

## Neunzehntes Kapitel.

### ZUGORGANE ALS MASCHINENELEMENTE.

#### §. 261.

#### Verschiedene Arten von Zugorganen.

Während die bisher besprochenen Maschinenelemente Kräften von beliebiger Richtung zu widerstehen vermögen, und starre Körper vorzustellen oder anzunähern bestimmt sind, gibt es eine Reihe von Elementen, welche wesentlich nur Zugkräften zu widerstehen geeignet sind, während sie biegenden, stauchenden und verdrehenden Kräften gegenüber sich sehr nachgiebig verhalten. Es sind die Schnüre, Seile, Drähte, Bänder, Gurten, Riemen, Ketten; wir wollen sie unter der gemeinsamen Bezeichnung Zugkraftorgane, oder abgekürzt Zugorgane, zusammenfassen. Ihre Benutzbarkeit ist wegen des erwähnten eigenthümlichen Festigkeitszustandes eine beschränkte; andererseits aber ermöglicht dieser, mittelst der Zugorgane neue und besondere Aufgaben zu lösen, nämlich mittelst eines und desselben Organes Kräfte in wechselnder Richtung, in gebogenen und zusammengesetzten Richtungslinien zur Wirkung zu bringen, womit vorzügliche praktische Ergebnisse erzielt werden. Erhöht wird der Werth der letzteren noch dadurch, dass die Beanspruchung des Materials bei den Zugorganen besonders günstig ist und sie deshalb geringen Materialaufwand erfordern.

#### §. 262.

#### Benutzungsweisen der Zugorgane.

Man hat „stehende“ und „laufende“ Zugorgane unterschieden. Erstere dienen zum Tragen von Lasten, Verspannen von

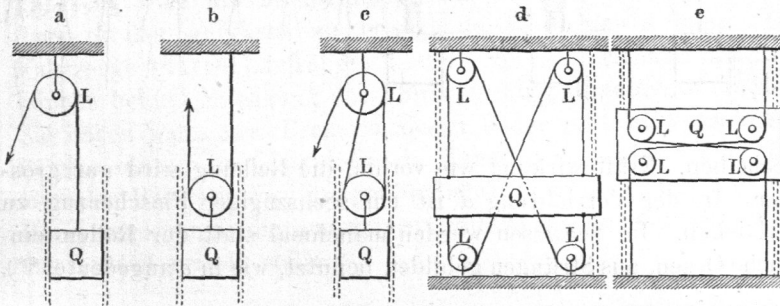
Bauwerken, auch als Konstruktionsteile von Maschinen; Beispiele bieten die Hängebrücken, Schiffbrücken, Takelwerk, Schlepptaue oder -Trossen, Zuggestänge aus Drahtseil u. s. w. Die laufenden Zugorgane kommen in Maschinen in Verbindung mit anderen Elementen, welche ihnen anzupassen sind, als bewegliche Kraftvermittler vor. Man kann deutlich drei Arten der Zusammenwirkung laufender Zugorgane mit anderen Maschinenelementen unterscheiden, solche nämlich:

- 1) zum Leiten,
- 2) zum Wickeln (Aufwickeln oder Abwickeln),
- 3) zum Treiben — so möge heissen das Aufwickeln und beim selben Bewegungssinn danach erfolgende Wiederabwickeln — der Zugorgane.

Die Verbindungen der Zugorgane mit den Vorrichtungen zum Leiten, Wickeln und Treiben kommen einfach, mehrfach und in Verbindungen, zusammen oder nicht zusammen mit stehenden Zugorganen vor. Für das Verständniss der verschiedenen Verwendungen bedarf es eines Ueberblickes über die wichtigsten der üblichen Vereinigungen; dieselben seien deshalb hier in Kürze vorgeführt.

1. Leitung. Fig. 784 stellt schematisch mehrere Zugorganwerke, bei welchen nur Leitung vorkommt, dar. *a* die sogenannte

Fig. 784.



festen Rolle, über welche ein Zugorgan (z. B. ein Seil) in einem Winkel geleitet ist behufs Einwirkung auf eine zu bewegende Last *Q*. Eine, hier punktierte, Führung des Körpers *Q* ist vorausgesetzt, oder wird bei Lasthebwerken durch die Schwerkraft annähernd bewirkt. Zur Leitung dient eine um eine Achse drehbare, ausgekehlte runde Scheibe oder Rolle.



*b* die sogenannte lose Rolle; die Rolle ist an dem zu bewegenden Stück angebracht; der Widerstand von  $Q$  ist auf zwei Seile vertheilt.

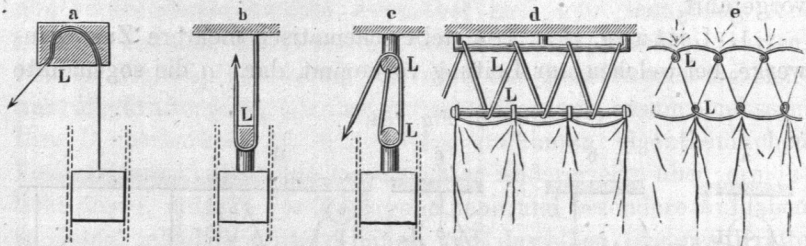
*c* Kombination von *a* mit *b*, sogenannter Flaschenzug, Klobenzug, auf Schiffen Block (Paar von Blöcken), auch Talje genannt.

*d* Kombination von vier Leitungen von der Form *a*; der Körper  $Q$ , auf geraden, den seitlichen Seiltrümmern parallelen Bahnen gehend, wird durch die Seilleitungen parallel geführt. (Parallelführung von Th. Bergner, an Reisschienen angewandt.)

*e* Kombination von vier Leitungen nach *b*.  $Q$  wird wiederum parallel geführt (ältere Parallelführung am Spinnwagen des Selbstspinners, auch am Wagen des Laufkrans von Tangye\*).

Die Leitscheibe wird manchmal statt von einem blossen Zapfen von einem Rollenlager nach Fig. 506 getragen (vergl. auch §. 265). Sie dient zur Verminderung der Reibung an der Biegungsstelle, kann daher umgekehrt auch weggelassen werden, wenn nur die Biegungsstelle gut gerundet ist. In Fig. 785 entsprechen die Darstellungen *abc* den vorigen unter Weglassung der drehbaren

Fig. 785.



Scheiben. Kräftewirkung wie vorhin, die Reibung wird nur grösser. In der Vorrichtung *d* ist ein sechszügiger Flaschenzug zu erblicken. Im Seewesen werden manchmal statt der Rollen einfache Oesen, aus Strängen gebildet, benutzt, wie in *e* angedeutet\*\*).

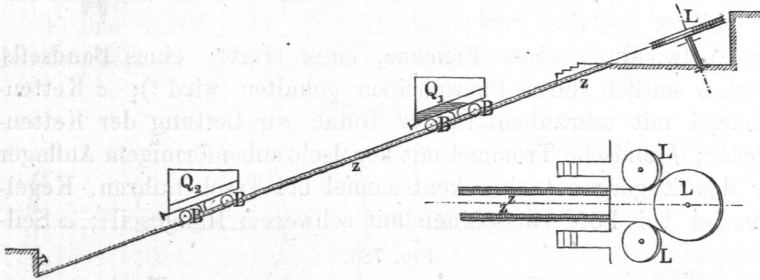
\*) *d* ist eine kinematische Umkehrung der älteren Konstruktion *e*.

