zangen erfaßt werden, während die entgegengesetzten Zangen sich öffnen, für den vorliegenden Zweck ist die desfallsige Einrichtung unwesentlich*).

*) Näheres über die Heilmann'sche Stickmaschine s. u. a. in Prechtl, Techn. Encyclopädie, Suppl., Bd. V.

Man kann auch in gewissen Fällen das Ausrücken eines Zahnrades dadurch bewirken, daß man an einer bestimmten Stelle desselben durch Weglassung der Zähne den Eingriff unterbricht. Ein Beispiel hierfür ist die Anordnung, welche bei den Schnellpressen der Buchdrucker und Lithographen angewendet wird, um den Druckcylinder mit dem hin- und hergehenden Karren, der die Druckform trägt, nur während des Hingehens zu kuppeln, dagegen während des Karrenrückganges still zu stellen. In Fig. 661, welche

Fig. 661.



von dieser Anordnung eine Skizze giebt, ist *B* der auf der Achse *A* befestigte Druckcylinder, welchem auf dem schrägen Tische *E* der Papierbogen zugeführt wird, so daß die drehbaren Finger *F* den letzteren erfassen und bei der Drehung des Cylinders mit sich fortziehen können. Der Cylinder *B* dreht sich stets nur in der Richtung des Pfeils, und zwar jedesmal genau um eine ganze Umdrehung, worauf er zeitweise zum Still-

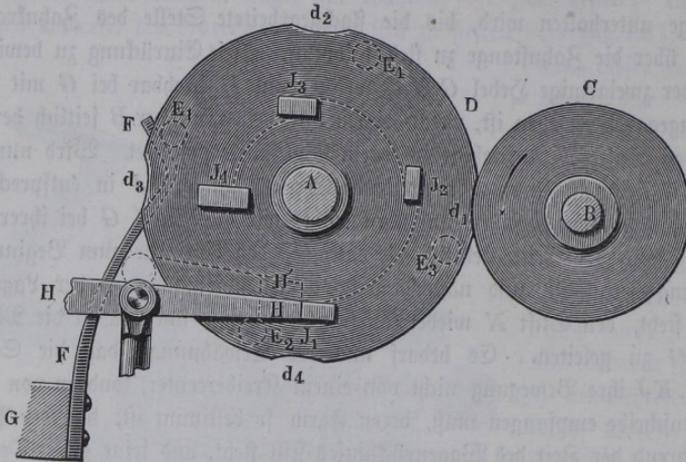
stande kommt. Diese Bewegung wird ihm von dem Karren oder Schlitten *LL* mitgetheilt, welcher selbst durch eine rotirende Kurbel ununterbrochen hin- und hergeführt wird, wobei er die Typenform *T* abwechselnd unter dem Farbewerke *W* und unter dem Druckcylinder *B* hinwegführt. Damit der letztere bei der Bewegung des Karrens von rechts nach links von diesem mitgenommen werde, ist der Karren mit einer Zahnstange *Z* versehen, welche in ein an dem Druckcylinder angebrachtes Zahnrad *R* eingreift, dessen Theilkreisdurchmesser genau mit dem Durchmesser von *B* übereinstimmt. Von diesem Zahnrade *R* sind nun an einer Stelle die Zähne durch einen ebenen Schnitt so weit weggenommen, daß in dieser Cylinderstellung die Zahnstange ohne Wirkung auf das Zahnrad *R* unter demselben sich bewegen kann. Der Cylinder bleibt daher in dieser Stellung, welche in der Figur angenommen

worden ist, in Ruhe, und zwar während der Zeit, in welcher der Karren von links nach rechts zurückgeht, um die Druckform unter dem Farbewerke *W* mit Schwärze zu versehen. Beginnt nun, nachdem dies geschehen, der Karren seinen nächsten Vorgang von rechts nach links, so handelt es sich nur darum, dem Cylinder *B* eine einmalige Anstoßbewegung zu ertheilen, um hierdurch den Zahnengriff einzuleiten, durch welchen eine Umdrehung des Cylinders so lange unterhalten wird, bis die flachgearbeitete Stelle des Zahnkranzes wieder über die Zahnstange zu stehen kommt. Diese Einrückung zu bewirken, dient der zweiarmlige Hebel *G H J*, welcher um *H* drehbar bei *G* mit einer Auffangegabel versehen ist, welche einem aus dem Cylinder *B* seitlich hervorragenden Stifte *N* Aufnahme in ihrem Einschnitte gestattet. Wird nun der Hebel *G J* durch die an *J* angreifende Excenterstange *K J* in entsprechende Schwingung versetzt, so erkennt man leicht, wie die Gabel *G* bei ihrer Bewegung aus der Mittelstellung *G* nach *G*₁ den Cylinder zum Beginn der Drehung veranlaßt, und nach beendigter Rückschwingung in der Lage *G*₂ bereit steht, den Stift *N* wieder aufzunehmen, um ihn bis in die Mittel-lage *G* zu geleiten. Es bedarf nur der Erwähnung, daß die Schubstange *K J* ihre Bewegung nicht von einem Kreisexcenter, sondern von einer Curvenscheibe empfangen muß, deren Form so bestimmt ist, daß der Punkt *J* während der Zeit des Wagenrücklaufes still steht, und seine ganze Doppelschwingung aus der Mittellage bis wieder dahin während der Vorwärtsbewegung des Karrens verrichtet. In welcher Weise diese Bedingung erfüllt werden kann, ist aus dem im vorigen Capitel über Curvenscheiben Angeführten ersichtlich.

Eine gewisse Verwandtschaft mit dem vorgedachten Getriebe zeigt der in Fig. 662 (a. f. S.) skizzirte Mechanismus, welcher dazu dient, der oben gedachten Steuerungswelle an selbstthätigen Mulespinnmaschinen (siehe §. 168) die erforderliche absatzweise Bewegung zu ertheilen. Hier bedeutet *A* die Steuerwelle, welche zu bestimmten Zeiten um je eine Viertelumdrehung sich bewegen soll. Sie empfängt diese Bewegung von einer stetig rotirenden Welle *B* vermittelt zweier Frictionscheiben *C* und *D*, von denen diejenige *D* an vier um 90° von einander abstehenden Punkten des Umfanges mit Einkerbungen *d*₁, *d*₂, *d*₃ und *d*₄ versehen ist. Wenn eine solche Einkerbung, wie *d*₁ in der Figur, der Scheibe *C* gegenübersteht, so wird die Scheibe *D* wegen mangelnder Friction nicht mitgenommen. Auch ist dies deswegen für diesen Augenblick nicht möglich, weil eine Stange *H H* mit ihrem Ende sich gegen einen hervorragenden Knaggen *J*₁ der Scheibe *D* stemmt, wodurch letztere an jeder Rechtsdrehung verhindert ist. Wenn dieses Hinderniß im betreffenden Momente durch eine geringe Erhebung der Stange *H* in die Lage *H'* beseitigt wird, so wird die Scheibe *D* dem von *C* ausgehenden Impulse folgen, sobald ihr nur ein erster Anstoß ertheilt wird, in Folge dessen der nicht ein-

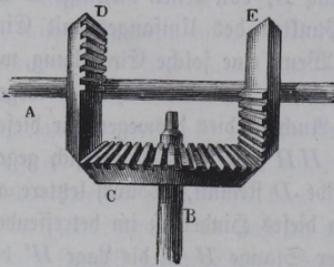
gekerbte Umfang von *D* mit der Scheibe *C* in Berührung kommt. Diesen Anstoß bewirkt eine am Gestelle *G* festgeschraubte starke Feder *F*, deren Ende gegen einen Stift *E*₁ drückt, welcher auf der den Knaggen *J* entgegengesetzten Seite der Scheibe *D* aus dieser hervorragt. In Folge dessen wird

Fig. 662.



die Steuerwelle um 90° herumdreht, bis die folgende Kerbe *d*₂ der Scheibe *C* gegenübersteht, in welchem Augenblicke auch der zweite Knaggen *J*₂ gegen die Stange *H'* anstößt. Gleichzeitig hat der nächste Stift *E*₂ die Feder etwas zurückgedrückt und ist an die Stelle von *E*₁ getreten. In dieser Weise wird das Spiel während einer Spinnperiode noch dreimal wiederholt, indem die Stange *H* noch zweimal etwas erhoben und dann in ihre Anfangsstellung *H* zurückgedrückt wird. Die Bewegung dieser Stange erfolgt nicht in gleichen Zeitintervallen, sondern richtet sich nach dem Spinnproceß, indem z. B. durch

Fig. 663.



Anstoßen des Spindelwagens nach beendeter Ausfahrt die Stange *H* entsprechend gehoben wird*).

Daß man durch das Mittel einer theilweisen oder unterbrochenen Verzahnung auch Wendegetriebe ausbilden kann, ergibt sich aus Fig. 663. Hier ist die stetig rotirende Welle *A* mit zwei conischen Rädern *D* und *E* versehen, von denen die gegenüberliegenden Hälft-

*) Näheres hierüber siehe a. a. O. in Hülfz, Die Baumwollspinnerei.

ten verzahnt sind. Diese Räder kommen daher abwechselnd mit dem dritten vollständig verzahnten Rade *C* der Ase *B* zum Eingriffe. Mit diesem Wechsel des Eingriffes ist dann auch ein Wechsel in der Drehungsrichtung der Welle *B* verbunden, welche letztere hierdurch eine oszillirende Bewegung annimmt. Bezeichnet *d* den Theilkreishalbmesser eines der Räder *D* und *E*, und *c* den zugehörigen Halbmesser des Rades *C*, so wird die Größe des Ausschlagswinkels für die Ase *B*, wie leicht ersichtlich ist, durch

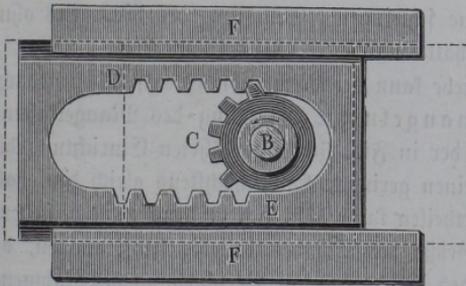
$$\frac{d}{c} \pi$$

gegeben sein. Man kann daher die Größe des Ausschlagswinkels innerhalb gewisser Grenzen beliebig annehmen und würde z. B. bei gleich großen Rädern *c* und *d* Schwingungen der Welle *B* im Betrage von 180° erhalten. Eine Verwendung dieses Getriebes in solcher Art, daß die Ase *B* als treibende auftritt, ist nicht möglich, da die Ase *A* nach höchstens einer halben Umdrehung zur Ruhe kommen müßte. Wenn man dagegen das Rad *C* nur zur Hälfte und die Räder *D* und *E* vollständig verzahnen würde, so müßte die Bewegung von dem Rade *C* ausgehen, und es würde bei jeder Umdrehung desselben die Ase *A* eine Hin- und Herschwingung im Betrage

$$\frac{c}{d} \pi$$

machen. Denkt man sich in diesem letzteren Falle, wo die Bewegung von dem nur zur Hälfte gezahnten Rade *C* ausgeht, das Rad selbst zu einem Stirnrade und die eingreifenden Zahnkränze zu zwei parallelen Zahnstangen ausgebildet, so entsteht das durch Fig. 664 dargestellte Getriebe. Hier sind die

Fig. 664.

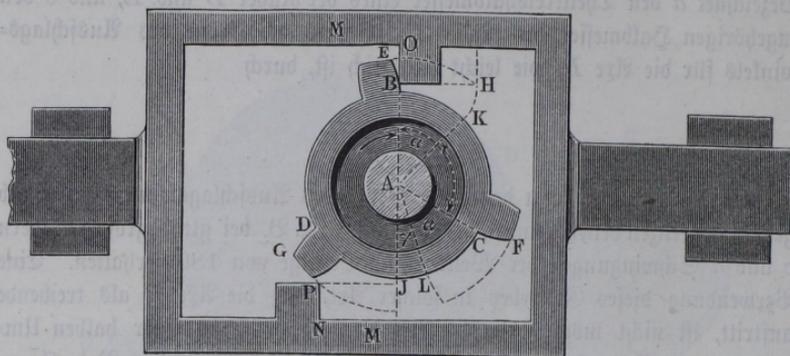


beiden Zahnstangen *D* und *E* zu einem zusammenhängenden Rahmen gestaltet, welcher bei jeder Umdrehung des Rades *C* in dem durch den Pfeil angezeigten Sinne in den Führungen *F* um die Länge $c\pi$ hin und wieder zurückgeschoben wird, unter *c* wieder den Theilkreishalbmesser von *C* verstanden. Würde

man das Rad *C* nur auf einem kleineren Theile des Umfangs als der Hälfte mit Zähnen versehen, etwa auf dem Umfange $n2c\pi$, worin *n* natürlich kleiner als $\frac{1}{2}$ ist, so würde auch die Verschiebung nur den Weg $n2c\pi$ be-

tragen, und es würde bei jedem Bewegungswechsel der Rahmen einem Stillstande unterworfen sein von der Dauer $(\frac{1}{2} - n)t$, wenn t die Zeit einer Umdrehung der Welle bedeutet. Ein ähnliches Getriebe ist durch Fig. 665

Fig. 665.



dargestellt. Hier ist die stetig rotirende Aye A mit drei gleichen, um 120° von einander entfernten Zähnen versehen, deren evolventenförmige Flanken BE , CF und DG richtige Zahnflächen zu den geradlinigen Knaggen BO und PN des Rahmens M bilden. Bei der Drehung der Aye A wird der Rahmen aus der gezeichneten äußersten Stellung um die Länge $BH = PJ$ nach rechts verschoben, wozu eine Drehung der Aye um den Winkel $\alpha = BAK = CAL$ erforderlich ist. Ist dieser Winkel α , wie in der Zeichnung angenommen, kleiner als der halbe Theilwinkel $BAC = \tau$, hier also kleiner als 60° , so verharrt der Rahmen in seiner äußersten Lage rechts so lange im Stillstande, als die Welle gebraucht, um den Winkel

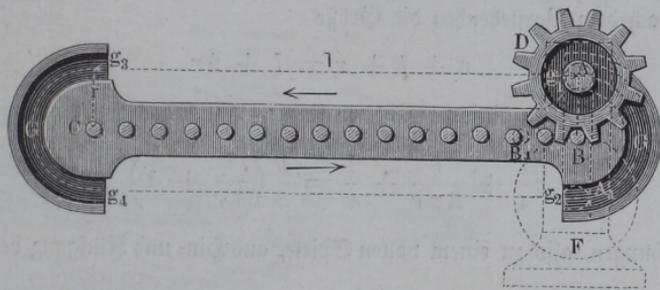
$$\gamma = \frac{1}{2}\tau - \alpha = LAJ$$

zu durchlaufen. Um daher eine schwingende Bewegung des Rahmens ohne Stillstandspausen zu erhalten, hätte man $\alpha = \frac{1}{2}\tau$ zu machen.

Aus dem vorstehenden Getriebe kann der Mechanismus entstanden gedacht werden, welcher bei Wäschemangeln zur Bewegung des Mangellastens gebraucht wird. Während bei der in Fig. 664 angeführten Einrichtung die Triebwelle dem Rahmen nur einen geringen Hub, höchstens gleich dem halben Umfange des Triebrades ertheilen kann, läßt sich bei dem in Rede stehenden Mangelgetriebe die Größe des Schubes beliebig groß machen, da hierbei mehrere Umdrehungen des Triebrades auf Verschiebung des Rahmens nach derselben Richtung wirksam gemacht werden können. Dieser Mechanismus wird hauptsächlich in zwei verschiedenen Anordnungen ausgeführt. Bei der durch Figur 666 angedeuteten Ausführungsart besteht der verschiebbare, mit dem Mangellasten verbundene Rahmen aus einer mit cylind-

drischen Triebstöcken versehenen Zahnleiter BC , in deren Stöcke das auf der Triebaxe A befindliche kleine Getriebe D eingreift. Die Welle A dieses Getriebes ist nun so gelagert, daß sie sich in dem verticalen Führungsbocke F heben und senken kann. Denkt man daher die Axe A mit dem Getriebe, wie in der Zeichnung angenommen, oberhalb der Zahnleiter situirt, so wird in

Fig. 666.