\*\*\*) In der Theorie der Flaschenzüge wurden bisher die drehbaren Scheiben, über welche die Seile geleitet werden, als wesentliche Theile angesehen. Sie sind es, wie man sieht, im allgemeinen nicht (vergl. aber S. 700). Flaschenzüge ohne drehbare Rollen sind häufig im Gebrauch. Gewisse Riemenspanner hat man so ausgeführt; aber schon jede gewöhnliche Schnalle ist eine „lose Rolle“; ja diese kommt beim einfachen Verschnüren von Packeten bereits zu überaus praktischer Verwendung. Eine Schnü-

Die eben erwähnte Reibung ist im allgemeinen gross, weil das Zugorgan auf alle von ihm berührten Punkte der konvexen Leitungsfläche presst; ihre Grösse nimmt mit dem Umfassungswinkel rasch zu (§. 264). Aber eben dieser Umstand, welchem hier durch Einschaltung der Leitscheiben entgegengewirkt wird, wird andererseits sehr nützlich verwerthet. Die Seilreibung, wie man die hier in Betracht kommende Form der gleitenden Reibung genannt hat, spielt in den Zugorganwerken eine hervorragende Rolle, auf welche weiter unten zurückzukommen ist.

Fig. 786 anderes, auf blosser Leitung beruhendes Zugorganwerk, die Riggenbach'sche Seilrampe\*). Zwei Fahrzeuge, auf

Fig. 786.



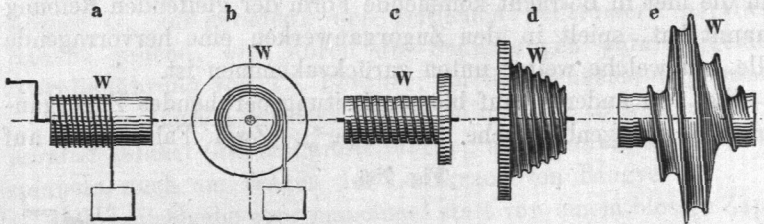
neben einander liegenden Schiefebenen gehend, durch ein über das Rampenhaupt geleitetes Seil verbunden. Das abwärts gehende Fahrzeug wird am Rampenhaupt mit Wasser belastet, soweit, dass es das aufwärts zu bewegendes heraufziehen kann. Die Fahrzeuge (durch Laufräder, §. 198, auf den Schienen geleitet) können behufs Mässigung der Abwärtsbewegung gebremst werden. Sie haben jedes zwei Bremsen, deren Räder mittelst Verzahnung in eine mitten im Gleis liegende Zahnstange  $z$  eingreifen. Die eine der Bremsen wird im gewöhnlichen Betrieb benutzt und von Hand angespannt, die andere tritt selbstthätig in Wirkung, wenn das Leitseil reissen sollte.

rung an Kleidungsstücken und Schuhwerk, selbst eine gewöhnliche Naht lässt sich als ein Flaschenzug betrachten, dessen Züge nur nicht alle auf einmal, sondern nach und nach ein- und angezogen werden, und darauf einer grossen, von allen Fäden gemeinsam getragenen Kraft das Gleichgewicht zu halten vermögen.

\*) Vortreffliche Ausführungen: am Giëssbach, Schweiz, mit 28 Proz. Steigung, in Born Jesus de Braza in Portugal (1877) mit 45 Proz., bei Montreux (1883) mit 57 Proz., in Lissabon (Strasse Lavra) (1883) mit 25 Proz. in S-förmiger Kurve.

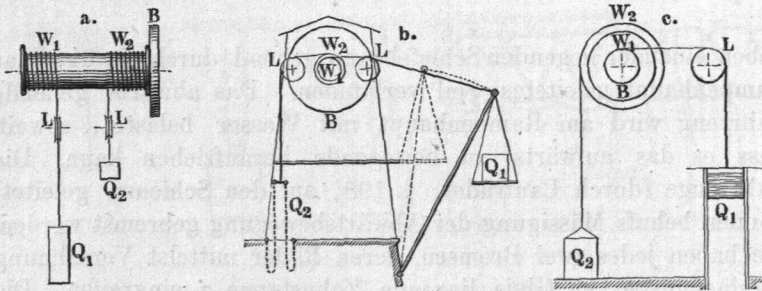
2. Wicklung. Die wichtigsten Formen der Aufwicklungs-körper sind in Fig. 787 zusammengestellt. *a* cylindrischer Haspelbaum, wenn stehend Erdwinde, auch wohl Tummelbaum, auch Spillbaum genannt, für grössere Winden zur Trommel und bei Fördermaschinen zum Seilkorb erweitert; *b* Trommel für spira-

Fig. 787.



lige Aufwicklung eines Riemens, einer Gurte, eines Bandseils, welches seitlich durch Planscheiben gehalten wird\*); *c* Ketten-trommel mit schraubenförmiger Rinne zur Bettung der Ketten-glieder; *d* konische Trommel mit kegelschraubenförmigem Auflager für das Zugorgan (Schnecken-trommel bei Taschenuhren, Kegel-trommel bei Fördermaschinen mit schwerem Hängeseil); *e* Seil-

Fig. 788.



schnecke des Selbstspinners, wo das sich aufwickelnde Seil den Spinnwagen mit zu- und abnehmender Geschwindigkeit heranziehen soll.

Kombinationen von Wicklungen, mit und ohne Leitungen, kommen vielfach zur Anwendung, ebenso auch blosse Vereinigungen von Wicklungen nebst den nöthigen Leitungen.

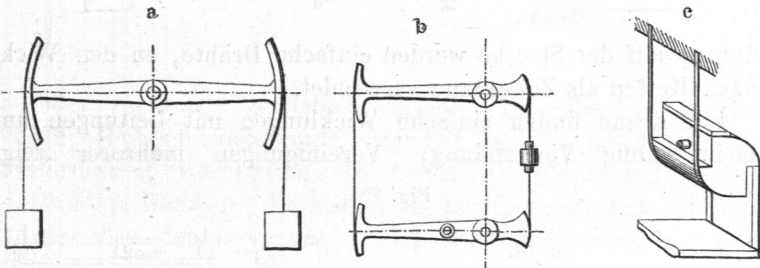
Fig. 788 Kombinationen behufs Senkung von Lasten. *a* Senk-bremsen für Waarenhäuser; die Wicklung  $W_1$  lässt die abwärts

\*) Neuerdings mit Erfolg auch für runde Drahtseile benutzt auf der Cliftongrube bei Manchester. (Mining and scientific Press, 1884, S. 177.)

zu schaffende Last  $Q_1$  sinken,  $W_2$  zieht mittlerweile das Gegengewicht  $Q_2$  auf, welches nachher das von  $Q_1$  entlastete Seil wieder aufwickelt;  $B$  Bremse zur Mässigung der Bewegung; wenn nöthig, werden Leitungen  $L$  angebracht\*);  $b$  Senkbremse für Kohlenwagen; zwei Wicklungen kombiniert, Bremse  $B$  zum Mässigen der Bewegung; das Gegengewicht  $Q_2$  hat die Form der Poncelet'schen Kette, deren Wirkung auf  $W_2$  mit zunehmender Senkung der Kette abnimmt\*\*).  $c$  Gichtenaufzug von Althans; zwei Wicklungen von Gurten (Stahlbändern) kombiniert; bei  $Q_1$  Belastung mit Wasser, welches den beladenen Gichtenkorb  $Q_2$  auf die Gichtsohle hebt, worauf die Wasserbelastung abgelassen wird und der entleerte Korb das leere Wassergefäss wieder aufzieht; Bremse zum Mässigen der Bewegung bei  $B$ .

Früher wurde mehr als jetzt für schwingende Bewegungen in Hebelwerken die Kombination von Wicklungen Fig. 789 a an-

Fig. 789.



gewandt;  $b$  sehr zweckmässige Kombination zweier Wicklungen für Laubsägenbetrieb;  $c$  Kombination zweier Wicklungen von feinen Stahlbändchen an Emery's Fühlhebel\*\*\*).

Bei Lastwinden kommen sowohl einfache Verwendungen nach Fig. 790, als auch Kombinationen zur Benutzung, Fig. 791.  $a$  zwei Wicklungen und eine Leitung kombiniert zur sogenannten chinesischen oder Differenzialwinde.  $b$  zwei Wicklungen und eine Leitung, welche aber auch entbehrlich wäre, kombiniert in der Kettenwinde von Ingenieur Brown in Winterthur für Laufkrane,

\*) In England nennt man die Einrichtung *Jigger*; als Gegenstück  $Q_2$  dient bei Sackgütern ein zweiter Sack; sehr gut ausgeführt ist Rudler's Senkbremse für Zuckerbrodformen, siehe Armengaud, publ. industr. VII, S. 12.

\*\*\*) In den Kohlendistrikten Englands ist diese Senkbremse (*Drop* genannt) viel benutzt; s. Annales des mines 1842, S. 117.

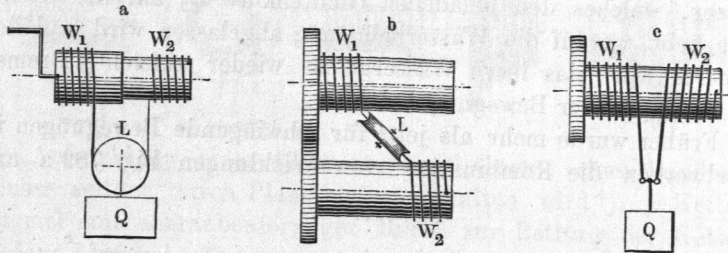
\*\*\*\*) S. Berl. Verhandlungen 1884, Sitzungsbericht vom 3. März.



bestimmt, die Last trotz dem Fortschreiten der Aufwicklungs-  
punkte stets senkrecht steigen oder sinken zu lassen. *c* Vorrich-  
tung für denselben Zweck, vom Verfasser (1862) angegeben; zwei  
Wicklungen kombiniert; die einmal richtig nach dem Steigungs-  
winkel der Trommelrinne (Fig. 790 *c*) eingelegten Ketten behalten  
stets dieselbe Neigung zur Trommelachse bei.

Die jetzt ungemein gebräuchlichen Signal- und Schlagbaum-  
züge für Eisenbahnen sind Kombinationen aus Wicklung und

Fig. 790.



Leitung; auf der Strecke werden einfache Drähte, an den Wick-  
lungen Ketten als Zugorgane verwendet.

Für Krane finden einfache Wicklungen mit Leitungen un-  
gemein häufig Verwendung; Vereinigungen mehrerer zeigt

Fig. 791.

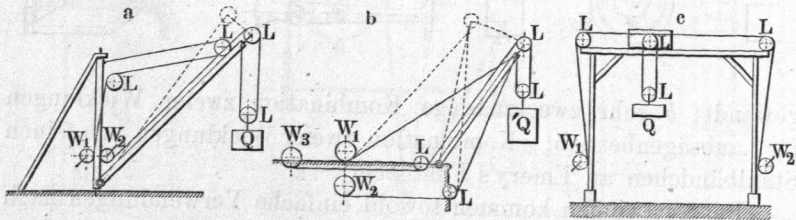
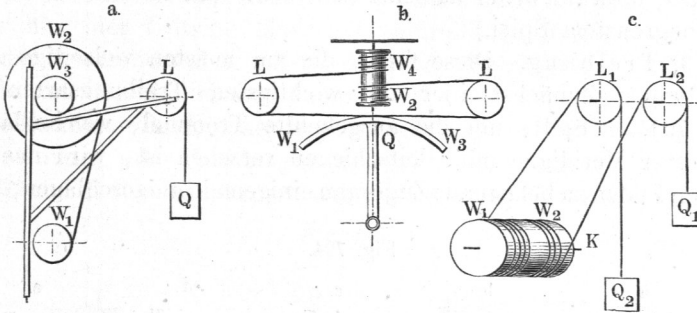


Fig. 791. *a* Kran mit beweglichem Auslader (Wippkran); zwei  
Wicklungen nebst Leitungen vereinigt. *b* Mastenkrane, Scheerkrane,  
drei Wicklungen nebst Leitungen vereinigt;  $W_1$  und  $W_2$  zum  
Halten und Richten der Scheerbäume,  $W_3$  zum Aufwinden und  
Senken der Last  $Q$ . *c* Laufkran für Bauten; das Gestell ist auf  
Rädern fortbewegbar; zwei gleiche Wicklungen vereinigt und kom-  
binirt, mit Leitungen verbunden; Hebung oder Senkung von  $Q$   
findet statt bei nicht parallelem Drehen der gleichen Trommeln  
 $W_1$  und  $W_2$ , blosse Querbewegung bei parallelem.

Fig. 792 *a*. Drei Wicklungen kombiniert und mit einer Lei-  
tung verbunden zum Seilkran; *b* vier Wicklungen untereinander

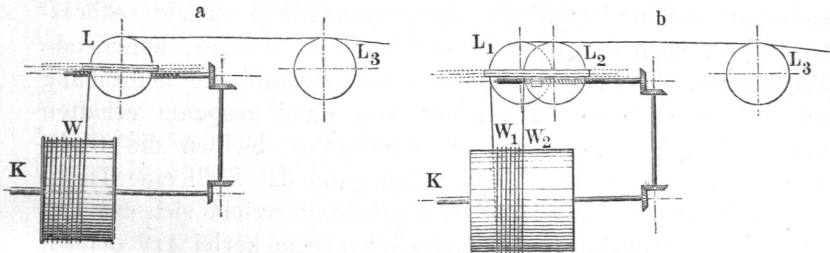
und mit Leitung kombiniert (oft unter Einschaltung von Flaschenzügen) zur Bewegung des Steuerhelms oder der Ruderpinne auf Schiffen, auch Kriegsschiffen, wo noch mancherlei Abänderungen in der Angriffs- und Betriebsweise der Taue oder Reepe (geflochtene Lederreepe) vorkommen; *c* zwei Wicklungen und zwei Leitungen kombiniert für die gewöhnliche Fördermaschine für Bergwerke, wo die verbundenen Trommeln durch eine Kraftmaschine

Fig. 792.



vor- oder rückwärts getrieben werden. Dasselbe System wird auch für Rampen angewandt. Handelt es sich um blosse Abwärtsförderung von Lasten, so bleibt die Kraftmaschine weg (selbstthätige Rampen); Bremsung an der Trommel dient alsdann zum Mässigen der Bewegung. Beispiele: die „Bremsberge“ der

Fig. 793.