Folge einer Rechtsdrehung die Zahnleiter in der Richtung von rechts nach links verschoben werden, wie der obere Pfeil dies andeutet, und zwar mit einer Geschwindigkeit, welche gleich derjenigen im Theilkreise des Rades ist. Dieser Zustand dauert so lange, bis der letzte Triebstock B vertical unter der Axe A steht. Von nun an wird die weitere Umdrehung des Triebrades D zur Folge haben, daß die Axe A in der Schlitzführung F allmählig heruntergleitet, so daß nach einer Viertelumdrehung die Axe A in die Lage B gelangt, wobei der letzte Triebstock von B nach B_1 geschoben ist, also noch einen weiteren Weg von rechts nach links in dem Betrage $BB_1 = r$ gleich dem Theilkreisradiusmesser des Triebrades zurückgelegt hat. Bei einer weiteren Viertelumdrehung des Triebrades gelangt dessen Axe nach A_1 unter gleichzeitiger Rückführung der Zahnleiter im Betrage r von links nach rechts und es beginnt nunmehr die gleichmäßige Rückbewegung der Zahnleiter im Sinne des unteren Pfeils, bis nach Ankunft des äußersten Stockes C am anderen Ende das nämliche Spiel in umgekehrter Art sich wiederholt.

Die Triebaxe A führt man dabei entweder, wie angegeben, in der verticalen Führung F , oder man legt sie auch in das Ende eines schwingenden Hebels, dessen anderes Ende mit einem Gegengewicht versehen ist. Daß hierbei die Axe A in einem flachen Kreisbogen schwingt, ändert an den Betriebsverhältnissen nur wenig. Um ein stetes Eingreifen des Rades zu erzielen, versteht man überdies die Zahnleiter an jedem Ende mit einem halbkreisförmigen Canalstücke G , welches concentrisch zu den äußersten Stöcken B und C im Abstände r von Mitte zu Mitte construirt ist. Man kann übrigens ebenso gut die Axe A ganz fest lagern, wenn man die Zahnleiter in der

Mitte um einen Bolzen drehbar macht, welcher mit dem Mangellasten verbunden ist. Die Zahnleiter legt sich dann von selbst immer in die erforderliche geneigte Lage, die Coulißenstücke G wird man auch in diesem Falle nicht entbehren können.

Die Bewegungsverhältnisse dieses Getriebes sind einfach. Bezeichnet r wieder den Theilkreishalbmesser des Rades und l die Entfernung der äußersten Triebstücke C und B von Mitte zu Mitte, so hat jeder Schub der Zahnleiter nach dem Vorstehenden die Größe

$$r + l + r = l + 2r.$$

Zu einem solchen einfachen Schube sind ebenfalls nach dem Vorangehenden

$$\frac{1}{4} + \frac{l}{2\pi r} + \frac{1}{4} = \frac{1}{2} \left(\frac{l}{\pi r} + 1 \right)$$

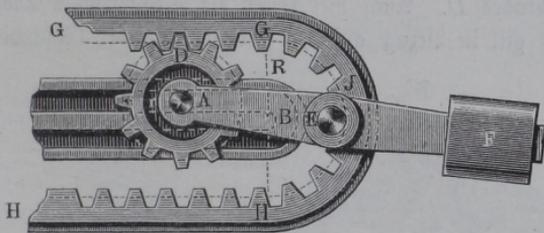
Umdrehungen, also zu einem vollen Spiele, aus Hin- und Rückgang bestehend, $\frac{l}{\pi r} + 1$ Umdrehungen erforderlich.

Man kann übrigens bemerken, daß bei einer gleichmäßigen Umdrehung des Triebrades die Verschiebung der Zahnleiter nur in dem mittleren Stücke l des Weges gleichmäßig vor sich geht. Zu Anfang und Ende der Bewegung, wenn die Welle im Auf- oder Absteigen begriffen ist, nimmt die Geschwindigkeit allmählig bis Null ab und wieder zu und zwar, wie leicht zu erkennen ist, nach dem bekannten Gesetze der Schleifenkurbel, wonach die Geschwindigkeit der Verschiebung proportional dem Cosinus des Winkels ist, welchen das Rad D während der auf- oder absteigenden Bewegung beschreiben hat. Legt man an die mittleren Kreisbögen der Coulißenstücke G die Tangenten g_1g_3 und g_4g_2 , so kann man die dadurch umgrenzte Fläche $g_1g_3Gg_4g_2G$ als das Diagramm der Bewegung auffassen, welches für jeden Punkt der Verschiebung GG in der zugehörigen Ordinate die Geschwindigkeit der Verschiebung darstellt. Die Uebergänge der Bewegung sind daher bei diesem Getriebe mit Stößen nicht verbunden.

Statt der Zahnleiter kann man bei dem betrachteten Getriebe auch zwei Zahnstangen G und H , Fig. 667, anwenden, welche an den Enden durch halbkreisförmige innerlich verzahnte Räder GJH mit einander verbunden sind. Auch hier muß der Axe A des Triebrades eine auf- und absteigende Bewegung im Betrage $2(R - r)$ ertheilt werden, wenn R den Theilkreishalbmesser BJ der halbkreisförmigen Zahnbögen und r wieder den Halbmesser des Triebrades bedeutet. In der Figur ist zu dem Ende die Axa A durch einen durch ein Gegengewicht F abbalancirten Hebel $A EF$ unterstützt. Die Bewegungsverhältnisse sind hier von denen der Fig. 666 nur unwesentlich verschieden. Bezeichnet wieder l die Länge der geraden Zahnstangen,

so beträgt die ganze Verschiebung des Rahmens nach jeder Richtung $l + 2(R - r)$. Die Drehung, welche das Triebrad bei jedem Wechsel vollführen muß, bestimmt sich wie folgt. Wenn der Zahneingriff in G stattfindet, beginnt das Triebrad niederzugehen, bis der Eingriff in H vor sich geht. Die gezahnte Strecke zwischen diesen Punkten beträgt πR . Die beiden mit G und H in Berührung kommenden Punkte des Triebrades liegen daher, in dessen Umfange gemessen, ebenfalls um πR aus einander. Da

Fig. 667.



aber die Berührungspunkte des Triebrades mit G und H gegen einander um den halben Umfang desselben πr entfernt sind, so hat das Rad D nur eine Umfangsdrehung von $\pi R - \pi r$,

d. h. eine Anzahl von Drehungen gleich

$$\frac{\pi R - \pi r}{2 \pi r} = \frac{1}{2} \frac{R - r}{r}$$

gemacht. Folglich ergibt sich die Umdrehungszahl der Triebwelle für ein ganzes Spiel, d. h. für einen Hin- und Rückgang des Rahmens zu

$$\frac{2l}{2 \pi r} + \frac{R - r}{r} = \frac{l}{\pi r} + \frac{R - r}{r}.$$

Auch in Betreff der Geschwindigkeit, mit welcher die Bewegung der Zahnstange erfolgt, lassen sich ähnliche Betrachtungen anstellen, wie bei der Zahnleiter. Während die Bewegung des Rahmens für die mittlere Erstreckung l gleichförmig vor sich geht, werden die Endstücken $R - r$ mit allmählig bis zu Null abnehmender resp. von da zunehmender Geschwindigkeit zurückgelegt.

Wenn man die Zahnleiter BC , Fig. 666, zu einem kreisförmigen, an einer Stelle unterbrochenen Rade gebogen denkt, dessen Aze E , Fig. 668 (a. f. S.), ist, so erkennt man leicht, wie bei der ununterbrochenen Drehung der Triebaxe A die Aze E regelmäßig hin- und rückgehende Drehungen macht, deren jedesmaliger Betrag eine ganze Umdrehung noch nicht erreicht. Auch hier muß dem Triebade D eine Verschieblichkeit ermöglicht sein, so daß die Aze A bei jedem Wechsel durch A_1 nach A_2 resp. umgekehrt sich verschieben kann, und auch hierbei hat man durch die halbkreisförmigen Coulissen F den steten inneren oder äußeren Eingriff zu sichern. Die Bewegungsverhältnisse sind denen der Zahnleiter, Fig. 666, analog. Bezeichnet R den Halbmesser $EB = EC$ des Wangelrades und l die Länge der Verzahnung,

so daß also $l = R\alpha$ ist, unter α den Winkel des verzahnten Bogens verstanden, so erfolgt jede Hin- und Rückdrehung des Mangelrades in dem Winkelbetrage

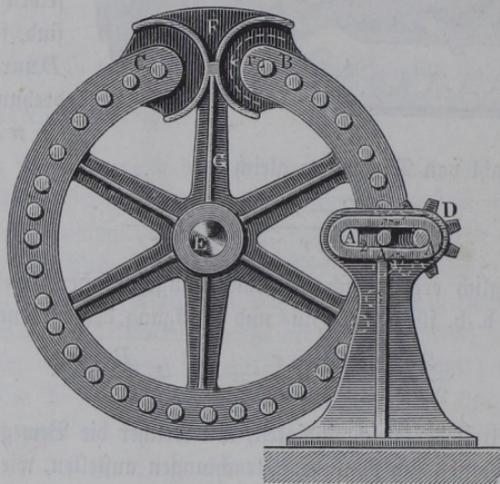
$$\frac{l + 2r}{R} = \alpha + \frac{2r}{R},$$

und es gehören zu jeder solchen einfachen Drehung

$$\frac{1}{4} + \frac{l}{2\pi r} + \frac{1}{4} = \frac{1}{2} \left(\frac{l}{\pi r} + 1 \right)$$

Umdrehungen des Triebrades D . Auch hier treten die Wechsel ohne Stoßwirkungen auf, und es gilt in Bezug auf die Veränderung der Geschwin-

Fig. 668.



digkeiten das über die Zahnleiter, Fig. 666, Gesagte. Das Mangelrad findet nur seltene Anwendung, am häufigsten dürfte es noch bei Spindelbänken und Spulmaschinen zur Erzeugung der auf- und absteigenden Bewegung der Spulenträger vorkommen, obwohl man auch hierfür meist bessere Mittel zur Anwendung bringt.

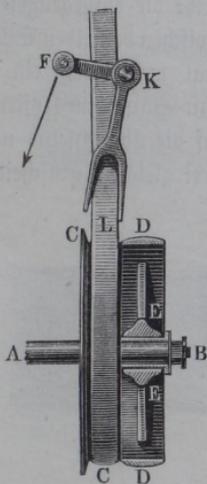
§. 170. **Riemenausrückungen.** Schon im zweiten Capitel sind die Mittel angedeutet, deren man sich bedienen kann, Riemscheiben in und außer Thätigkeit zu setzen. Diese Mittel bestehen im Wesentlichen entweder in einer seitlichen Verschiebung des Riemens, oder in der Erzeugung bezw. Beseitigung der zum Betriebe erforderlichen Riemenspannung.

Das erste Mittel, den Riemen auf den Scheiben in deren Anrichtung zu verschieben, findet in der Maschinenpraxis eine außerordentlich häufige

Anwendung. Die meisten Arbeitsmaschinen, insbesondere alle leichteren Maschinen, welchen ein schneller Gang eigen ist, werden vermöge dieses Mittels ein- und ausgerückt.

Die Art dieses Ausrückens ist sehr einfach. Hierbei denke man auf der zu betreibenden Ase *AB*, Fig. 669, zwei gleich große Riemscheiben *C* und *D* angebracht, von denen die eine *C* fest mit der Welle *AB* durch Keile verbunden ist, während die andere *D* sich lose auf der Welle drehen läßt. Vermöge dieser Anordnung ist es klar, daß ein von einer treibenden Riemscheibe kommender Riemen, welcher auf die feste Riemscheibe *C* läuft, mit der letzteren auch die Ase *AB* in Umdrehung versetzen wird, während beim Auslaufen des Riemens auf die lose Riemscheibe *D* wohl die letztere, nicht aber die Welle *AB* in Umdrehung gesetzt wird, da die geringe Reibung, welche die lose Riemscheibe zwischen ihrer Nabe *EE* und dem Wellenumfange findet, in allen Fällen zu klein sein wird, um den Arbeitswiderstand der Ase *AB* zu überwinden. Um diesen Reibungswiderstand, welcher auch im Stillstande der Maschine eine Quelle des Arbeitsverlustes abgibt, thunlichst zu vermindern, hat man für geeignete Schmierung der Nabe der losen Scheibe Sorge zu tragen.

Fig. 669.

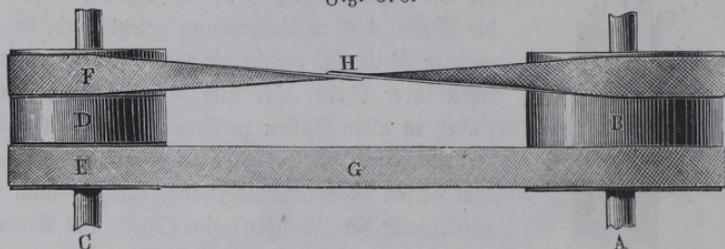


Zur Verschiebung des Riemens bedient man sich einer Ausrückgabel wie *KL*, deren Zinken den Riemen zwischen sich durchgehen lassen, und welche bei ihrer seitlichen Bewegung den Riemen von der einen auf die andere Scheibe führt. Es bedarf dabei kaum der Bemerkung, daß die zugehörige treibende Riemscheibe eine Breite gleich der doppelten Riemenbreite haben muß. Wie schon in §. 57 angeführt worden, kann die Verschiebung des Riemens immer mit sehr geringer Kraft erfolgen, sobald man nur die Einwirkung der Gabel auf den Riemen an einem Auflaufpunkte desselben anordnet. Man kann zwar hierbei ebenso wohl die Stelle wählen, wo der Riemen auf die treibende Scheibe läuft, wie auch die Auslaufstelle der getriebenen Scheibe, doch ist die letztere Anordnung die häufigere und vorzüglichere, da hierbei das Ein- und Ausrücken der Welle mit größerer Präcision erfolgt. Die Verschiebung des Riemens ist indessen nur dann mit Leichtigkeit zu bewirken, wenn der Riemen in Bewegung ist, wogegen die Verschiebung eines ruhenden Riemens wegen der ihm nothwendig inwohnenden Spannung mit Schwierigkeiten verbunden sein würde. Hieraus folgt ohne Weiteres die Nothwendigkeit, die feste und lose Scheibe auf der

getriebenen, dagegen die breite Scheibe auf der treibenden Welle anzubringen; im entgegengesetzten Falle würde das Einrücken große Schwierigkeiten machen. Um das Verschieben des Riemens nicht unnöthig zu erschweren, pflegt man die Wölbung des Kranzes bei der festen und losen Scheibe meist nur gering zu nehmen, die treibende Scheibe erhält eine cylindrische Form, da bei der einseitigen Auflagerung des Riemens eine Wölbung Veranlassung zum Herablaufen des Riemens sein würde.

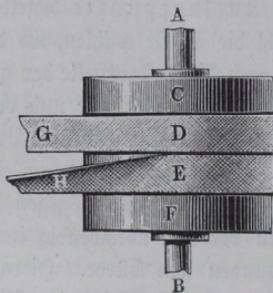
Da ein gekreuzter Riemen der betriebenen Scheibe die entgegengesetzte Drehungsrichtung von derjenigen ertheilt, welche ein zwischen denselben Scheiben angeordneter offener Riemen hervorruft, so hat man hierin ein bequemes Mittel zur Erzeugung eines Wendegetriebes mit Hilfe eines offenen und eines gekreuzten Riemens. Setzt man nämlich auf die abwechselnd nach links und rechts zu betreibende Welle *C*, Fig. 670, drei gleiche Riemscheiben

Fig. 670.



D, *E* und *F* neben einander, von denen die mittlere *D* festgekeilt ist, während die äußeren *E* und *F* lose laufen, so hat man Gelegenheit, von der Trommel *B* der treibenden Welle aus durch zwei Riemen, einen offenen *G* und einen gekreuzten *H* die Ase *C* in der einen oder anderen Richtung umzudrehen, je nachdem man den betreffenden Riemen auf die feste Scheibe führt. Für den Stillstand der Welle *C* müssen natürlich die beiden Riemen auf die Losscheiben laufen. Hierbei ist für jeden Riemen eine Ausrückgabel anzubringen, welche selbständig zu bewegen ist. Man kann aber auch, um

Fig. 671.