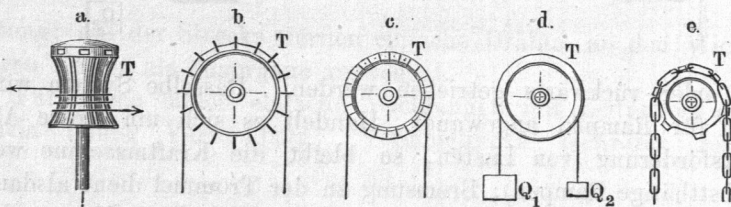
Bergwerke und der Steinbrüche, die Laderampen an Flussufern u. s. w. (s. auch Kap. XXII). Bei Seilrampen mit Kraftmaschine für Personenbeförderung hat man gelegentlich neben dem Hauptseil noch ein zweites, ein Leitseil, als Sicherheitsseil hinzugenommen (ältere Kahlenbergbahn bei Wien).

Bei runden Seilen, die nach Fig. 792 c aufgewickelt und weitergeleitet werden, ruft das schraubenförmige Wickeln leicht stö-

rende Zwängungen bei  $W$  wie bei  $L$  hervor. Man kann denselben durch Anbringung von Schraubenrinnen, wie in Fig. 787 c, einigermassen vorbeugen. Um auch das schiefe Einlegen in die Rinnen bei  $W$  wie bei  $L$  wegzuschaffen, hat Riggenbach an den Seilrampen in Lausanne die in Fig. 793 in zwei Formen dargestellte Leitung der ersten Leitrolle angewandt; die Seilkorbachse liegt parallel der Seilebene  $WL L_3$  beziehungsweise  $W_1 L_1 L_3$  oder  $W_2 L_2 L_3$ . In  $b$  sind die Wicklungen  $W_1$  und  $W_2$  so verbunden, dass für beide dasselbe Seil dient. (Es entsteht Treibung mit begrenztem Spiel.)

3. Treibung. Diese findet die am meisten vielseitige Anwendung. Zunächst hier die wichtigsten Treibungsarten in Fig. 794.  $a$  Spill; um die ausgekehlte Trommel, welche längs mehrerer Meridiane mit Gleitschienen versehen ist, wird das an beiden Enden zu belastende Zugorgan einigemale umgeschlagen; das-

Fig. 794.



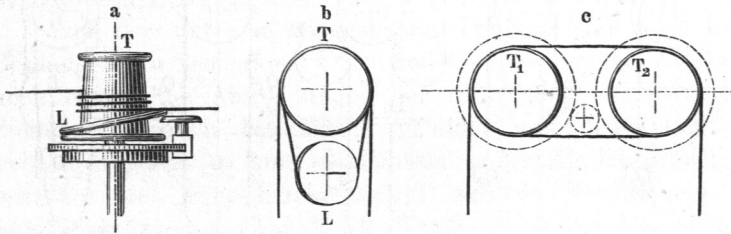
selbe kommt sodann beim schraubenförmigen Aufwinden mehr und mehr auf steilere Profiltheile der Trommel und rutscht schliesslich wieder nach der Tiefe der Kehle hin; das leere, ablaufende Trum kann, da auch bei kleiner Umschlägezahle die Seilreibung schon sehr bedeutend ist, leicht von Hand gespannt erhalten werden (vergl. S. 718). Bei Drahtseilspillen bleiben die Gleitschienen der Spilltrommel weg. Man kann das Spill eine Treibwinde nennen\*).  $b$  Rad mit Klemmgabeln, in welche sich das Tau einkeilt, an Bauwinden und Lastwinden mancherlei Art vielfach gebräuchlich.  $c$  Fowler'sche Klappen- oder Greifertrommel, ringsum mit breiten Zangen ausgerüstet (vergl. weiter unten), welche durch den Zug am Lasttrum sich selbstthätig schliessen und das Zugorgan, ein Drahttau, festgreifen.  $d$  drehrundes Treibrad, theilweise von einem Zugorgane umfasst, welches an beiden Trü-

\*) Wie der Verfasser bereits 1858 vorgeschlagen.

mern so belastet ist, dass es wegen der Seilreibung auf dem Rade nicht gleiten kann. *e* Kettenrad, mit Zähnen zwischen die Glieder der es theilweise umfassenden Kette greifend. In allen fünf Fällen kann sowohl das Rad das Zugorgan, als auch das Zugorgan das Rad treiben.

Durch Kombination von Treibung mit Leitung erhält man zunächst brauchbare Treibwinden, Fig. 795. *a* Seilspill von David; die Spilltrommel einfach konisch; eine Leitrolle in Ringform schiebt das auflaufende Seiltrum stetig nach dem dünneren Trommelende hin; der Leitring läuft auf zweirolligem Rollenlager (der Trommelflantsche und dem herumstellbaren Tragrädchen). *b* Treibwinde mit Gegenrolle. Die Treibrolle *T* ist zweispurig, die schief gestellte Leitrolle *L* einspurig gedacht. *T* erfährt zwei halbe Umfassungen oder Umschlagungen; wird mehr verlangt, so erhalten *T* und *L* für jede fernere halbe Umfassung eine Kimme mehr.

Fig. 795.



Die Gegenrolle kann auch zur zweiten Treibrolle ausgebildet werden, z. B. vermittelt Zahnrädertriebs, Fig. 795 c. (Werkstattkrane, Schleppwinden an Werften etc.)

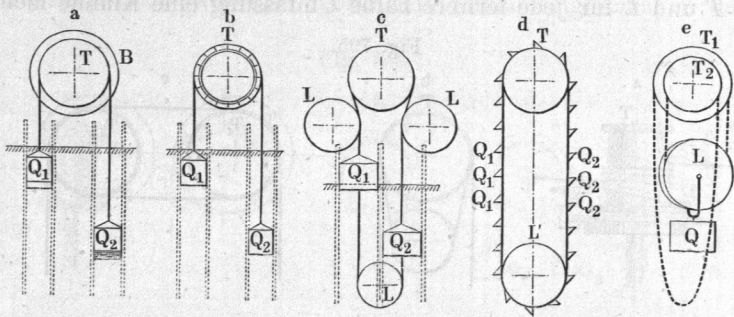
Durch die Treibung vermag man in Zugorganmaschinen die Wicklung oft mit Vortheil zu ersetzen, da bei ihr die Richtung des Zugorganes sich nicht ändert, auch die Bewegung des letzteren häufig unbegrenzt ist. Die Treibung ist deshalb vielfach an die Stelle der Wicklung gesetzt worden. Zunächst bei den Kranen. Für diese hat man für die gewöhnliche Kette mit ovalen Gliedern nach Bernier's Vorgang die sogenannte Nuss als Treibtrommel in Anwendung gebracht, ein Treibrad, dessen Zähne zwischen die Kettenglieder greifen (siehe §. 275); bei den Gelenkketten oder Galle'schen Ketten greift das Treibrad zwischen die Achsen der Kettengelenke ein (s. unten), Neustadt'sche Krane\*).