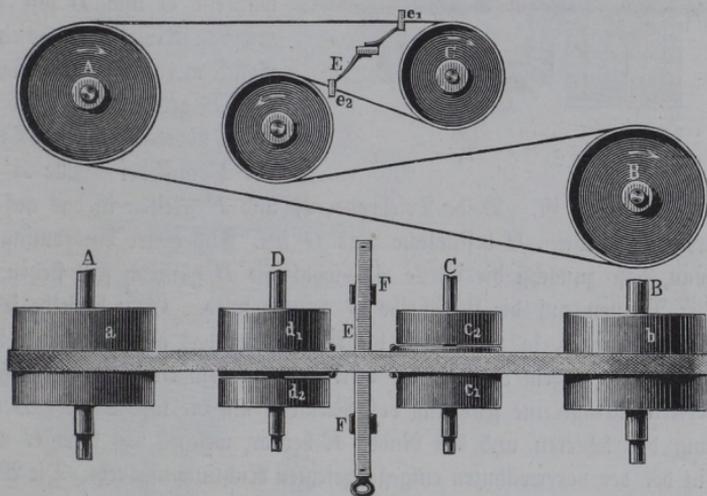


Irrthümern bei der schnellen Handhabung der Ausrückhebel möglichst zu begegnen, die Einrichtung so treffen, daß nur ein Ausrückhebel nöthig wird, welcher beide Gabeln in gleicher Weise bewegt. Zu dem Ende hat man nur die getriebene Ase *AB*, Fig. 671, mit vier gleichen Riemscheiben, zwei losen *D* und *E* innen und zwei festen *C* und *F* außen zu versehen. Die Riemen *G* und *H* laufen jetzt immer dicht neben einander, und es ist deutlich, daß, während in

der gezeichneten Stellung die Aze AB in Ruhe verbleibt, dieselbe eine Drehung nach entgegengesetzten Richtungen annehmen muß, je nachdem die beiden Riemen gleichzeitig um eine Scheibenbreite nach der einen oder anderen Seite verschoben werden.

Wie man auch durch einen einzigen Riemen Wechselbewegungen hervorbringen kann, zeigt die interessante von Sellers herrührende Riemenführung, Fig. 672. Hier geht der Riemen von der Betriebstrommel a auf

Fig. 672.

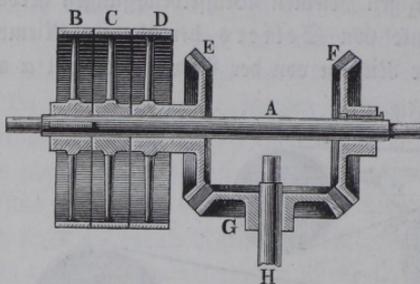


eine als Spannrolle dienende Trommel b der Welle B , nachdem er auf seinem Wege zwei Scheiben auf den Wellen C und D umschlungen hat. Es ist aus den eingezeichneten Pfeilen deutlich, daß die beiden Scheiben der Azen C und D in entgegengesetzten Richtungen umlaufen und dies würde auch von den Azen C und D selbst gelten, wenn jene Scheiben auf ihnen festgekeilt wären. Um nun nach Belieben die Welle C oder D in Betrieb zu setzen, trägt jede dieser Azen zwei Scheiben e_1 , e_2 und d_1 und d_2 , von denen e_1 und d_1 lose und e_2 und d_2 fest sind. Diese Scheiben haben sämtlich gleiche Durchmesser, doch sind die Losscheiben doppelt so breit als die festen. Vermöge dieser Anordnung wird der Riemen bei der in der Figur gezeichneten Lage keine der beiden Wellen C und D bewegen, dagegen wird eine Verschiebung des Riemens nach der einen oder anderen Seite entweder eine Drehung der Welle C in dem ihr eigenthümlichen rechtsläufigen oder der Welle D im entgegengesetzten Sinne veranlassen. Eine in Führungen F geleitete Ausrückchiene E trägt zwei Gabeln, welche den Riemen an den Auflaufpunkten e_1 und e_2 umgreifen.

Daß man auch sonst Wendegetriebe mit Hilfe eines einzigen Riemens

anordnen kann, wenn man gleichzeitig Zahnradübertragung benutzt, ist bekannt, und es mögen in dieser Beziehung nur zwei öfter vorkommende Getriebe dieser Art angeführt werden. Bei dem in Fig. 673 dargestellten

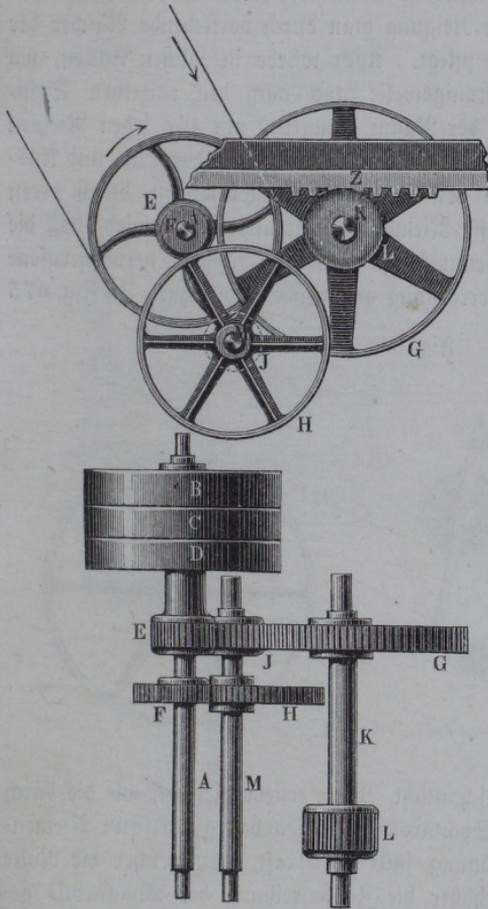
Fig. 673.



conischen Wechselgetriebe ist die Betriebswelle *A* mit drei gleich großen Riemscheiben *B*, *C* und *D* versehen, von denen *B* festgekeilt ist, während *C* und *D* lose sind. Hiervon ist wieder *D* aus einem Stücke mit dem conischen Trieb-
rade *E* gebildet, während das mit *E* übereinstimmende Trieb-
rad *F* auf der Welle *A* un-
wandelbar befestigt ist. Beide Triebräder *E* und *F* greifen in das auf der zu betreibenden Welle *H* befindliche Rad *G* ein. Aus dieser Anordnung er-
sieht man, daß zunächst die Welle *A* sowohl wie *H* gänzlich still stehen, so-
bald der Riemen auf die Losscheibe *C* geführt wird. Geht derselbe jedoch
über die Scheibe *B*, so wird auch die Ase *A* und das auf dieser feste Rad
F gedreht, welches dem Rade *G* die Bewegung in dem einen Sinne ertheilt.
Andererseits bringt eine Führung des Riemens auf die lose Scheibe *D* eine
Drehung der letzteren und des Rades *E* hervor, welches das Rad *G* nun-
mehr in der der vorerwähnten entgegengesetzten Richtung umdreht. Die Welle
A bleibt in dem letzteren Falle nicht in Ruhe, denn wenn sie zwar von der
lose sitzenden Scheibe *D* auch nicht mitgenommen werden kann, so wird doch
vermöge der Drehung von *H* und des Eingriffs zwischen *G* und *F* das
letztere Rad und damit die Ase *A* umgedreht und zwar in einer der Be-
wegung des Rades *E* entgegengesetzten Richtung. Ähnliches gilt auch in
Bezug auf das Rad *E*, für den Fall, daß der Riemen auf die Scheibe *B*
läuft, es werden überhaupt bei jeder Bewegung dieses Getriebes die beiden
Räder *E* und *F* mit gleich großer Geschwindigkeit in entgegengesetztem Sinne
umgedreht werden.

Wenn man die beiden Triebräder *E* und *F* von verschiedener Größe macht, in Folge dessen natürlich auch die Ase *H* zwei verschiedene zu jenen Ge-
trieben passende Räder erhalten muß, so kann man die Umdrehungsgeschwin-
digkeit der Ase *H* nach den beiden Richtungen von verschiedener Größe
machen, wenn man zu dem Zwecke nur die Umsehungsverhältnisse der beiden
Räderpaare entsprechend wählt. Man hat eine derartige Anordnung zu-
weilen bei Eisenhobelmaschinen behufs schneller Rückführung der Tisch-
platte angewendet; bei weitem häufiger findet sich indessen zu besagtem Zwecke
die durch Fig. 674 dargestellte Einrichtung in Gebrauch. Auch hier ist nur

ein Riemen nöthig, welcher nach Bedarf auf eine der drei Riemscheiben *B*, *C* oder *D* der zu treibenden Ase *A* geführt wird. Von diesen Scheiben ist, wie bei dem vorherigen Mechanismus, *B* fest auf der Welle, während *C* und *D*, lose darauf angebracht sind. Ferner ist auch hier die verlängerte Nabe der Scheibe *D* mit dem Stirnrade *E* verbunden, welches in das größere Stirnrad *G* auf der Welle *K* eingreift, die durch das Zahngetriebe *L* mittelst der Zahnstange *Z* den Hobeltisch in seinen Führungen zu bewegen hat. Wenn daher der Riemen auf *D* läuft, so wird die Bewegung der Wagenwelle *K* direct durch *E* und *G* in linksgängiger Richtung bewirkt. Diese Bewegungsübertragung wird für den schnellen Rücklauf des Wagens von rechts nach links gebraucht. Um den Schlitten in entgegengesetzter Richtung mit geringerer Geschwindigkeit zu bewegen, führt man den Riemen auf die Scheibe *B*, an deren Umdrehung auch die Ase *A* und das auf dieser festgekeilte Zahnrad *F* Theil nehmen. Das Rad *F* greift



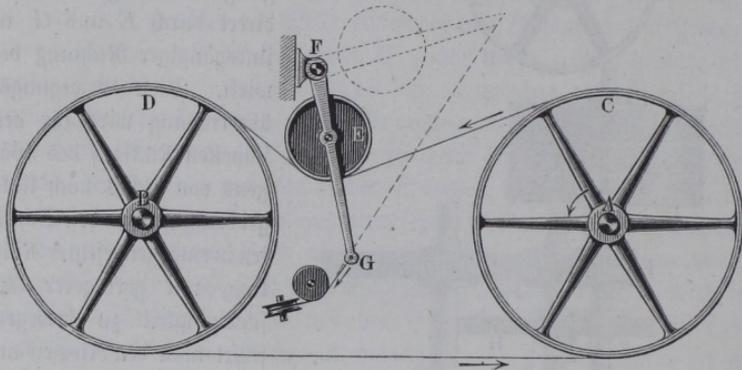
nun zunächst in das auf einer besonderen Zwischenwelle *M* angebrachte größere Rad *H* ein, wodurch diese Welle *M* nicht nur in langsamere, sondern auch in entgegengesetzte Umdrehung versetzt wird. Ein auf dieser Zwischenwelle *M* befindliches Triebrad *J* bewegt daher nunmehr durch Eingriff in das Rad *G* die Wagenwelle *K* langsam in rechtsläufigem Sinne. Das Verhältniß der Geschwindigkeiten für die Vorwärts- und Rückwärtsbewegung des Tisches ist offenbar durch die Werthe $\frac{F J}{H G} : \frac{E}{G}$ gegeben, wenn diese Buchstaben die Halbmesser der gleichbezeichneten Räder vorstellen. Auch

die Nabe der Scheibe *D* mit dem Stirnrade *E* verbunden, welches in das größere Stirnrad *G* auf der Welle *K* eingreift, die durch das Zahngetriebe *L* mittelst der Zahnstange *Z* den Hobeltisch in seinen Führungen zu bewegen hat. Wenn daher der Riemen auf *D* läuft, so wird die Bewegung der Wagenwelle *K* direct durch *E* und *G* in linksgängiger Richtung bewirkt. Diese Bewegungsübertragung wird für den schnellen Rücklauf des Wagens von rechts nach links gebraucht. Um den Schlitten in entgegengesetzter Richtung mit geringerer Geschwindigkeit zu bewegen, führt man den Riemen auf die Scheibe *B*, an deren Umdrehung auch die Ase *A* und das auf dieser festgekeilte Zahnrad *F* Theil nehmen. Das Rad *F* greift

hier bewegen sich die beiden Scheiben *B* und *D* gleichzeitig nach den entgegengesetzten Richtungen.

Bei der Umdrehung verticaler Axen, z. B. der Mühlspindeln in Mahlmühlen, läßt sich von der Verschiebung der Riemen keine Anwendung machen, da die Riemen durch ihr Eigengewicht immer die Tendenz haben, von den Scheiben herabzugleiten, welcher Neigung man durch vorstehende Ränder der Riemscheiben entgegenzuwirken pflegt. Auch würde in solchen Fällen, wo mehrere Riemen von einer Königswelle aus nach den einzelnen Spindeln geführt sind, in der Regel der Raum mangeln, um für jeden Riemen doppelte Scheiben anzuordnen. Man pflegt daher hierbei das Ein- und Ausrücken des Betriebes mit Hilfe von Spannrollen zu bewirken, durch deren Anzug der für gewöhnlich schlaffe Riemen so weit angespannt wird, daß die hierdurch zwischen dem Scheibenumfange und dem Riemen hervorgerufene Reibung die zur Bewegungsübertragung genügende Größe hat. In Fig. 675

Fig. 675.

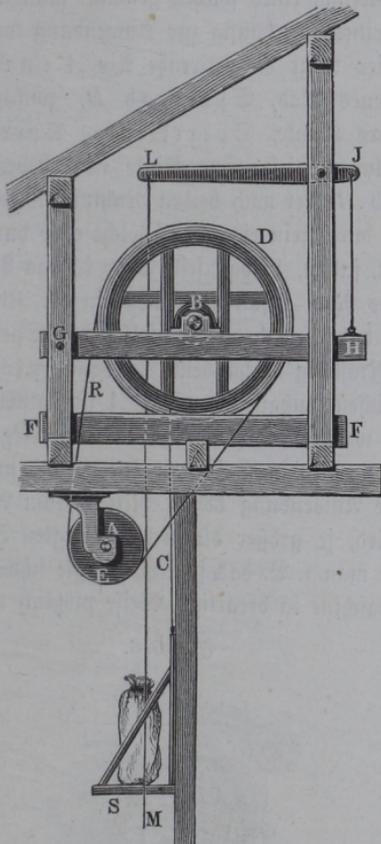


ist eine solche Anordnung veranschaulicht. Man ersieht hieraus, wie die durch den Hebel *FG* anzuziehende Spannrolle *E* gegen das gezogene Riemenende drückt. Bei dieser Anordnung fällt die Kraft, mit welcher die Rolle angezogen werden muß, und daher die Zapfenreibung der Spannrolle geringer aus, als wenn das ziehende Riemenende von der Rolle angespannt würde. Ueber die Größe der zum Spannen erforderlichen Kraft ist bereits in §. 56 das Nähere angegeben worden.

In einigen selteneren Fällen wird das Anspannen des Riemens auch dadurch bewirkt, daß man den Axenabstand der beiden durch einen Riemen verbundenen Scheiben vergrößert, indem man die eine Axe, meistens die getriebene, in mäßigem Betrage verschieblich macht. Das bekannteste Beispiel dieser Art findet sich bei den Fahrstühlen oder Aufzügen in Mahlmühlen, Fig. 676. Hierbei ist in der obersten Etage des Gebäudes eine

Trommel oder starke Welle *B* gelagert, auf welche sich bei der Rechtsdrehung ein Riemen oder Gurt *C* spiralförmig aufwickelt, an welchem die aufzuwindende Plattform, der sogenannte Fahrstuhl, *S* hängt. Der Betrieb dieser Windewelle *B* kann durch einen Riemen vermittelt werden, welcher die auf

Fig. 676.



der treibenden Welle *A* befindliche Riemscheibe *E* mit einer größeren Scheibe *D* der Windewelle verbindet, vorausgesetzt, daß dieser Riemen die erforderliche Anspannung erhält. Um ihm die letztere jederzeit mittheilen zu können, ist das eine Lager der Windewelle *B* auf dem um *G* drehbaren Balken *GH* befestigt, und man kann mittelst des zweiarmligen Hebels *LJ* das Lager von *B* entsprechend anheben, indem man einen Zug an der Schnur *LM* ausübt, die, durch alle Etagen herabhängend, dem Müller überall zur Hand ist. Hierdurch wird der für gewöhnlich schlaffe Riemen *R* straff gespannt und die Windetrommel *B* so lange umgedreht, als der Zug an der Schnur *M* andauert. Sobald dieser Zug aufhört, ist auch jede Bewegung aufgehoben, und zwar kann das Gewicht des Stuhles *S* nicht niedersinken, da die Reibung der Scheibe *D* zwischen zwei seitlichen Bremsbacken *FF* genügt, um ein Rückwärtsgehen der Scheibe *D* zu

verhindern. Nur wenn durch ein mäßiges Anziehen der Schnur *M* die Windetrommel so viel gehoben wird, daß jene Reibung zwischen der Scheibe *D* und den Bremsbacken *F* aufhört, ohne daß jedoch der Triebriemen *R* straff wird, sinkt die Last durch ihr eigenes Gewicht abwärts mit einer Geschwindigkeit, die man vermöge der Bremswirkung von *FF* jederzeit reguliren und durch Loslassen der Schnur *M* ganz aufheben kann.

Sperrwerke. Bei allen bisher besprochenen Anordnungen geschieht die §. 171. Ausrückung der Bewegung dadurch, daß die Einwirkung der treibenden Kraft

auf das bewegte Organ aufgehoben wird. Wie schon zu Anfang dieses Capitel's angeführt worden, giebt es noch ein zweites Mittel der Ausrückung, darin bestehend, daß man der Bewegung des still zu setzenden Theiles einen Widerstand entgegensetzt, welcher zu groß ist, um durch die treibende Kraft überwunden zu werden. Derartig wirkende Vorrichtungen heißen Sperrwerke oder Gesperre. Von der Wirkung eines solchen gewinnt man unmittelbar eine Anschauung aus dem einfachen, häufig zur Anwendung kommenden Sperrrade *B*, Fig. 677. Hier trägt die rotirende Aze *A* ein mit keilförmig gestalteten Zähnen versehenes Rad, Sperrrad *B*, zwischen dessen Zähne sich eine um *C* drehbare Klinke, Sperrklinke, Sperrkegel, *CD* einlegen kann. So lange diese Sperrklinke in erhobener Lage festgehalten wird, kann das Rad *B* frei nach beiden Richtungen rotiren. Läßt man aber den Sperrkegel, durch sein eigenes Gewicht oder durch eine auf ihn wirkende Feder veranlaßt, fallen, so daß sein Ende in das Bereich der Sperrzähne tritt, so kann das Rad *A* sich nicht mehr in der Richtung des Pfeiles drehen, und es wird daher durch das Einsinken des Sperrkegels eine in dem Rade nach dieser Richtung vorhandene Bewegung plötzlich unterbrochen. Mit diesem plötzlichen Anhalten der Aze *A* ist natürlich in jedem Falle ein Stoß verbunden, welcher die Festigkeit des Sperrkegels und des gegen denselben getroffenen Zahnes in Anspruch nimmt, und man kann daraus schon schließen, daß die Anwendung dieses Mittels zum Anhalten sich um so weniger eignen wird, je größer die in der bewegten Aze enthaltene lebendige Kraft ist. Wollte man z. B. das schnell bewegte schwere Schwungrad einer kräftigen Dampfmaschine in derartiger Weise plötzlich an-

Fig. 677.

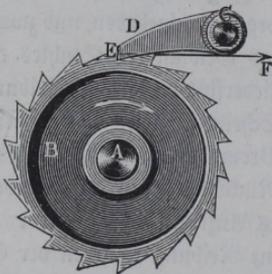
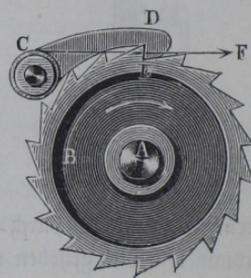


Fig. 678.



halten, so würde jedenfalls ein Bruch der Sperrmittel eintreten. Man wendet Sperrwerke daher auch meist nur bei geringen Geschwindigkeiten an, da man große lebendige Kräfte praktisch niemals momentan, sondern nur dadurch ertöden kann, daß man sie durch Bremsen oder ähnliche Mittel zur Verrichtung einer gewissen Arbeit während einer mehr oder minder langen Zeit veranlaßt.

Aus der Form des Sperrfegels und der Sperrzähne erkennt man, daß der erstere sich nur einer Umdrehung des Rades im Sinne des Pfeiles entgegensetzt, und daß das Rad jederzeit nach der anderen Richtung seine freie Beweglichkeit behält, auch ohne daß man den Sperrfegel aus den Zähnen auszuheben nöthig hätte. Dreht sich nämlich das Sperrrad links um, so wirken die geneigten Flächen der Sperrzähne nach Art von Curvenscheiben so auf den Sperrfegel, daß er dadurch selbstthätig aus jedem Zahne ausgehoben wird.

Dieselben Betrachtungen gelten übrigens auch für den in Fig. 678 dargestellten Sperrhaken, welcher sich im Wesentlichen von dem Sperrfegel, Fig. 677, nur durch die andere Inanspruchnahme auf Zug statt auf Druck, sowie durch die entgegengesetzte Drehungsrichtung unterscheidet, welche ihm zum Ausheben ertheilt werden muß.

Damit ein Sperrfegel oder Sperrhaken die beabsichtigte Sperrung des betreffenden Rades thatsächlich bewirke, ist in Bezug auf die Stellung und Form der Berührungsflächen eine einfache Bedingung zu erfüllen, welche aus der Figur sich erkennen läßt. Sieht man zunächst von der gleitenden Reibung zwischen den Sperrzähnen und der Klinke ab, so hat man die Richtung, in welcher diese Theile auf einander wirken, normal zu der gemeinsamen Berührungsfläche anzunehmen. Sei E der Berührungspunkt zwischen der Klinke und einem Sperrzahne und EF die zu der Berührungstangente Normale, so wirkt das Rad vermöge der angestrebten Drehung in der Richtung EF mit einer gewissen Kraft auf die Klinke, und man erkennt aus den Figuren, daß eine Sperrung nur möglich sein wird, wenn die beiden Axen A und C bei dem Sperrfegel, Fig. 677, auf entgegengesetzten, bei dem Sperrhaken aber auf derselben Seite dieser Druckrichtung gelegen sind. Verbindet man daher den festen Drehpunkt C der Sperrklinke, Fig. 679 (a. f. S.), mit dem Berührungspunkte E zwischen Sperrzahn und Klinke, so würde die zu EC senkrechte Gerade EF die Richtung der Berührungstangente angeben, für welche noch Sperrung eintreten würde, gleichgültig, ob die Klinke auf Druck oder Zug in Anspruch genommen wird. Da indessen bei dem Ausheben der Klinke zwischen derselben und dem Zahne gleitende Reibung eintritt, und man sich in Folge derselben zu denken hat, daß die Stützflächen gegen einander in einer von der Normale um den Reibungswinkel ϱ abweichenden Richtung wirken, so wird auch ein selbstthätiges Ausklinken dann noch nicht eintreten, wenn die Berührungstangente zwischen Zahn und Klinke bei der Druckklinke die Richtung EG und bei der Zugklinke die Richtung EH haben würde, vorausgesetzt, daß die Abweichungen GEF und HEF den Reibungswinkel ϱ nicht überschreiten. Wenn man daher das Rad mit einem Einschnitte $JKLM$ versieht, dessen Seitenflächen parallel mit jenen Grenzrichtungen GE und HE geformt sind, so

wird die in diesen Einschnitt gelegte Klinke eine Sperrung des Rades *B* nach beiden Richtungen bewirken, und eine Drehung des Rades nach irgend welcher Richtung ist nur nach zuvoriger Aushebung der Klinke möglich. Ein derartiges Gesperre nennt *Neuleaur* ein ruhendes, im Gegensatz zu den einseitig wirkenden, Fig. 677 und 678, welche als laufende Gesperre bezeichnet werden. Es ist sogleich klar, daß das in Fig. 679 dargestellte zweiseitige Gesperre auch noch als solches wirksam bleibt, wenn der Winkel der beiden Seitenebenen *JK* und *LM* kleiner als 2ϱ angenommen wird; man pflegt diese Flanken in der Praxis meistens parallel anzunehmen, wie bei *N*. Wollte man jedoch den Neigungswinkel größer annehmen als 2ϱ , wie

Fig. 679.

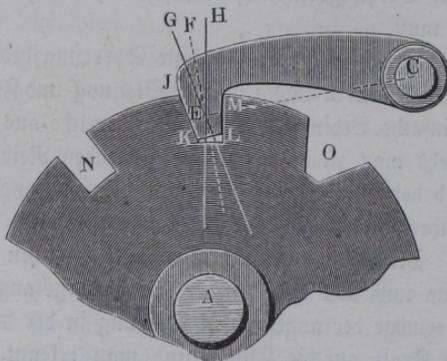
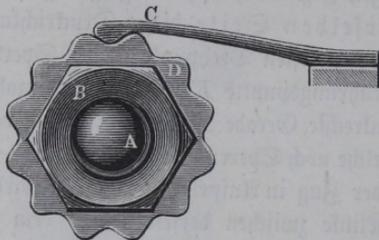


Fig. 680.



z. B. bei *O*, so würde die Sperrung nach keiner Seite eine vollkommene sein können. Man wendet gleichwohl derartige unvollkommene Gesperre unter Umständen, z. B. als sogenannte Schraubensicherungen, an, indem man die betreffende Mutter *B* einer Schraube *A*, Figur 680, mit einer wellenförmig geränderten Scheibe *D* versieht, gegen welche die federnde Klinke *C* sich anlegt. Diese Anordnung ermöglicht dann jederzeit die Drehung der Mutter durch den Schraubenschlüssel, erschwert indessen genügend das selbständige Lösen der Mutter.

Man kann auch an ein Gesperre die Anforderung stellen, daß durch den Druck des Rades die Klinke fest in den Einschnitt gepreßt werde. Es ist in diesem Falle, Fig. 681, die Begrenzung der Zähne in *DH* so zu wählen, daß diese Gerade von der auf *CE* senkrechten Linie *FE* mindestens um den Reibungswinkel ϱ abweicht. Derartige Ausführungen kommen bei den gewöhnlichen Maschinengetrieben meist nicht vor, weil dabei das Ausheben der Sperrklinke erschwert wird; denn zum Ausheben der Sperrklinke muß alsdann, da der Punkt *D* sich in dem um *C* concentrischen Kreisbogen *DD'* bewegt, ein Zurückdrehen des

Radumfanges um das Bogenstück HD' veranlaßt werden. Von dieser Eigenschaft der erschwerten Ausklinkung macht man dagegen Gebrauch bei den Schließern der Feuergewehre, indem man das Inruhstellen des Hahnes durch eine derartig unter schnittene Einkerbung in der Nuß des Hahnes ermöglicht, aus welcher die Sperrklinke durch die gewöhnliche Kraft des Drückers nicht ausgelöst werden kann.

Die gewöhnlichen einseitigen Gesperre finden hauptsächlich Anwendung bei den Windwerken, wobei die Seiltrommel mit einem Sperrrade versehen ist, dessen am Gestelle fester Sperrkegel zwar die zur Aufwindung des Lastseils erforderliche Drehung der Trommel zuläßt, während er die entgegengesetzte Drehung verhindert, welche durch das Fallen der gehobenen Last beim Nachlassen der Triebkraft erzeugt werden würde. Ebenso bedient man sich dieser Gesperre bei den Triebwerken der Uhren, um jederzeit die Feder wieder aufziehen zu können, ohne den Gang der Uhr zu unterbrechen. Denkt man sich mit der drehbaren Ase A , Fig. 682, das eine Ende einer spiralförmigen Feder F befestigt, deren anderes Ende bei F_1 mit dem um A lose drehbaren

Fig. 681.

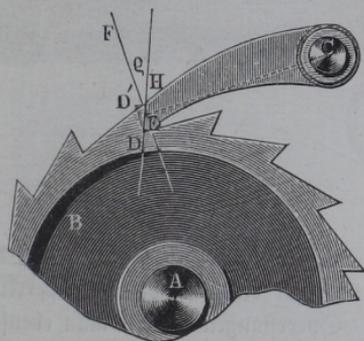
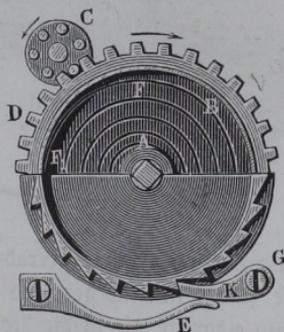


Fig. 682.

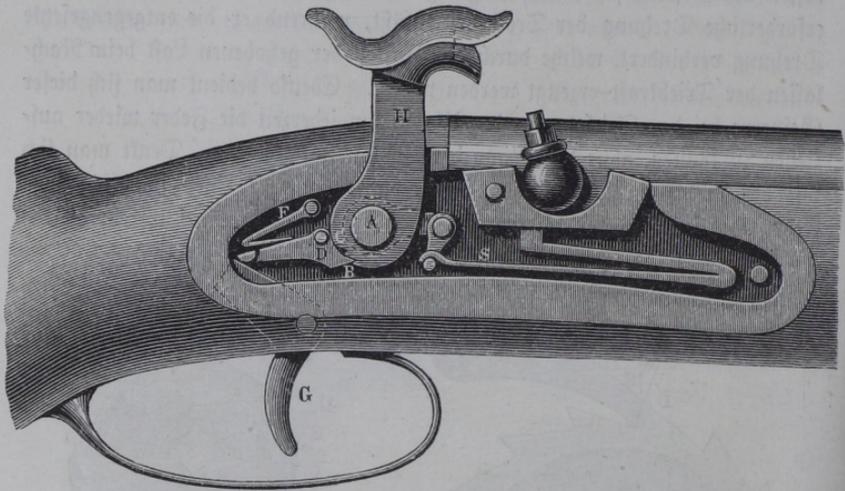


Federhaufe B verbunden ist, so hat die gespannte Feder bei festgehaltener Ase A die Tendenz, das cylindrische Federgehäuse B nach rechts umzudrehen, und vermöge des Zahnkranzes D das Triebrad C und damit das übrige Uhrwerk zu bewegen. Das Festhalten der Ase A geschieht nun durch ein darauf angebrachtes Sperrrad, in welches der bei G mit dem Gehäuse verbundene Sperrkegel K in Folge des Druckes der Feder E einspringt. Diese Anordnung gestattet, jederzeit durch Rechtsdrehen der Ase A die Spiralfeder F zu spannen, wobei die Wirkung derselben auf das Triebrad nicht aufgehoben wird.

Die Art und Weise, wie das einseitige Gesperre bei den Gewehrschließern zur Anwendung kommt, zeigt Fig. 683 (a. f. S.). Hier ist der Hahn oder Percussionshammer H mit seiner Ase oder der Nuß A drehbar, und es dienen zwei Einschnitte B und C in der Mantelfläche der Nuß, um der Nase

einer Sperrklinke, der sogenannten Stange *D*, das Einspringen zu gestatten, wozu die besondere kleine Stangenfeder *F* angeordnet ist. In welcher Weise durch den Drücker oder Abzug *G* ein Auslösen bewirkt wird, ist ebenso ersichtlich wie die Art, in der die Schlagfeder *S* den frei gewordenen Hammer herumschnellt. Hinsichtlich der beiden Einschnitte oder *K a s t e n* ist schon bemerkt, daß derjenige *B* für die Ruhestellung derart gebildet ist, daß ein Druck auf den Abzug ein Ausklinken nicht zu bewirken vermag.

Fig. 683.