\*) Pétau lässt bei Kranen die Kette von zwei gleich grossen Treibrädern, die im entgegengesetzten Sinne laufen und die Kette zwischen



Andere Benutzungen der Treibung zeigt Fig. 796. *a* Gichtenzug mit Wasserbelastung. *T* glattes Treibrad mit rundem oder flachem Bandseil; die Belastungen  $Q_1$  und  $Q_2$  sind nur wenig verschieden, so dass eine halbe Umfassung völlig ausreicht, um das Gleiten des Zugorgans auf *T* zu verhüten, weshalb die Bremsung an *T* selbst stattfinden darf. Ein Vorgang für die Riggenbach'sche Rampenbahn, Fig. 791, ist in diesem Gichtenzug nur entfernt zu erblicken, da bei Riggenbach die Bremsung ganz nach  $Q_1$  und  $Q_2$  verlegt ist, hier aber an diesen Punkten fehlt, so dass durch die Bremsung bei *B* ein Seilbruch nicht unschädlich gemacht werden kann. Unter Anwendung von Ketten auf *T* ist Vorrichtung *a* durch Green auf dem Great-Westernkanal in England für Schleusen erfolgreich eingeführt worden.

Fig. 796.



*b* zeigt die Förderung mit Greiftrommel. Auch für Bremsberge hat man diese Einrichtung benutzt; hier dürfen die Belastungen bei  $Q_1$  und  $Q_2$  ganz beträchtlich verschieden sein, ohne dass irgendwie ein Rutschen des Seiles (Drahtseiles) auf der Trommel zu besorgen wäre. *c* Förderungsanlage nach Köppen's System; Drahtseil, rundes oder flaches, auf glatter Rolle. Der Umfassungswinkel auf *T* wird durch zwei Leitrollen so weit gesteigert, dass bei dem gegebenen Maximalverhältniss zwischen  $Q_1$  und  $Q_2$  ein Gleiten nicht zu besorgen ist (vergleiche §. 264); damit das Hängeseil nicht überlastend auf der schweren Seite einwirkt, ist ein dem ersten gleiches Seil unterhalb der Förderkörbe bis zum Tiefsten fortgeführt — das sogenannte Unterseil —, auch daselbst durch eine besondere Rolle nochmals geleitet. Man thäte wahrscheinlich wohl, bei

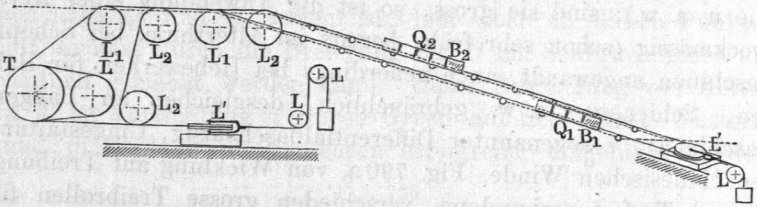
ihre Stirnen fassen, betreiben. Siehe Armengaud, publ. industr. XIX; dasselbe auch bei Arnoux's Schiefenebenbetrieb, Civilingenieur, Bd. IV, (1858), S. 51.

diesem System die Treibwinde Fig. 795 c anzuwenden; sie hätte den Vorzug, nur eine einzige Leitrolle zu erfordern und ausserdem das Seil nur einerlei Art von Biegung auszusetzen. *d* Becherwerk oder Paternosterwerk; Treibung und Leitung kombiniert. Das Zugorgan befördert hier bei stetigem Gange unmittelbar eine Reihe von Traggefässen, die am oberen Planum entleert werden. Sind die Gewichtsunterschiede unbedeutend, so genügt als Zugorgan ein Riemen (Becherwerke der Mühlen, Körnermagazine u. s. w.); sind sie gross, so ist die Anwendung einer Kette zweckmässig (schon sehr früh, bereits im Alterthum, bei Schöpfmaschinen angewandt, auch neuerdings bei Hebewerken für Balken, Schienen u. s. w. gebräuchlich, desgleichen an Baggermaschinen). *e* sogenannter Differentialflaschenzug, Umgestaltung der chinesischen Winde, Fig. 790 a, von Wicklung auf Treibung;  $T_1$  und  $T_2$  fest verbundene, verschieden grosse Treibrollen für Kette, *L* Leitrolle. Das Ganze ist als Treibflaschenzug gegenüber dem älteren Leitungsflaschenzug, Fig. 784 c, zu charakterisiren.

Von der unter *d* angegebenen Treibung ist noch etwas Besonderes zu bemerken. Sie findet in geeigneter Anpassung noch eine Reihe Anwendungen der wichtigsten Art. Wird das Zugorgan nämlich bandförmig gebildet und horizontal oder nahezu so gelegt, so kann es kleinteilige Materialien, welche unmittelbar auf seine Fläche gelegt werden, fortbewegen. Die Lauftücher zum Einführen der Webfasern in die Bearbeitungsmaschinen, die laufenden Filze der Papiermaschinen, das Lauftuch an manchen Häckselschneidemaschinen, die Lattenketten (Lattenketten) für Strohtransport, die Transportriemen für Getreide u. s. w. sind Beispiele. In allen diesen Fällen hält die Schwere die fortzubewegenden Stoffe an ihrer Stelle auf dem Zugorgan. Diese Einschränkung kann indessen noch beseitigt werden, und zwar durch Verdopplung des befördernden Zugorganes (vergl. auch Schluss dieses §) in der Weise, dass zwei derselben den fortzubewegenden Gegenstand zwischen sich fassen; der letztere muss selbstverständlich eine hierfür geeignete Form haben. Eine Anwendung von hervorragender Wichtigkeit findet das Zugorgan in dieser Weise in den Schnellpressen zum Fortbewegen der Druckbogen zu und von den Druckwalzen, zu und von dem Falzapparat u. s. w., wo überall die Fortbewegung durch die Laufbänder mit grosser Genauigkeit bei ausserordentlicher Schnelle der Bewegung stattfindet. Auch bei Nadelschleifmaschinen, Zündhölzchenmaschinen u. s. w. hat man das Prinzip mit Erfolg eingeführt.

Die Treibwinde hat u. a. die Möglichkeit gegeben, Rampenbahnen von grosser Länge mit Seilbetrieb einzurichten. Einige Beispiele seien angeführt. Fig. 797, Rampenbetrieb der rheinischen Eisenbahn (ehemals bei Aachen-Ronheide in Thätigkeit). Die Treibwinde  $T$ , mittelst Dampfmaschine betrieben, setzt auf dem einen der Bahngleise das aufsteigende, auf dem anderen das absteigende Seiltrum in Bewegung.  $L'$  Spannrollen, welche durch

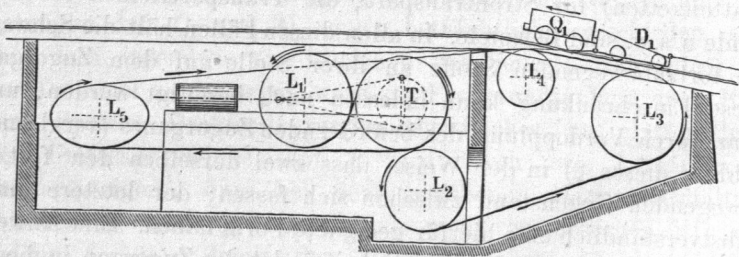
Fig. 797.



seilgeleitete Gewichte das Zugorgan spannen. Die Eisenbahnzüge  $Q_1$  und  $Q_2$  stützen sich gegen die Bremswagen  $B_1$  und  $B_2$ , welche sehr schwer und mit vorzüglichen Bremsen ausgerüstet sind, um den Abwärtsgang mässigen zu können.

Bei und zwischen den Anthracitgruben in Pennsylvanien sind Seilrampen von vortrefflicher Konstruktion für den Transport von Kohlenzügen in ausgedehntem Gebrauch, mehrere nach Art der Fördermaschine Fig. 792 c, dann auch mit Eisenbandbetrieb, meist aber mit Treibwinden. Ein Beispiel stellen schematisch die Figg. 798 und 99 dar\*). Der Kohlenzug wird nicht un-

Fig. 798.



mittelbar an das Zugorgan angehängt, sondern vor einen am Seil- oder Bandende befestigten Blindwagen  $D$  (*dummy*) gesetzt.

\*) Einige nähere Angaben über die pennsylvanischen Rampen, welche ich der Güte von deren leider jüngst verstorbenem Erbauer, Herrn W. Lorenz, Oberingenieur der Philadelphia- und Readingbahn verdanke, seien hier mitgeteilt. Die folgenden vier Rampen liegen im Schuylkill-Revier:

Dieser hat sein besonderes schmales Gleis, welches innerhalb des Hauptgleises liegt und am Rampenfuss stark nach unten abstürzt. Der dorthin beim Abstieg gelangende Blindwagen *D* lässt den bis dahin von ihm gehaltenen Zug frei weiterlaufen, vergl. Fig. 799 a. f. S.; beim Aufstieg tritt er hinter den,

	Mahanoy- Rampe	Obere Gordon- Rampe	Untere Gordon- Rampe	Big Mine- Rampe
Länge . . . . .	2410'	4650'	4755'	1241'
Höhe . . . . .	354'	318'	404'	260'
Haupt über Meer	1470'	1590'	1206'	1247'
Seildicke . . . . .	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{4}$ "	2"
do. beim Unterseil	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	—

Die ersten drei Rampen haben Dampftrieb, die vierte, bloss abwärts fördernde, ist selbstthätig. Die Seile werden regelmässig erneuert, sobald sie zwei Millionen Tonnen Kohlen befördert haben; ein Seilbruch ist auf den Rampen noch nicht vorgekommen. Die nachstehenden drei auf einander folgenden Rampen im Wyomingrevier, übrigens zum obigen Netz gehörig, fördern die Kohlen aus dem Thal auf eine Gesamthöhe von 1026,7'.

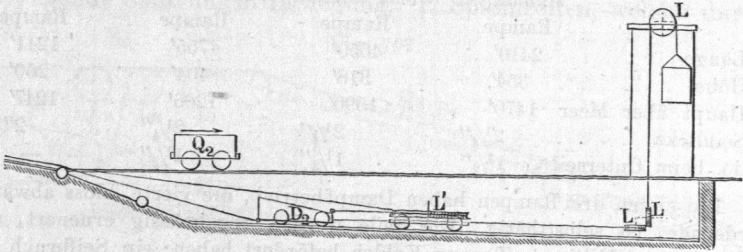
	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.
Ashley-Rampe . . . . .			
Länge . . . . .	3700'	3000'	5000'
Höhe . . . . .	334,7'	422,2'	269,0'
Haupt über Meer . . . . .	958,86'	1381,06'	1643,31'
Abstände der Rampen . . . . .		470'	850'
Gefälle zwischen den Rampen . . . . .		5,4'	6,75'
Gesamtlänge den Schienen nach . . . . .		13020'	
Gesamthöhe der drei Hebungen . . . . .		1025,9'	
Länge des Hauptseiles . . . . .	4640'	3670'	5780'
Dicke desselben . . . . .	2 $\frac{1}{2}$ "	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "
Dicke des Unterseils . . . . .	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "
Halbmesser der Treibrolle . . . . .	124 $\frac{1}{8}$ "	124 $\frac{1}{8}$ "	124 $\frac{1}{8}$ "
Wagen angehängt . . . . .	15	11	22
Gewicht derselben . . . . .	49 t	33 t	71 t
Kohlen darin . . . . .	86 „	63 „	127 „
Zusammen . . . . .	135 „	99 „	198 „
Zug am Seil . . . . .	17 „	20 „	16 „
Bruchbelastung des Seiles . . . . .	114 „	124 „	114 „
Mittlere Zeit eines Aufstieges . . . . .	8 min.	5 min.	6 min.
Gesamtzeit für das ganze System . . . . .			25 min.

Am Mauch-Chunk-Switchback in demselben Netz sind noch zwei weitere Rampen im Betriebe, die vom Mount Pisgah von 664' Höhe bei 2322' Länge, und die vom Mount Jefferson von 462' Höhe bei 2070' Länge. Sie werden beide mit eisernen Zugbändern von 6 $\frac{1}{4}$ " Breite und  $\frac{1}{8}$ " Dicke von je einer 120pferdigen Dampfmaschine betrieben. Trommelhalbmesser in beiden Fällen 16'; auch hier ist der Blindwagen auf dem Binnengleis angewandt; Dicke des Unterseils beidemale 1".



von der Rangirlokomotive vor den Absturz geschobenen Zug. Am Rampenhaupt, Fig. 798, liegt die Betriebsdampfmaschine. Das Seil ist, wie die Pfeile andeuten, so geleitet, dass es zweimal die Treibrolle  $T$  überläuft, jedesmal um etwa  $\frac{3}{4}$  des Umfangs. Die Blindwagen  $D_1$  und  $D_2$  sind durch ein Unterseil, welches über die

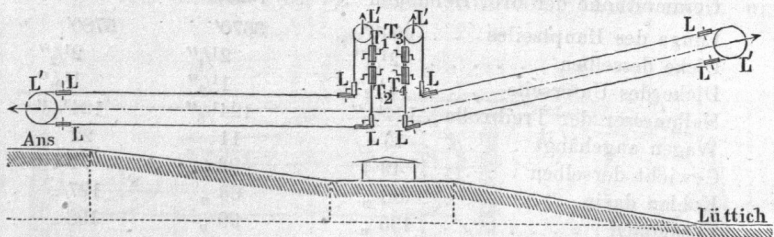
Fig. 799.



Spannrolle  $L'$  geht, unter einander verbunden; das Unterseil gibt dem Hauptseil stets die erforderliche Anspannung, auch wenn der Zug am Fusse oder am Haupte der Rampe auf der Horizontalen steht; auf seiner 75' langen Bahn hat der Spannwagen das auch bei Nachsplessungen erforderliche Spiel.

Abweichend von den beschriebenen Seilbetrieben ist die zwischen Lüttich und Ans im regelmässigen Betriebe befindliche Rampenbahn, welche Fig. 800 skizzirt\*). Hier ist die Rampe in

Fig. 800.



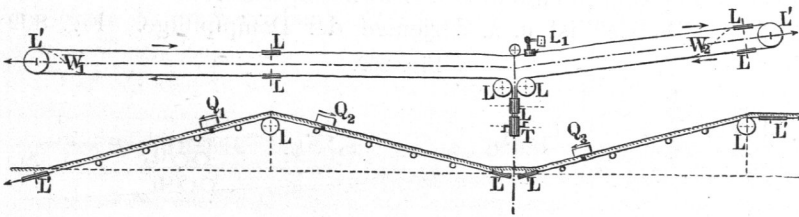
zwei Abschnitte, welche im Streichen einen stumpfen Winkel bilden, geteilt, auf der Mittelstufe eine Horizontale eingeschaltet. Dasselbst stehen auch die Betriebsdampfmaschinen für die Treibwinden  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  und  $T_4$ , alle vier Treibrollen einzeln durch je eine Dampfmaschine, von welchen zwei stets zusammen gehen oder zusammen stille stehen, betrieben;  $L'$  Spannrollen.