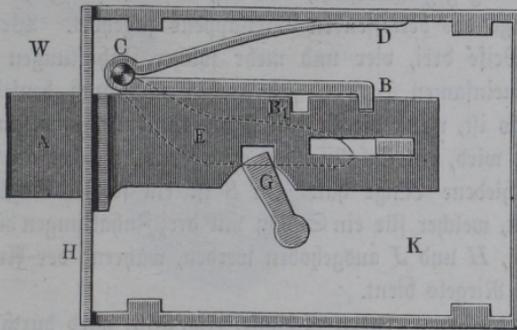


Wenn man das Sperrrad größer und größer werden läßt, so geht dasselbe zuletzt in eine gezahnte Stange über, in deren Zähne die Sperrklinke ebenso eingreift wie in die des Rades. Sperrstangen wendet man ebenfalls zuweilen an, meistens aber in der Art, daß die Sperrstange festliegt und vermöge ihrer Zähne dem mit der Sperrklinke versehenen Maschinenorgane die Bewegung nach der einen Richtung unmöglich macht. So findet man z. B. bei Aufzügen in geneigter Richtung zwischen den Schienen eine Sperrstange angebracht, welche den mit einer Sperrklinke versehenen Wagen am unbeabsichtigten Zurückrollen hindert. Ebenso sind bei der in Amerika angewendeten Pulverramme die Läufer Ruthen mit einer Sperrstange versehen, dessen Klinke an dem Rammbär befestigt ist. Wird nun der Letztere durch die Explosion der Patrone, auf welche er gefallen ist, wieder emporgeschleunigt, so gestatten ihm die Zähne der Sperrstange vermöge ihrer Form diese Aufwärtsbewegung, wogegen sie den Sperrkegel beim Beginn des Fallens auffangen und so lange halten, bis durch eine Schnur die Klinke ausgelöst wird, um einen neuen Schlag auszuüben.

Auch die zweiseitig wirkenden oder ruhenden Sperrwerke kommen in der Technik vielfach vor, bei Maschinen z. B. zum Feststellen der Handhebel für Umsteuerungen, bei Theilmaschinen, Läutewerken 2c. Die meisten Verschlüsse von Thüren, Schiebkästen 2c. lassen sich als zweiseitige Gesperre auffassen. Eine besondere Rolle spielen dieselben bei Sicherheitschlossern, welche im Allgemeinen dahin charakterisirt werden können, daß sie Gesperre bilden, deren Sperrklinke durch den Kiegel dargestellt ist, und daß die Auslösung dieser Klinke, d. h. die Zurückführung des Kiegels, die zuvorige Auslösung anderer Gesperre, der Zuhaltungen, erfordert, welche sich der Bewegung des Kiegels entgegensetzen. Diese Auslösung geschieht durch den Schlüssel und die größere oder geringere Sicherheit eines Schlosses liegt in der mehr oder minder großen Schwierigkeit, jene Auslösung der Zuhaltungen auch ohne den zugehörigen Schlüssel bewirken zu können.

Die Einrichtung eines gewöhnlichen sogenannten französischen Schlosses ist aus Fig. 684 erkenntlich. Die zu verschließende Thür ist mit dem Blechfaßten *K* versehen, aus dessen vorderer Wand *H* der Kiegel *A* heraustritt,

Fig. 684.



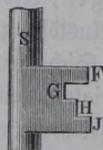
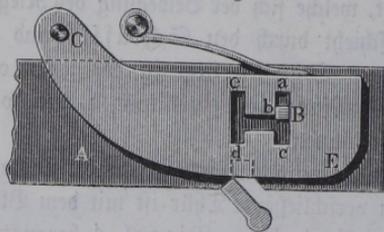
um in eine entsprechende Höhlung der Wand *W* einzutreten. Der Kiegel wird in dieser Stellung durch die Zuhaltung *BC* erhalten, deren Sperrzahn, durch die Feder *CD* veranlaßt, in den Einschnitt *B* des Kiegels tritt. Zum Zurückziehen des

letzteren ist daher zunächst eine Erhebung der Zuhaltung zu bewirken. Hierzu drückt der eine Theil des Schlüsselbartes *G* gegen den mit der Zuhaltung verbundenen Theil *E*, worauf nach geschehener Ausklinkung der andere Lappen von *G*, in den Einschnitt des Kiegels eintretend, den letzteren zurückschiebt. Der zweite Einschnitt *B₁* des Kiegels nimmt in dessen zurückgeschobener Lage den Sperrzahn wieder auf, um eine unbeabsichtigte Verschiebung des Kiegels zu verhindern.

Die vielfach geschweifte Form des Schlüsselbartes und Schlüsseloches, sowie die mancherlei Durchbrechungen des ersteren, in welche feststehende Reifen des Schlosses hineinpassen, sind nur als Mittel zu betrachten, fremden Deffnungsinstrumenten den Eintritt in das Schloß thunlichst zu erschweren. Zur Erreichung des letzteren Zweckes sind die verschiedensten Anordnungen

zur Anwendung gekommen, die besseren Sicherheitschlösser beruhen indeß auf der Anbringung von mehreren Zuhaltungen, welche sämmtlich und zwar um eine ganz bestimmte Größe ausgehoben werden müssen, derart, daß nicht nur eine zu geringe, sondern auch eine zu große Erhebung irgend einer Zuhaltung die Verschiebung des Riegels unmöglich macht. Bei dem Hubbschlosse z. B. sind hierzu die Zuhaltungen wie *CE*, Fig. 685, gebildet, indem jede derselben mit einem H-förmigen Einschnitte *acde* versehen ist,

Fig. 685.



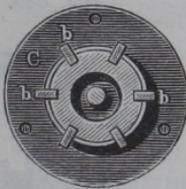
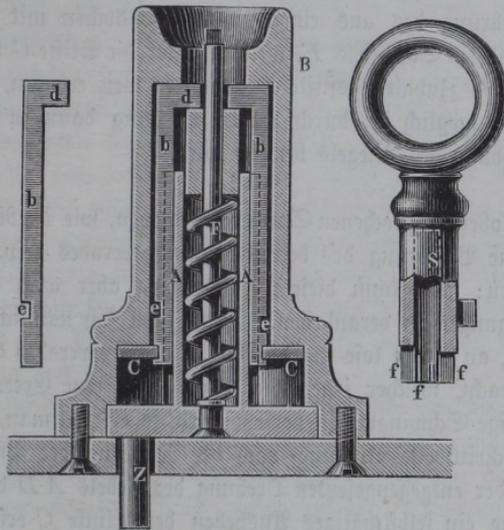
durch welche ein mit dem Riegel *A* fest verbundener Stift *B* hindurchtritt. Es ist klar, daß eine Bewegung des Riegels *A* an die Bedingung geknüpft ist, daß die Zuhaltung genau

um eine solche Größe erhoben werde, bei welcher der Stift dem horizontalen Canale der Zuhaltung gegenübersteht, und daß daher dieser Zuhaltung eine ganz bestimmte Länge des betreffenden Bartlappens zugehört. Wendet man nun in gleicher Weise drei, vier und mehr solcher Zuhaltungen an, welche alle um den gemeinsamen Stift *C* sich drehen und auch denselben Sperrstift *B* ergreifen, so ist, wenn die Erhebung der einzelnen Zuhaltungen verschieden groß gemacht wird, ein Schlüsselbart erforderlich, welcher an verschiedenen Stellen verschiedene Länge hat. In *S* ist ein solcher Schlüssel mit Staffelbart gezeichnet, welcher für ein Schloß mit drei Zuhaltungen dient, die durch die Staffeln *G*, *H* und *J* ausgehoben werden, während der Ansatz *F* zur Verschiebung des Riegels dient.

Bei dem von *Bramah* herrührenden Schlosse, Fig. 686, wird durch den Schlüssel eine cylindrische Hülse *A* umgedreht, sobald die Sperrungen derselben aufgelöst sind. Als solche Sperrungen oder Zuhaltungen dienen hierbei fünf oder sechs radial gestellte Stahlplättchen *b*, welche in Nuthen der Büchse *A* verschiebbar sind und durch die Spiralfeder *F* stets emporgehalten werden. Da diese Stäbchen aus der Hülse *A* herausragen und jede in einen Einschnitt der festen mit einer kreisförmigen Öffnung versehenen Platte *C* eintritt, so ist eine Umdrehung der Hülse *A* für gewöhnlich nicht möglich. Nimmt man aber an, daß jede Schiene *b* mit einem Einschnitte *e* versehen ist, und denkt man alle Schienen gleichzeitig so viel herabgedrückt, daß die Einschnitte *e* mit der Platte *C* correspondiren, so bietet die letztere einer Umdrehung der Hülse *A* kein Hinderniß mehr dar, und durch die Drehung der Hülse wird mittelst eines an derselben angebrachten Zahns *Z* der Schloßriegel zurückgeschoben. Wenn nun die Einschnitte *e* in den Zuhaltungen so

angebracht werden, daß die Verschiebung der letzteren verschieden groß sein muß, so gehört zum Öffnen offenbar ein Schlüssel oder Druckstempel S, welcher

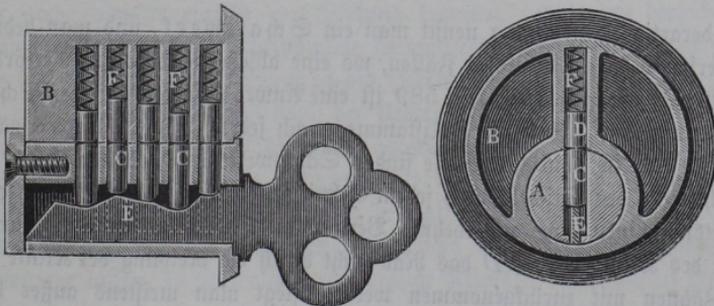
Fig. 686.



ebenso viele Angriffsstellen hat, als Zuhaltungen vorhanden sind, und welche Angriffsstellen nach der den Zuhaltungen eigenthümlichen Größe der Verschiebung in verschiedener Höhe liegen. Der Schlüssel selbst hat zu dem Ende die Form einer in die Hülse B passenden Röhre, deren Wandung den Zuhaltungen entsprechend mit den Einschnitten f versehen ist. Diese Einschnitte umfassen die oberen Enden d der Zuhaltungen b, und die letzteren werden beim Niederdrücken des Schlüssels verschoben, offenbar

um ungleich viel, wenn die Einschnitte f ungleich tief ausgeführt worden sind. Ein durch seine Einfachheit und Sicherheit ausgezeichnetes Schloß ist

Fig. 687.



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.

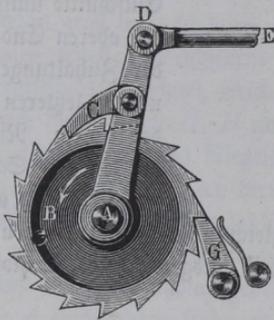
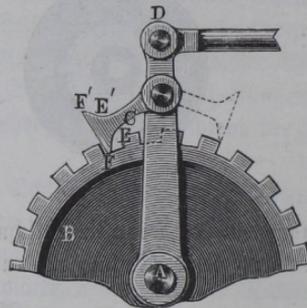


Fig. 689.



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.

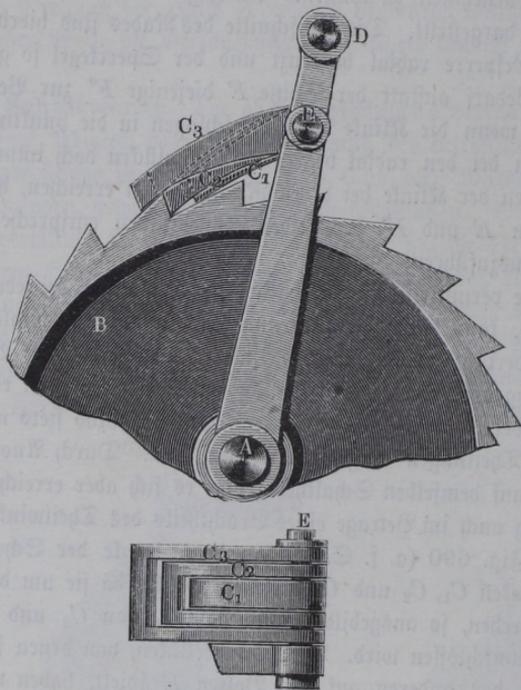
Es ist klar, daß die in Fig. 688 dargestellte Anordnung eine Schaltung des Rades nur nach der einen Richtung erzielen läßt, und man müßte, um das Rad nach der anderen Richtung zu bewegen, den Sperrzähnen die entgegengesetzte Neigung geben. Man kann aber auch die Einrichtung so treffen, daß ein Rad und 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.

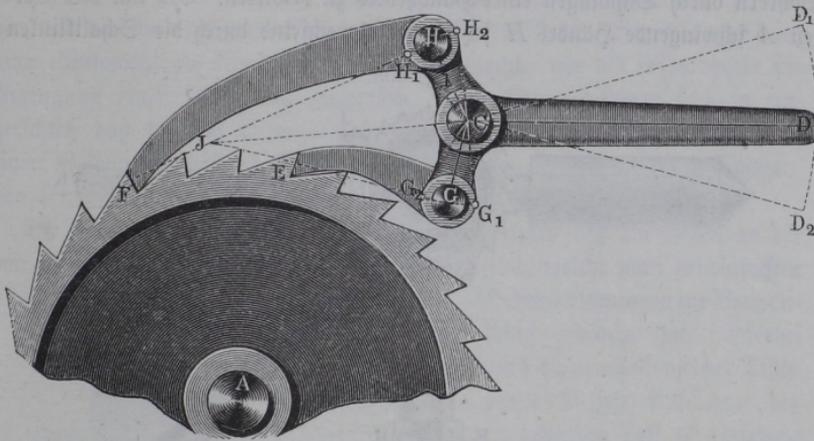


wegung begabt. Auf diese Weise erhält man zwei Schaltklinken, die abwechselnd wirken und dadurch eine besondere Sperrvorrichtung unnötig machen. Die Anordnung eines solchen doppelten Schaltwerkes ist aus Fig. 691 erkennbar. Die beiden zur Anwendung gebrachten Schiebklinten GE und HF empfangen hierbei 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 $D_1 G_1 H_1$ in diejenige $D_2 G_2 H_2$ gebracht, so schiebt die Klinke GE den Zahn E des Rades um eine dem Bogen $G_1 G_2$ 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 D_2 nach D_1 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.

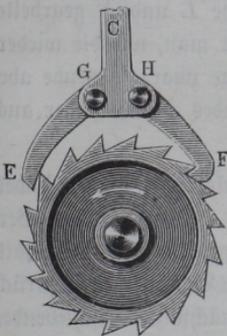
Wollte man dasselbe daher wie bei dem einfachen Schaltwerke bei jeder Doppelschwingung nur um einen Zahn umdrehen, so müßte die Schiebung durch jede Klinke natürlich auf $\frac{1}{2} t$ bemessen werden.

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.



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

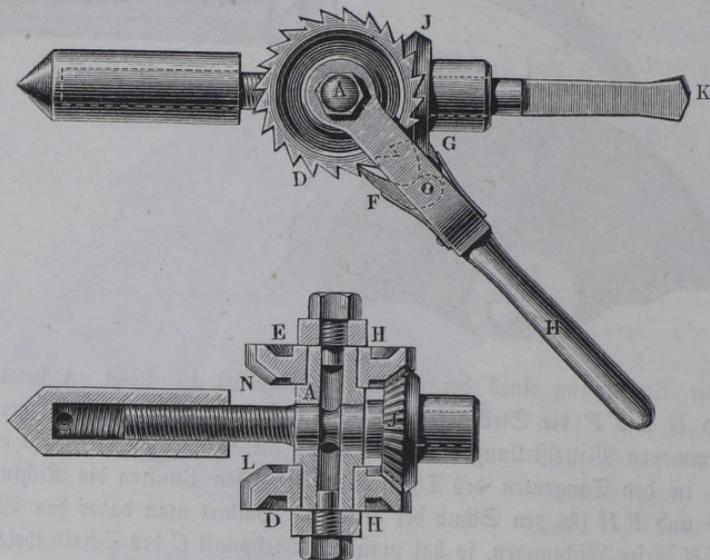
unter *r* den Halbmesser des Schaltrades und unter τ den Winkel verstanden, um welchen dasselbe durch jede Schiebklinke gedreht werden soll. Daß dieses Getriebe auch mit Sperrhaken, anstatt der Druckklinsen ausgeführt werden kann, ist von selbst klar.

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 (Bohrkranne) 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.