\*) Näheres in v. Weber's Portofolio John Cocquerill.

Hier wie im vorigen Falle sehen wir die wichtige Abweichung von den früher beschriebenen Rampenbetrieben eingetreten, dass das Zugseil stets in demselben Sinne läuft. Der Betrieb geschieht übrigens in beiden Fällen so, dass nach und vor Beförderung jedes Zuges das laufende Tau stille gestellt wird, damit das Anhängen des Bremswagens bequem ausgeführt werden könne. Träfe man indessen Vorkehrung, den Bremswagen, oder auch beliebige mit Bremsvorrichtung ausgerüstete Wagen an das im Lauf befindliche Tau jederzeit anschliessen und von demselben jederzeit wieder ablösen zu können, so würde ein unter Umständen vortrefflich benutzbarer Bahnbetrieb entstehen.

Solches ist geschehen an den durch Hallidie und Eppelsheimer zuerst für San Francisco eingerichteten Bahnen, für welche der Name Laufbahnen oder kurz Taubahnen vom Verfasser vorgeschlagen worden ist. Schema in Fig. 801. Es sind die quer

Fig. 801.

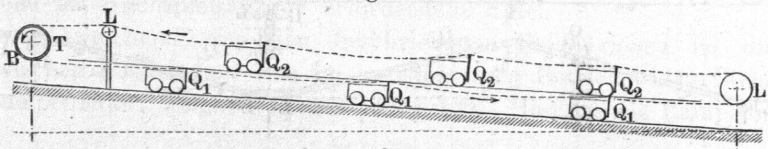


über Dünenhügel geführten Strassen der Hauptstadt Kaliforniens, für welche die Anlage zuerst verwirklicht wurde und auch besonders gut passte. Unter den zwei Gleisen für Hin- und Hergang laufen die beiden Trümer eines endlosen Lauftaues stetig dahin, getragen von Leitrollen  $L$  und getrieben von einer Dampfmaschine bei den Treibrollen  $T$ , daselbst oder anderswo gespannt mittelst Spannrollen  $L'$  und Zubehör. Das Tau läuft in einem eisenwandigen Kanal, Taurohr, unter dem Strassendamm hin; vom Scheitel des Taurohres tritt ein mit Eisen eingefasster Schlitz an das Strassenplanum. Von den Wagen nach unten gehende schmale Arme reichen in den Schlitz hinein und fassen das Tau mit einer von oben leicht lösbaren Klemmvorrichtung, dem Greifer. Die an dem gemeinsamen Fuss zweier Rampen erforderliche Leitrolle  $L_1$  wird, wenn ein Wagen passirt, zur Seite gedreht; in Kurven sind mehrere seitliche Leitrollen, etwas ausserhalb der Mitte des Taurohres belegen, angebracht. Vor Erreichung des untersten Rampenfusses wird das Tau aus dem Greifer geworfen und der Wagen durch die

Weiche  $W_1$  ins andere Gleis sinken gelassen; am Oberhaupt Rückkehr ins erste Gleis auf Weiche  $W_2$ . Die abwärts gehenden Wagen wirken entgegen den aufwärtsgehenden auf das Tau, so dass sich ihre Schwerkraftswiderstände aufheben, der Zug des Taus also wesentlich nur die Reibungen zu überwinden hat wie bei waagerechter Bahn. Das System der Taubahnen hat sich inzwischen auch in Chicago, auch in London und in mehreren anderen Städten sehr gut bewährt; eine vortreffliche Verwendung hat Ingenieur Schmick vorgeschlagen (Kanalprojekt Strassburg-Germersheim), diejenige nämlich zum Schleppen von Schiffen in Kanälen, den Leinpfad als Pfad für das Lauftau, Taupfad, ausbildend.

Kann man das auf die Wagen wirkende Zugorgan oberhalb von Bahn und Wagen anbringen, also es auch gelegentlich daselbst auf Trag- und Leitrollen legen, so lässt sich der Betrieb mit schwebendem Seil oder schwebender Kette, oder, wie man auch sagen kann, Schwebeseil, Schwibseil, Schwibkette einrichten. Schwibseilbetrieb ist u. a. derjenige der Dampfplüge. Fig. 802

Fig. 802.



stellt eine Schwibkettenbahn schematisch dar. Die abwärts gehenden Wagen  $Q_1$  seien beladen, die aufwärts gehenden  $Q_2$  leer. Dann ist bei  $T$  ausser Treibung meist auch Bremsung  $B$  anzubringen\*). Wenn die umgekehrte Beladungsweise vorliegt, ist bei  $T$  Triebkraft zuzuführen. Auch für söhliche Förderung bei Gruben, unter, wie über Tag, passt der Betrieb und ist vielfach namentlich für Kohlenförderung in Benutzung\*\*). Die Kette fasst meist in eine Gabel am Wagen.

\*) Als auf ein sehr bemerkenswerthes Beispiel sei auf die Steinbruchbahn mit Schwibkette (*chaîne flottante*) bei Ain Sedma in Algier hingewiesen (*Portefeuille économique des machines* 1881, S. 145 ff.). Horizontale Ausdehnung 7 km, Gefälle 689,9 m, stärkstes Gefälle  $tg = 0,30$ . Es werden angewandt

2600	3080	9320 laufende Meter Kette
von 24	22	20 mm Eisendicke.

Der Betrieb auf der Strecke findet fast ganz ohne Mannschaft statt.

\*\*\*) Im Saarbrücker Kohlenrevier hat sich der Schwibkettenbetrieb durchschnittlich besser als der Schwibseilbetrieb bewährt (Burbachstollen und

Die sogenannten Seilbahnen, die namentlich Ingenieur Ad. Bleichert zu hoher Vollkommenheit entwickelt hat, sind mit den letztesprochenen Bahnen nahe verwandt, indessen für geringere Einzellasten bestimmt. Sie sind Lauftaubahnen, bei welchen auch das Bahngleis selbst durch ein Drahtseil gebildet wird. Dasselbe möge hier (gemäss §. 262) das Standseil genannt werden\*). Das laufende Seil wird das Zugseil genannt und unterhalb des die Schienen vertretenden Standseiles angebracht. Die Wagen bestehen aus einem Satz von zwei ausgekehlten Rädern mit Lagergestell und dem Lastbehälter, welcher mit hakenförmigem Arm pendelartig an das Gestelle gehängt ist. Stellenweise wird das Standseil durch Rundstangen, welche v. Dücker schon vor Jahren für hängende Bahnen vorgeschlagen, ersetzt; an den Stationen, siehe Schema in Fig. 803 a und b a. f. S., geht die hängende Bahn in feste Schienen für die Fahrzeuge über, siehe bei  $S^I S^{II}$  und  $S^{III} S^{IV}$ . Bei  $S_0$  ist eine feste Verankerung des Standseils, bei  $L_2$  ein Spannungsgewicht für dasselbe angebracht.  $T$  Treibrolle (von einer Kraftmaschine  $K$  aus getrieben),  $L'$  Spannrolle für die beiden Trümer des endlosen Zugseiles. Letzteres wird, wenn starke Steigungen auf der Strecke zu überwinden sind, in zwei Halbwindungen statt

---

Von der Heydt-Halde). Die 24 mm-Kette im Burbachstollen wirkt gänzlich ohne Gabel bloss durch ihr Gewicht mitnehmend auf den Wagen. Siehe Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate 1881, S. 299 ff., auch ebenda S. 325, Studienreise von Fabian.