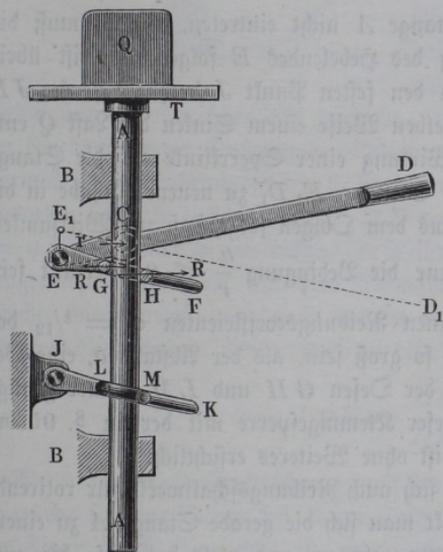
Alle bisher besprochenen Sperrungen und Schaltwerke leiden an dem Uebelstande, daß die Wirkung des Sperrregels leicht zu kleinen Stößen Veranlassung giebt. Denkt man sich nämlich, daß die Sperrklinke eines Schaltwerkes bei ihrem leeren Rückgange um einen gewissen Betrag weiter zurückgeführt ist, als 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:

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

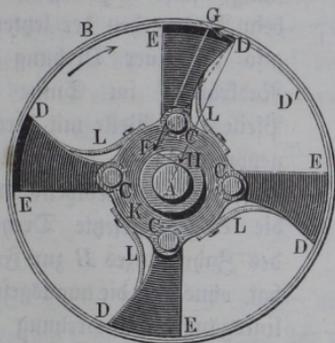
So lange Q kleiner ist als $2\varphi Q \frac{r}{a}$ oder so lange $\frac{a}{r} < 2\varphi$, kann daher ein Abwärtsgleiten der Stange A nicht eintreten, folglich muß die Last der aufsteigenden Bewegung des Hebelendes E folgen. Es ist übrigens deutlich, daß der zweite um den festen Punkt J drehbare Lenker 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

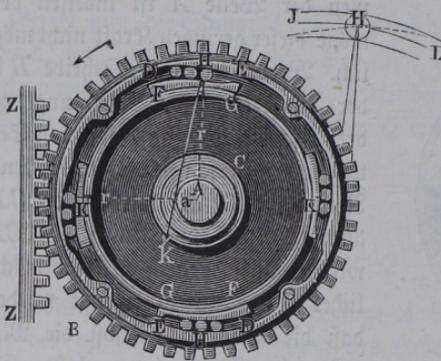
Bedingung, unter welcher dies geschieht, läßt sie wie folgt ermitteln. Wenn bei der angestrebten Drehung der Scheibe von dieser ein Druck $N = DH$ normal zur Berührungsfläche, d. h. in radialer Richtung auf den Sector ausgeübt wird, so hat die dadurch an D veranlaßte Reibung den Betrag $DG = \varphi \cdot DH$, 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 Längen-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.

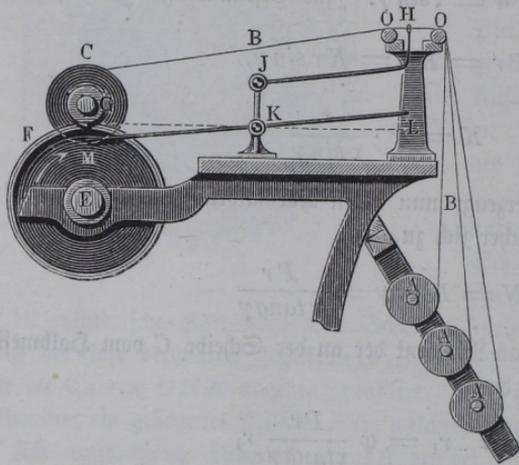
Es mögen hier noch einige der sogenannten Selbstausslösungen besprochen werden, d. h. solche Vorrichtungen, welche einen Stillstand des bewegten Theils herbeiführen, sobald eine gewisse unvorhergesehene Zufälligkeit eintritt. Solche Vorrichtungen finden namentlich in der Fadenindustrie häufige Ver-

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*, aufzuwickeln. 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

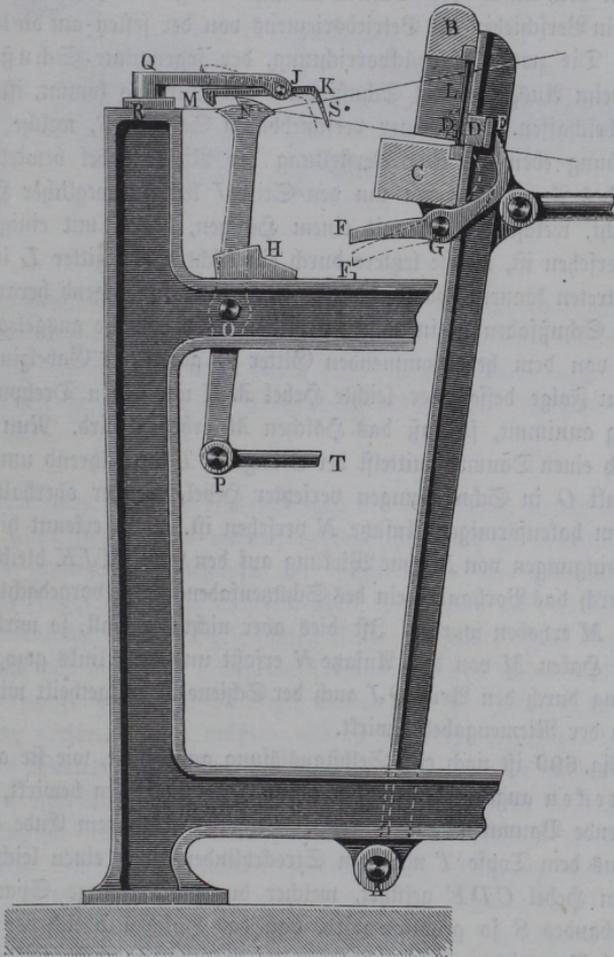
von *F* aufruhet. Sobald nun einer von den über die Glasstäbchen *O* geführten Seidenfäden *B* reißt, soll die Spule *C* stillgehalten werden, um Ungleichmäßigkeiten des Productes zu vermeiden. Zu dem Ende ist jeder Faden *B* durch das Dehr *H* eines leichten, um *J* drehbaren Drahtes *JH* gezogen, welcher 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.



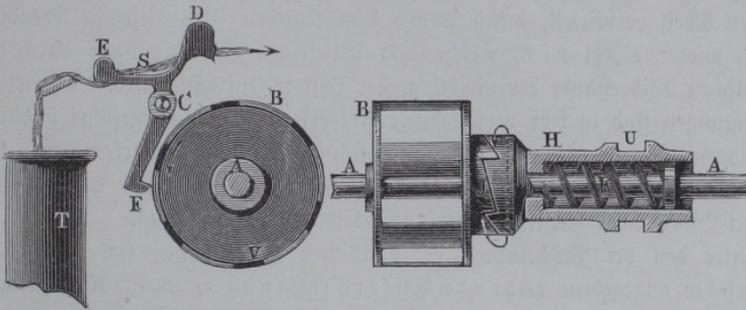
C zu jeder Seite des Gewebes mit einem Kästchen zur Aufnahme der Schütze versehen ist. Die Rückwand *D* dieses Kästchens ist nun um eine verticale Angel wie eine Thür so drehbar gemacht, daß sie nach hinten heraus gedrückt werden kann, wie in der Figur bei *D* gezeichnet ist. Dieses Herausdrücken

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 Häkchen, 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 Häkchen 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 Häkchen 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 Häkchen 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.



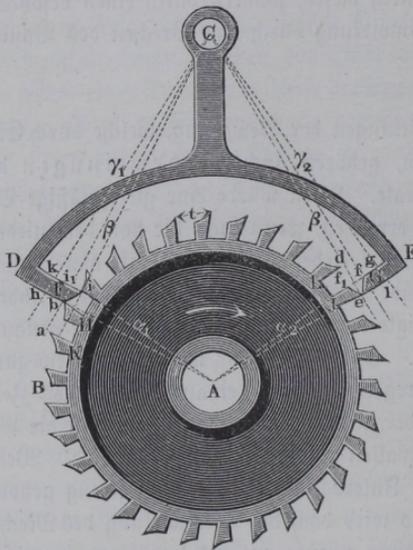
nuth *U* die Ausrückgabel für den Betriebsriemen der Strecke bewegen kann. Alle derartigen Auslösungen sind wegen der Zartheit des Bandes so eingerichtet, daß das Auslösen nicht durch dieses, sondern durch einen besonders bewegten Theil geschieht, dessen Einwirkung durch das Brechen des Bandes eingeleitet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

dazu dient, die erwähnten Unterbrechungen des Triebwerkes durch den Regulator zu bewirken. Jede Hemmung ist daher zunächst als ein Sperrwerk anzusehen, bei welchem das Pendel, resp. die Unruhe als Sperrklinke wirkt. Gleichzeitig muß aber jede Hemmung auch so eingerichtet sein, daß sie von Zeit zu Zeit eine beschleunigende Einwirkung der Triebkraft auf den regulierenden Theil vermittelt, durch welche dem letzteren stets diejenige lebendige Kraft wieder ersetzt wird, welche ihm bei seinen Schwingungen durch die schädlichen Widerstände der Reibung, der Luft zc. entzogen wird. Derartige Hemmungen sind in sehr verschiedener Art erdormen und ausgeführt worden, es mögen hier nur einige der hauptsächlich zur Anwendung gekommenen im Allgemeinen besprochen werden, indem hinsichtlich der Details auf die speciellen Werke über die Uhrmacherkunst verwiesen werden muß.

Unter den bei Pendeluhrn gebräuchlichen Hemmungen findet die von Graham angegebene ruhende Ankerhemmung die meiste Anwendung. Bei derselben dient das auf der Aze *A*, Fig. 700, befestigte Rad *B* als Sperr- oder Hemmungsrad, wofür hier wie bei allen anderen Hemmungen

Fig. 700.



der Name Steigrad gebräuchlich ist. Diesem Rade wird durch das Uhrgewicht stetig die Tendenz einer Drehung im Sinne des Pfeiles ertheilt, durch die Hemmung soll diese Drehung, wie schon erwähnt, regelmäßig unterbrochen und wieder zugelassen werden. Als Sperrklinke dient der um die feste Aze *C* schwingende Bügel oder Anker *CDE*, welcher mit dem Pendel derartig in Verbindung gebracht ist, daß er an den Schwingungen desselben Theil nehmen muß. Das Pendel schwingt zwar in der Regel nicht um dieselbe Aze *C*, sondern ist an einer Feder oberhalb *C* be-

festigt, für die Erläuterung der Hemmung kann man sich aber vorstellen, *C* sei die gemeinschaftliche Schwingungsaxe für das Pendel und den Anker. Die Figur läßt erkennen, wie die Arme *D* und *E* des Ankers zu zwei Haken *DF* und *EG*, sogenannten Paletten, gestaltet sind, welche an den Enden durch geneigte Flächen *bi* und *ef* begrenzt sind, während die Seitenflächen

bh , ik , el und fg concentrisch zu der Schwingungsaxe C gebildet sind. In der gezeichneten Lage des Pendels und Ankers stemmt sich der Zahn H des Steigrades mit seiner äußersten Kante b gegen die schräge Fläche bi der linken Palette, während der Punkt e der rechten Palette gerade mit der Spitze des Zahnes J in Berührung ist. Denkt man das Pendel zur Inangasetzung der Uhr ein wenig nach links zum Ausschlage gebracht, so schiebt sich die Spitze b des Zahnes H an der Fläche bi der Palette entlang, indem durch den Zug des Steigrades die Erhebung des Ankers und Pendels befördert wird, so lange bis der Punkt i der Palette in den Kreis durch b nach i_1 getreten ist. In diesem Augenblicke läßt die linke Palette den Zahn H frei, und das Rad würde seinem Streben, sich noch weiter nach rechts umzudrehen, folgen können, wenn nicht in demselben Augenblicke die Spitze d des Zahnes L mit dem Punkte f der anderen Palette EG , die der Bewegung des Pendels nach links gefolgt ist, in f_1 zusammentreffen würde. In Folge dessen übernimmt nunmehr die Palette EG mit dem Punkte f die Hemmung des Steigrades. Während dieses Vorganges hat sich der Anker offenbar um den Winkel $iCi_1 = fCf_1 = \beta$ gedreht, während die Drehung des Rades den Winkel $bAi = \alpha_1$ beträgt.

Bei der Ankunft des Ankers in der neuen Lage wird das Pendel seine Schwingung nach links im Allgemeinen noch nicht beendet haben; gesetzt es schwinde noch weiter nach links um den Winkel $\gamma_2 = fCg$, so wird während dieser Bewegung das Steigrad in Ruhe verharren, indem nämlich die zu C concentrische Fläche fg der rechten Palette sich an der Spitze d vorüberschiebt, ohne daß eine andere Wirkung als die der Reibung auf diesen Zahn hervorgebracht wird. Von dieser Reibung möge hier abgesehen werden. Hat nun das Pendel seine Schwingung nach links vollendet, und beginnt die Rückschwingung, so schiebt sich die cylindrische Fläche gf zunächst an der Zahnschneide d nach außen, während welcher Zeit das Steigrad ferner in Ruhe verbleibt. Indes von dem Augenblicke an, in welchem d den Punkt f wieder berührt, gestattet die geneigte Fläche fe der Zahnschneide d ein Vorbeischieben, wobei wiederum durch die Zugkraft des Steigrades dem Anker ein Impuls ertheilt wird, welcher jetzt die Schwingung desselben nach rechts befördert, und welcher so lange ausgeübt wird, bis der Punkt d mit dem Punkte e der Palette in Berührung kommt. Das Steigrad B hat sich während dieser Rückschwingung des Pendels um den Winkel $f_1Ae = \alpha_2$ gedreht, während die Rückschwingung des Ankers die Summe der Winkel

$$gCf + fCf_1 = \gamma_2 + \beta$$

beträgt. Das Steigrad kann seine Drehung nicht weiter fortsetzen, da mittlerweile der Punkt b der linken Palette wieder in den Kreis B getreten ist und die Zahnschneide a des folgenden Zahnes K gerade in dem Augenblicke

gegen b sich stützt, in welchem die Spitze d des Zahnes L von der rechten Palette bei e abfällt. Der Anker wird auch jetzt noch weiter nach rechts schwingen, wobei das Rad stehen bleibt, da nunmehr die um C concentrische Fläche bh sich an der herangetretenen Zahnspitze a entlang und auch wieder zurückzieht. Nunmehr ist das ganze System in eine mit der Ausgangsstellung in allen Punkten übereinstimmende Lage gekommen, und dasselbe Spiel wiederholt sich von Neuem. Das Rad hat sich während des betrachteten Vorganges um den Winkel einer Zahntheilung $aAb = \tau$ gedreht, und zwar zuerst um den Winkel $\alpha_1 = bAi$ und dann nach einer Pause um den Winkel $\alpha_2 = f_1 Ae$; worauf das Rad wieder eine gewisse Zeit zur Ruhe gekommen ist. Während der beiden Bewegungen des Rades um α_1 und α_2 ist der Anker nach der einen und nach der anderen Seite um den Winkel $\beta = iCi_1$ resp. $f_1 Cf$ ausgeschwenkt oder gehoben, weswegen man diesen Winkel den Hebungswinkel und die schrägen Flächen bi und fe die Hebungsfächen nennt. Die beiden Ruhepausen des Rades haben während derjenigen Zeit gedauert, welche der Anker zum Hin- und Zurückschwingen des Winkels $fCg = \gamma_2$ bzw. $bCh = \gamma_1$ gebraucht hat. Diese Winkel γ_1 und γ_2 nennt man die Ruhewinkel. Eine einfache Schwingung des Ankers bestimmt sich daher zu: $\gamma_1 + \beta + \gamma_2$, oder, wenn γ_1 gleich γ_2 vorausgesetzt wird, so beträgt der Ausschlag des Ankers von der Mittellage aus nach jeder Seite $\gamma + \frac{1}{2}\beta$.

Die Drehungswinkel α_1 und α_2 des Rades heißen die Fallwinkel, man pflegt auch diese gleich groß zu machen, so daß man $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{1}{2}\tau$ hat. Die Anzahl der Zähne des Steigrades ist daher gleich der Anzahl der doppelten Schwingungen des Pendels, beispielsweise würde ein dreißigzähni ges Steigrad unter Anwendung eines Secundenpendels gerade einen vollen Umgang in einer Minute machen, also zur Aufnahme des Secundenzeigers geeignet sein.

Die Axc C des Ankers pflegt man bei dieser Hemmung in den Durch schnittspunkt der beiden Tangenten zu setzen, welche in den Spitzen b und e der beiden Zähne H und J an den äußersten Kreis des Steigrades B gelegt werden. Damit nun die Fallwinkel α_1 und α_2 gleich groß werden und jeder gleich dem halben Theilwinkel $\frac{1}{2}\tau$ ist, hat man die radial gemessene Dicke bi_1 und $f_1 e$ der Paletten von gleicher Größe und gleich der halben Zahntheilung $\frac{1}{2}t$ zu machen, denn man ersieht aus der Figur, daß, unter r den Halbmesser Ab des Steigrades verstanden,

$$\alpha_1 = \frac{bi_1}{r} \text{ und } \alpha_2 = \frac{f_1 e}{r}$$

ist. Wollte man die Paletten dünner ausführen, so daß die Summe ihrer Dicken kleiner als t wäre, so würde das Steigrad nicht in demselben Augen-

blicke von der einen Palette aufgenommen werden, in welchem die andere Palette dasselbe frei läßt, und es würden die Zähne des Steigrades kleine Stöße auf den Anker ausüben, welche, als dem ganzen Getriebe nachtheilig, vermieden werden müssen. Der Erhebungswinkel $\beta = i_1 Ci$ des Ankers bestimmt sich aus der Dicke $d = bi_1$ der Palette und dem Winkel $i_1 ib = \delta$ an der Spitze der Palette zu

$$\beta = \frac{i_1 i}{Ci} = \frac{d \cot \delta}{l},$$

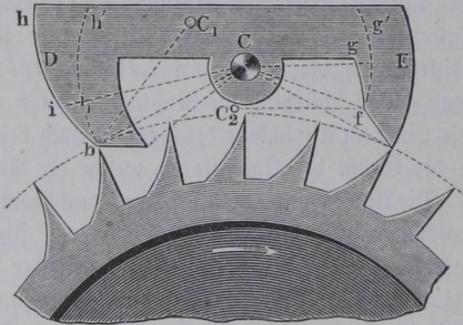
wenn mit l der Radius der inneren Palettenbegrenzung ki_1 bezeichnet wird. Damit daher die Hebungswinkel auf beiden Seiten gleich sind, müssen bei gleichen Palettendicken auch die Neigungen $i_1 ib$ und fel der Hebungsf lächen übereinstimmen. Was schließlich die Ruhewinkel hCb und gCf anbetrifft, so hängen diese von dem Ausschlage des Pendels nach beiden Seiten, daher wesentlich von der Größe der Impulse ab, welche der Anker von dem Steigrade empfängt. Die Anwendung eines stärkeren Laufgewichtes wird daher auch größere Ausschlagswinkel des Pendels bewirken. Hierin liegt ein Nachtheil dieser Hemmung, denn aus den Untersuchungen über das gewöhnliche Kreispendel (s. Thl. I, §. 345) ergab sich, daß die Schwingungsdauer desselben in gewissem Grade abhängig ist von der Größe des Ausschlagswinkels. Wenn daher in der Größe der Triebkraft Aenderungen eintreten, so wird hierdurch die Regelmäßigkeit des Ganges der Uhr ebenfalls in gewissem Grade beeinträchtigt werden.

Dieser Uebelstand ist die Ursache gewesen zur Construction der sogenannten rückfallenden oder rückspringenden Hemmungen, welche sich von der vorstehenden, die im Gegensatz dazu als ruhende Hemmung bezeichnet wird, in Folgendem unterscheiden. Während bei den ruhenden Hemmungen das Steigrad in derjenigen Zeit in Ruhe verbleibt, die zwischen den Einwirkungen der Steigradzähne auf die beiden Hebeflächen verstreicht, während welcher also der Anker um den sogenannten Ruhewinkel (γ) hin- und zurückschwingt, giebt man bei den rückfallenden Hemmungen den betreffenden Paletten eine solche Form, daß durch dieselbe das Steigrad in der gedachten Zeit ein wenig zurückgedrängt wird. Die Absicht hierbei ist, durch den Widerstand, welchen das Steigrad bei diesem Zurückdrängen dem Anker entgegensetzt, das weite Aus schlagen des letzteren möglichst zu beschränken, und in dieser Weise gewissermaßen eine Regulirung des Ausschlages und somit der Schwingungsdauer zu erreichen. Für den Fall nämlich, daß z. B. die Triebkraft an Intensität zunimmt, wird zwar durch den kräftigeren Impuls der Zähne gegen die Hebeflächen eine Vergrößerung des Anker ausschlages angestrebt, welchem letzteren indessen durch den gleichfalls vermehrten Widerstand entgegengewirkt wird, den das Steigrad bei dem Zurückdrängen den

Paletten entgegengesetzt. Indessen sind die Ansichten über die Vorzüge und Nachteile der zurückfallenden Hemmungen getheilt, und man ist in der neuern Zeit zum großen Theile davon abgegangen, die Hemmungen rückfallend zu machen.

Die Art, wie man das Zurückdrängen des Steigrades durch die Paletten erreicht, ist sehr einfach. Ist wieder C die Schwingungsaxe des Ankers f , Fig. 701, so hat man, um die Hemmung rückfallend zu machen, nur nöthig, die äußere Begrenzung der linken Palette D in bh , anstatt sie concentrisch

Fig. 701.



zu C auszuführen, wie bh' andeutet, nach einer Curve wie bh , etwa nach einem Kreisbogen um C_1 zu bilden. Bei einem Ausschlagswinkel bCi des Ankers wird dann der Zahn b um die Größe ii_1 zurückgedrängt. Schwingt der Anker um diesen Winkel wieder zurück, so dreht sich natürlich das Steigrad um

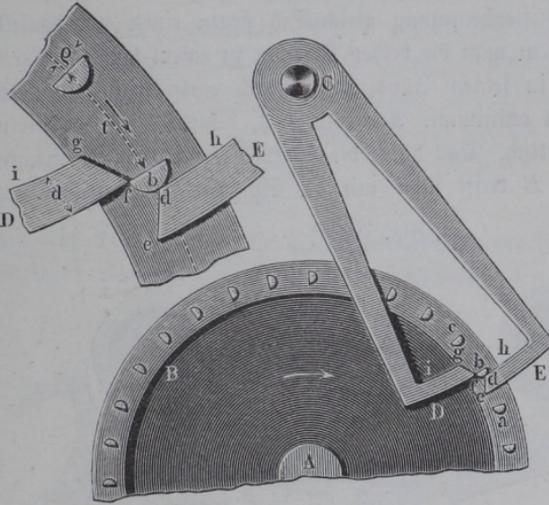
denselben Betrag wieder vorwärts. In derselben Art hat man die innere Seitenbegrenzung der Palette E nicht wie fg' concentrisch zu C , sondern etwa nach einem Kreisbogen fg um den Mittelpunkt C_2 zu formen.

Der Anker, wie er in besseren Taschenuhren vielfach zur Verwendung kommt, weicht im Allgemeinen nicht von dem Graham'schen Anker, Fig. 700, ab, nur pflegt man ihm einen größeren Ausschlagswinkel zu geben als diesem und legt zu dem Ende die Schwingungsaxe C , Fig. 701, näher an das Steigrad heran. Ein größerer Ausschlag ist wegen der Verwendung einer Unruhe, d. h. einer schwingenden Feder anstatt des Pendels hier erwünscht, und man pflegt auch wohl die Einrichtung so zu treffen, daß die Unruhe nicht direct auf die Schwingungsaxe C des Ankers gesetzt wird, sondern auf eine besondere Aze, welche auf einen entsprechenden Arm des Ankers wirkt.

Bei der oben besprochenen Ankerhemmung erleidet die Ankeraxe durch die Einwirkung der Steigradzähne auf die beiden Paletten abwechselnd nach verschiedenen Richtungen einen Druck, wodurch ein schnelleres Abnutzen der Lager eintritt, als bei constant bleibender Richtung des Druckes. Letzteres zu erreichen, ist die sogenannte Stiftenhemmung oder der Stiften-gang entworfen und insbesondere von Lepaute zur Anwendung gebracht worden. Bei dieser Hemmung trägt das auf der Aze A , Fig. 702, befindliche Steigrad in seinem Kranze B in gleichen Abständen die Zähne in Form hervorstehender mit der Aze A paralleler Stifte $a, b, c \dots$ von halbcylindri-

schem Querschnitte. Die beiden Arme CD und CE greifen hierbei an einem und demselben Stifte an, und die Wirkung der Heblächen de und fg , sowie der Ruhestflächen dh und gi ist nach dem Früheren leicht erklärt. Die Figur stellt den Augenblick dar, wo der Stift b vermöge der Drehung des

Fig. 702.



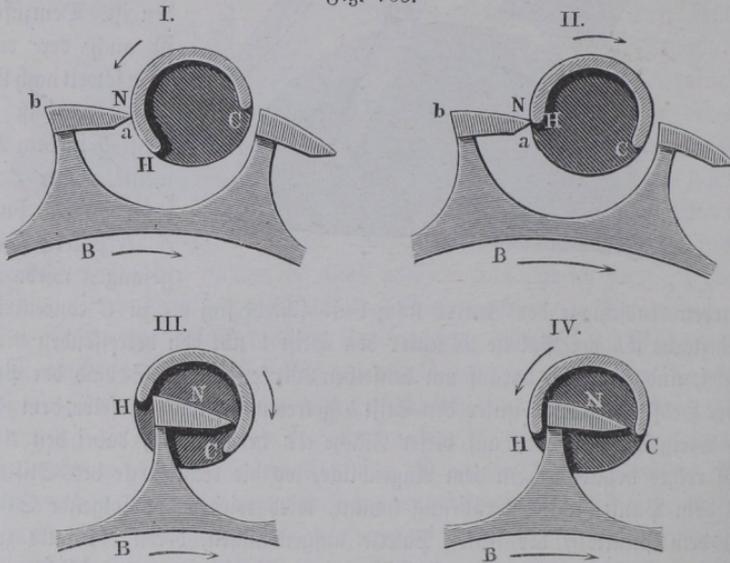
Steigrades im Sinne des Pfeiles von der Hebläche gf der linken Palette herabgeglitten und eben im Begriffe ist, von der Spitze f abzufallen, wobei der Anker nach links gedrückt worden ist. Demzufolge ist auch der rechte Arm soweit nach links geschoben, daß der Stift b in dem Momente, wo er f verläßt, von dem Punkte d der Palette E aufgefangen wird. Bei

weiterem Ausschlage des Ankers nach links schiebt sich die zu C concentrische Ruhestfläche dh der Palette E unter den Stift b um den betreffenden Ruhewinkel, und zieht sich darauf um denselben Winkel zurück. Sobald der Punkt d der Hebläche wieder unter den Stift b getreten ist, wird derselbe, dem Zuge des Steigrades folgend, auf dieser Fläche de herabgleiten, dabei den Anker nach rechts drückend. In dem Augenblicke, wo die rechte Ecke des Stiftes b mit dem Punkte e in Berührung kommt, wird wieder der folgende Stift c von dem Punkte g der linken Palette aufgenommen, deren ebenfalls zu C concentrische Ruhestfläche gi sich bei weiterem Ausschwunge des Ankers nach rechts unter den Stift c schiebt. Die erfolgende Rückschwingung des Ankers nach links bringt dann den Punkt g unter den Stift c , welcher nunmehr auf der Hebläche gf herabgleiten kann. In dieser Weise wiederholt sich das Spiel ununterbrochen. Auch hier macht das Pendel für jede Umdrehung des Steigrades so viele doppelte Schwingungen, als die Anzahl der Stifte beträgt. Halbcylindrisch sind die Stifte gemacht, um beim Abgleiten derselben von dem Punkte d der rechtsseitigen Hebläche der nach rechts gerichteten Bewegung der linken Palette f die Bewegung zu gestatten. Die Paletten sind auch hier von gleicher Breite d und zwar ist $d + \varrho = \frac{1}{2}t$ zu machen, wenn ϱ den Halbmesser des Stiftes und t die Zahntheilung bedeutet. Diese

Hemmung, welche eine ruhende ist, eignet sich besonders für große Pendeluhren.

Eine ruhende Hemmung für Taschenuhren, bei welcher also die Unruhe als Regulator auftritt, ist die gleichfalls von Graham angegebene Cylinderhemmung. Diese Hemmung kann man sich ebenfalls aus der Ankerhemmung entstanden denken, indem man annimmt, daß die beiden Paletten ebenso wie bei der Stiftenhemmung gleichzeitig gegen einen und denselben Zahn wirken, und indem man die beiden Paletten zu einem Hohlzylinder zusammenzieht, welcher in seinem Innern den durch einen Einschnitt hineintretenden Steigradzahn aufnimmt. Aus Fig. 703, I bis IV, ist die Wirkung dieser Hemmung ersichtlich. Das durch die Triebfeder nach der Pfeilrichtung angetriebene Steigrad *B* trifft in I mit der Spitze *a* seines Zahns gegen

Fig. 703.

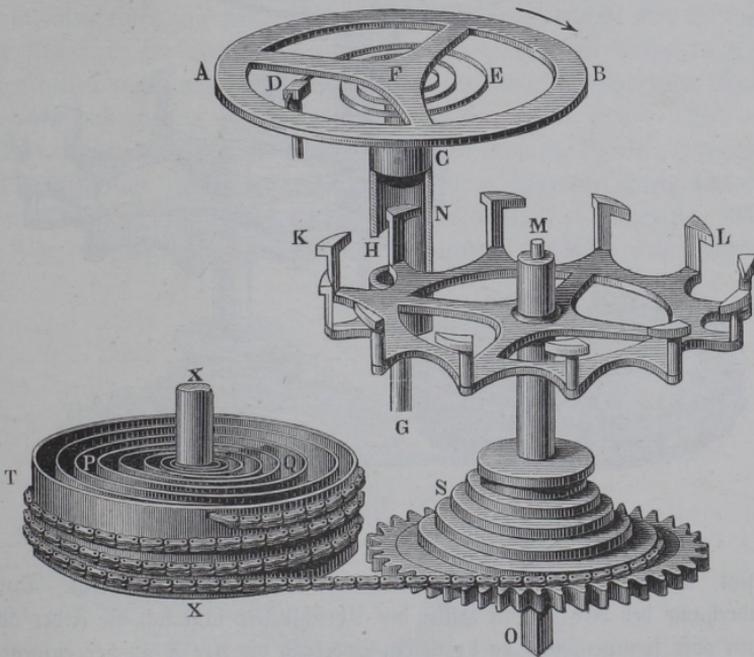


den äußeren Umfang *N* des den Anker ersetzenden stählernen Cylinderchens und wird dadurch an der Bewegung gehindert, während der Cylinder, nach links sich drehend, seine Schwingung vollendet. Wenn dann der Cylinder zurückschwingt, so wird das Rad bis zu dem Augenblicke noch in Ruhe bleiben, in welchem die Zahnspitze *a* mit der Wandung des Cylinderausschnittes oder der vorderen Lippe *H* in Berührung kommt, wie in II angegeben ist. Nunmehr kann der Zahn in den Cylinder eintreten, bis die Zahnkante *a* in III gegen die innere Cylinderwandung *N* stößt, welche als zweite Palette anzusehen ist. Hierdurch wird das Rad zum zweiten Male so lange angehalten, bis der Cylinder seine Schwingung nach rechts vollendet hat und auf der Rück-

schwingung nach links in IV die zweite Lippe *C* an die Spitze des Zahnes tritt, welchem dadurch der Austritt aus dem Cylinder gestattet ist. Unmittelbar darauf kommt der folgende Steigradzahn in die Stellung *ab* in I. Da die äußere Begrenzung der Zähne hierbei nicht concentrisch zur Ase *A* gebildet ist, so erkennt man, daß durch das Vorbeigehen der schrägen Zahnflächen *ab*, die hier die Wirkung der Heblflächen vertreten, an den Lippen des Cylinders diesem zweimal ein Impuls ertheilt wird, welcher die durch schädliche Widerstände aufgekehrte Arbeit ersetzt. Jedem Zahne entspricht auch hier eine Doppelschwingung des Cylinders. Die Drehung des letzteren kann hier sehr bedeutend angenommen werden, was für die Anwendung einer Unruhe als Regulator erwünscht ist. Man giebt dem Cylinder Ausschlagswinkel von 180° und darüber.

In Fig. 704 ist noch eine Zusammenstellung der hauptsächlichsten Theile eines Uhrwerkes mit Cylinderhemmung gegeben. Die Unruhe besteht aus

Fig. 704.

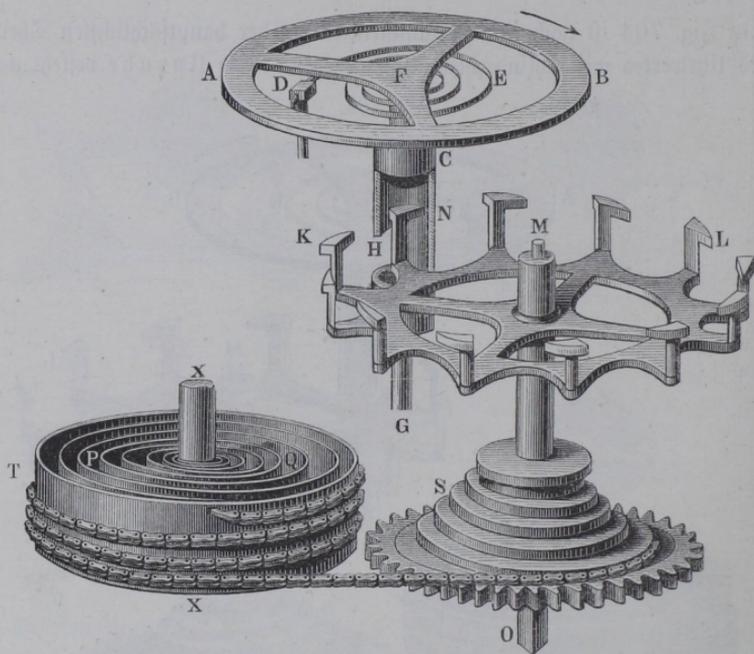


dem um die Ase *C* drehbaren Schwungrädchen *AB* und der dazu gehörigen feinen Spiralfeder *DEF*, deren eines Ende *D* am festen Gestelle und deren anderes Ende an der Ase *C* befestigt ist. Wird das Rad in der Richtung des Pfeils ein wenig gedreht und dann sich selbst überlassen, so wird es durch

die Elasticität der Spirale nicht nur zurückgeführt, sondern es geht vermöge seiner Trägheitskraft über die Gleichgewichtslage hinaus, wobei die Feder in entgegengesetztem Sinne gespannt wird. In Folge dieser Wirkungen gerathen die Feder und das Schwungrädchen in Schwingungen, welche in der oben betrachteten Art durch die wiederholten Impulse des Steigrades dauernd erhalten werden (siehe Thl. I Anhang, §. 5).

Aus der Figur erkennt man außerdem auch die Einrichtung des Triebwerkes, welches bei tragbaren Uhren natürlich ebenfalls auf die Wirkung von Federn basirt sein muß. *PQ* ist hier die stählerne Triebfeder, deren eines Ende an der Ase *XX*, deren anderes an dem Umfange der Trommel *T*

Fig. 704.

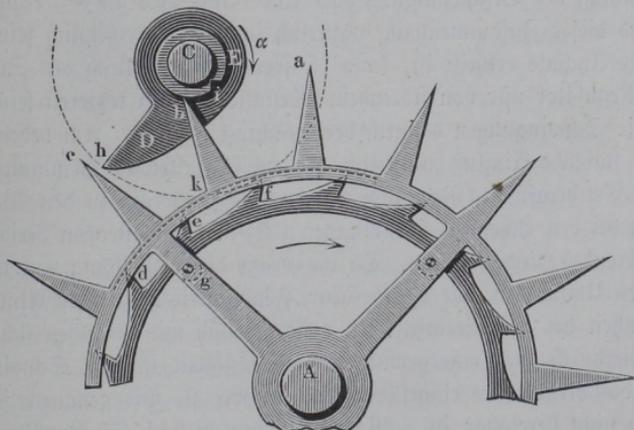


festsetzt, welche, die Feder umschließend, lose auf der Ase sich dreht. Durch Umdrehung der Ase *X* mit Hülfe des Uhrschlüssels läßt sich die Feder aufziehen oder spannen, und da durch ein Sperrrad die Ase *X* an der entgegengesetzten Drehung verhindert wird, so erhält die Trommel die Tendenz, sich in der Richtung umzudrehen, in welcher das Aufziehen geschah (siehe auch Fig. 682). Bei den neueren Uhren ist die Trommel mit einem Zahnrade versehen, welches ein System von verschiedenen Vorgelegsasen in Bewegung setzt, deren letzte am schnellsten gehende das Steigrad erhält. In Fig. 704

ist eine andere jetzt nur selten noch angewendete Einrichtung gezeichnet. Hierbei wird nämlich die drehende Bewegung der Trommel *T* mittelst eines Gliederkettchens auf eine sogenannte Schnecke, d. h. eine conische Spiralscheibe *S* übertragen, deren Drehung dann durch Zahnräder mit vermehrter Geschwindigkeit der Steigradwelle mitgetheilt wird. Wenn in der Figur das Steigrad direct auf der Schneckenwelle *MO* angenommen worden ist, so geschah es nur, um die Uebersichtlichkeit nicht zu stören. Durch die Anordnung der conischen Schnecke soll ein möglichst constantes Moment der Umdrehungskraft erreicht werden, indem mit abnehmender Kraft der Feder der Halbmesser des Kettenzuges zunimmt. Die Umtriebskraft hat übrigens, wie schon oben bemerkt, nur indirecten Einfluß auf die Schwingungsdauer, und man pflegt die Schnecke vielfach fortzulassen und sich damit zu begnügen, durch Anwendung eines hinreichend gewichtigen Schwungradchens und einer schwachen Triebfeder *QP*, welche eben nur im Stande ist, das Uhrwerk in Bewegung zu erhalten, die Schwankungen der Triebkraft von möglichst geringem Einflusse zu machen. Die Cylinderhemmung ermöglicht wegen ihrer Construction einen sehr flachen Bau der Taschenuhren, ergiebt aber beträchtliche Reibungen der Steigradzähne an den Wandungen des Cylinders, weswegen diese Organe aus sehr widerstandsfähigem Material (gehärtetem Stahl) gearbeitet und hochfein polirt sein müssen.

Diese Reibung möglichst herabzuziehen hat man u. A. eine Hemmung construirt, welche wegen des dabei angewandten doppelten Steigrades den Namen Doppelsteigradhemmung oder Duplexhemmung führt. In Fig. 705, welche das Princip dieser Hemmung andeutet, ist das auf der

Fig. 705.



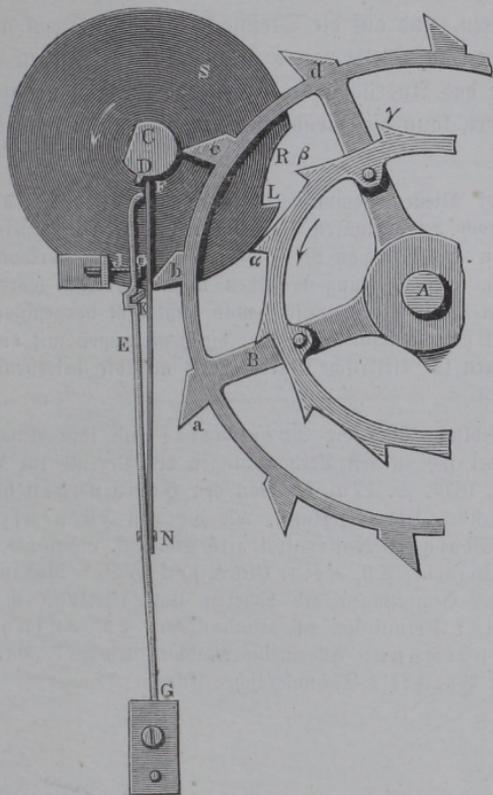
Axe *A* angebrachte Steigrad mit zwei Reihen Zähnen versehen, und zwar mit den sehr schlanken, aus der cylindrischen Fläche hervorstehenden Zähnen

a, b, c ... und den auf der ebenen Fläche angebrachten Zähnen *d, e, f* ... Die Axe *C* der Unruhe trägt einen kleinen aus hartem Stahl oder Rubin gefertigten Cylinder *E*, gegen welchen sich die Zähne *a, b, c* stützen, und in der Ebene der Zähne *d, e, f* einen Daumen *D*, welcher von dem Steigrade bei jeder Doppelschwingung der Unruhe einmal einen Impuls erhält. Wenn der Cylinder *E* durchweg genau cylindrisch wäre, so würde er dem Steigrade jede Drehung im Sinne des Pfeiles verwehren. Bei *i* aber ist eine feine axiale Rinne oder Ruth in dem Cylinder angebracht, welche die absetzende Drehung des Steigrades um je einen Zahn *a, b, c* bei einer Doppelschwingung der Unruhe ermöglicht. Denkt man nämlich die letztere in dem Sinne des Pfeiles *a* schwingend, so passiert die Furche *i* unter der Zahnspitze *b*, ohne dem Steigrade die Bewegung zu gestatten. Erst bei der Rückschwingung der Unruhe, wenn die Furche zum zweiten Male unter die Spitze *b* tritt, nimmt sie dieselbe mit, und das Steigrad dreht sich um einen Zahn rechtsum, nämlich bis der folgende Zahn *c* sich wieder gegen den Cylinder *E* lehnt. Gleichzeitig ist bei dieser Auslösung des Zahnes *b* während des Rückschwunges der Unruhe der kleine Daumen *D* mit seiner Spitze *h* bei *k* in den Wirkungskreis der Zähne *d, e, f* getreten und hat von der Spitze *e* einen Anstoß empfangen. Bei dieser Hemmung wird daher, wie überhaupt bei den besseren Uhren während jeder Doppelschwingung der Unruhe nur einmal eine Hemmung resp. Auslösung des Steigrades bewirkt und auch nur einmal ein Impuls auf den Regulator ausgeübt.

Bei allen bisher besprochenen Hemmungen steht der regulirende Theil, also das Pendel oder die Unruhe, fortdauernd in directem oder indirectem Zusammenhange mit dem Triebwerke, d. h. mit dem Steigrade. Während der Ertheilung der Beschleunigung oder eines Impulses an den regulirenden Theil wird dieser Zusammenhang natürlich immer unvermeidlich sein, sobald aber dieser Impuls ertheilt ist, kann die fernere Einwirkung des Steigrades auf den Regulator nur von störendem Einflusse auf den letzteren sein, indem dessen freie Schwingungen dadurch beeinträchtigt werden. Am bedeutendsten ist dieser störende Einfluß natürlich bei den rückfallenden Hemmungen, bei denen die Triebkraft dem Regulator ein directes Hinderniß in den Weg stellt, aber auch bei den ruhenden Hemmungen tritt in der gleitenden Reibung ein solches störendes Hinderniß auf. Da die Größe dieser Reibung von mancherlei äußeren Umständen, wie Temperatur, Feuchtigkeitsgehalt der Atmosphäre, Beschaffenheit der Schmiermittel *z.*, abhängt und mit denselben sich ändert, so muß hierdurch auch eine gewisse Unregelmäßigkeit in dem Schwingungszustande des Regulators eingeführt werden, wie sie mit genauen Zeitmessapparaten nicht vereinbar ist. Man hat daher vielfach sich bemüht, für genaue astronomische und nautische Instrumente sogenannte freie Hemmungen auszuführen, bei denen der Regulator, nachdem ihm die erforderliche Be-

schleunigung durch das ausgelöste Steigrad ertheilt worden ist, seine Schwingung ganz frei von dem Triebwerke vollführen kann. Als Beispiel sei eine solche freie Hemmung hier noch angeführt, wie sie von dem berühmten Uhrmacher *Jürgensen*

Fig. 706.



Jürgensen für Schiffschronometer mehrfach erfolgreich ausgeführt worden ist. Auch bei dieser Hemmung, Fig. 706, ist das auf der Ase *A* befestigte Steigrad *B* ein Doppelrad mit gleichviel Zähnen auf jedem Kranze (in der Regel je zwölf). Hiervon dienen die Zähne *a*, *b*, *c* als Hemmungszähne, während diejenigen *α*, *β*, *γ* als Stoßzähne zur Ertheilung der Beschleunigung der Unruhe fungiren, deren Ase wieder durch *C* dargestellt ist. Das Anhalten des Steigrades geschieht durch den kleinen Knaggen *K*, gegen welchen in der Zeichnung der Zahn *b* des Hemmrades sich stützt. Dieser Knaggen ist auf einer

bei *G* befestigten federnden Schiene *E* angebracht, welche durch ihre Elasticität fortwährend gegen das Hemmrad gedrückt, diesem Bestreben aber nur so weit folgen kann, als der vorstehende Kopf *O* des Stiftes *J* gestattet. Zur Auslösung des Steigrades, d. h. zur Zurückbiegung der Schiene *E* mit dem Knaggen *K* dient die schwache Feder *F*, welche bei *N* mit der Schiene *E* verbunden, an ihrem oberen Ende *F* einen Impuls von dem kleinen Daumen *D* der Unruhswelle empfängt. Dreht sich nämlich die Welle *C* in der Richtung des Pfeiles linksrum, so bewirkt der Daumen *D* nur ein leichtes seitliches Ausbiegen (nach rechts) der schwachen Feder *F*, ohne weitere Wirkung auf die Schiene *E*. Dagegen drückt der Daumen *D* bei der Rückschwingung der Unruhe die Feder *F* und mit dieser die federnde Schiene *E*

nach links zurück, löst den Zahn *b* dadurch aus und ermöglicht die Bewegung des Steigrades, welches indeß von der sofort wieder zurückschwingenden Schiene *E* an dem folgenden Zahne *c* von Neuem angehalten wird. Bei dieser Bewegung des Steigrades hat gleichzeitig der Zahn β des Stoßrades Gelegenheit gefunden, in den Einschnitt *R* der auf der Unruhwelle *C* befestigten Scheibe *S* einzutreten, und auf die Stoßfläche *L* einen Druck auszuüben, bis dieser Zahn β an die Stelle von α gelangt ist. Abgesehen von der sehr kurzen Zeit, welche das Ausrücken der Feder und das Beschleunigen durch den Stoßzahn erfordert, kann die Unruhe ihre Schwingungen ganz frei vollführen.

Anmerkung. Von der ältesten Hemmung, dem sogenannten Spindelgange, wie sie jetzt nur noch bei ordinären Taschenuhren und in modificirter Art etwa bei den Werkervorrichtungen der Schwarzwälderuhren vorkommt, ist hier wegen der unvollkommeneren Wirkung derselben nicht gesprochen worden. Ueber die mancherlei sonstigen Hemmungen, welche man außerdem vorgeschlagen und zur Ausführung gebracht hat, so namentlich über die Hemmungen mit constanten Kraft und diejenigen für elektrische Uhren muß auf die betreffenden Specialwerke verwiesen werden.

Eine ausführliche Abhandlung über die Sperrwerke und ihre Anwendungen von Reuleaux findet sich in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbleißes, 1877, S. 17 u. f. Von den Hemmungen handeln die meisten Lehrbücher über Uhrmacherkunst, wie die von Jürgensen: Die höhere Uhrmacherkunst; Moinet: Nouveau traité général, élémentaire pratique et théorique d'horlogerie; Th. Reid: Clock and Watch Making; Martens: Beschreibung der Hemmungen der höheren Uhrmacherkunst u. a. Siehe darüber auch Willis: Principles of Mechanism; Laboulaye: Traité de cinématique; Rühlmann: Allgemeine Maschinenlehre, 1. Band, sowie den Artikel „Uhren“ in Prechtl's Technologischer Encyclopädie.