\*) Bleichert und Cie in Gohlis - Leipzig, auch Th. Obach in Wien und andere Seilbahnfabrikanten nennen das Gleisseil das Laufseil, weil die Wagen auf ihm laufen; gemäss der älteren, anerkannten Unterscheidung zwischen stehendem und laufendem Tauwerk ist die oben gewählte Bezeichnung die mehr berechnete; auch im Englischen werden *pulling rope* und *stationary rope* unterschieden. In England hat Hodgson Seilbahnen einzuführen versucht, bei welchen die Lastbehälter unmittelbar an dem laufenden Tau hingen, ein Standseil also nicht vorkam; sein System hat sich aber weniger bewährt, während das hier vorliegende sich rasch entwickelt hat. Bleichert und Cie hatten Mitte 1885 schon über 290 km Seilbahn ausgeführt, dabei die Grubenbahn von Lollar bei Weilburg mit  $10\frac{1}{2}$  km, diejenige für Liker-Vashegy in Ungarn mit nahe 13 km u. s. w. (vergl. Sekundärbahnzeitung 1882, S. 347 ff., sodann österr. Zeitschr. f. Berg- und Hüttenwesen 1884, auch Heusinger's Organ f. d. Fortschritte des Eisenbahnwesens 1882, Heft 5); Th. Obach in Wien hat u. a. die grosse Siebenbürger Seilbahn für Erz- und Kohlenförderung erbaut; sie ist  $30\frac{1}{2}$  km lang und hat ein Gesamtgefälle von 892 m, übersetzt 60 Bergrücken und 62 Thäler, darunter 28 mit freien Spannweiten von 200 bis 472 m, letztere bis 247 m über Thalsohle hingehend; Standseil auf der Kohlenstrecke 17, auf der Erzstrecke 25 mm, Zugseil beziehungsweise 13 und 18 mm stark.



in einer um  $T$  geschlagen, zu welchem Ende dann eine Gegenrolle, wie bei Fig. 795 b gezeigt, zu Hülfe genommen wird. Fig. 804 zeigt die Grundrisse zweier Antriebstationen nebst Zweiggleisen. Bei  $K_1$  Kraftzuführung für die Gleise I und II, bei  $K_2$  für das Gleis III,  $T$  Treibrollen,  $G$  Gegenrollen,  $L'$  Spannrollen.

Fig. 803 a.

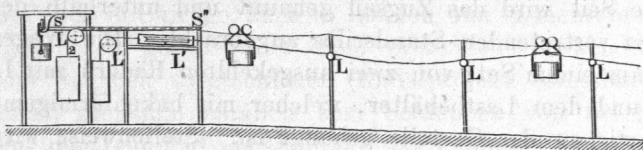
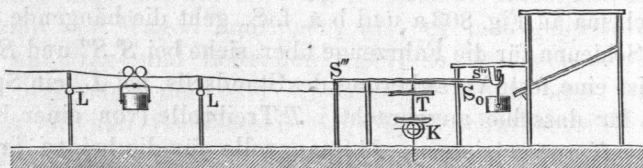
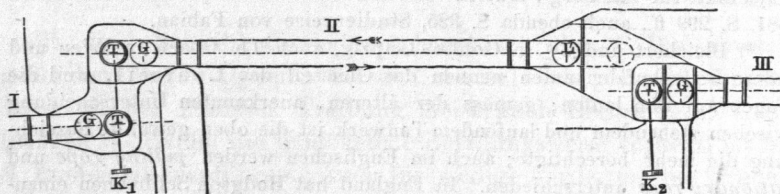


Fig. 803 b.



Die frei aufgestellten Träger oder Pfeiler für die beiden Seile sind je nach der Bodenprofilierung verschieden hoch und stark aus-

Fig. 804.



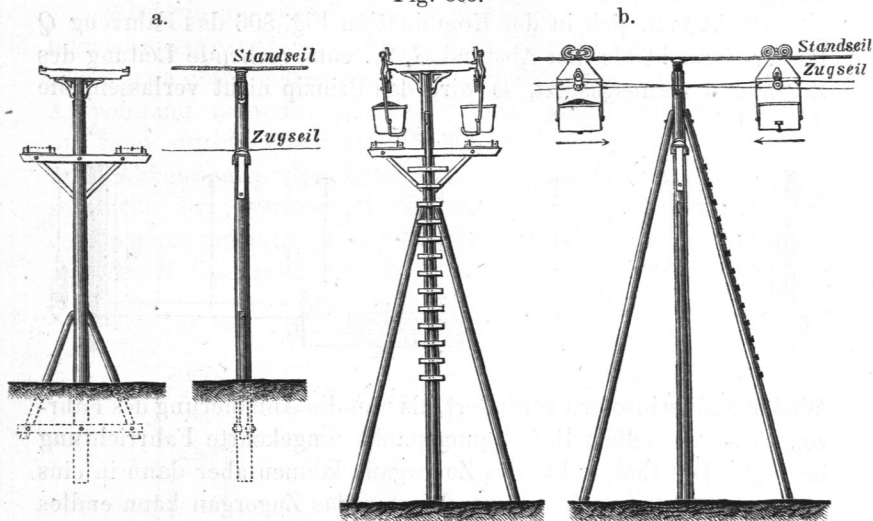
zuführen. Fig. 805 zeigt zwei Bleichert'sche Bauarten der Pfeiler, a für Höhen bis zu 8 m, b für solche zwischen 8 und 25 m\*).

Fig. 806 zeigt zwei Kombinationen von Treibung und Leitung, dabei sind Treib- und Leitrollen auf einem beweglichen Träger  $Q$  angebracht, das Zugorgan an zwei Punkten  $S_0$   $S_0$  der Bahn von  $Q$  befestigt. Auf dem beweglichen Träger  $Q$ , welcher das Fahrzeug heissen möge, treibe eine Kraftmaschine die Treibrolle  $T$  um. Ist dann, wie bei  $a$  angedeutet,  $T$  eine Fowler'sche Greiftrommel, das

\*) Auf der schon erwähnten Bahn Liker-Vashegy ist ein Ständer von 40 m Höhe zur Anwendung gekommen.

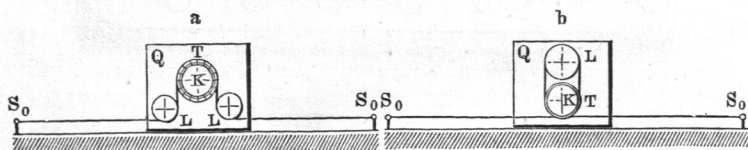
Zugorgan also ein Tau, so stellt das Ganze das Schema der Tauschleppschiffe oder Tauer\*), das Seil das sogenannte Grundtau dar. Wird bei *b* eine Treibwinde für Kette vorausgesetzt, so liegt das Schema für Kettenschiffahrt oder Kettentauerei vor\*\*).

Fig. 805.



Die Treibwinde bei *b* kann indessen auch für ein Drahttau für ein Schiff dienen, wie auf den Hartwich'schen Dampffähren, welche bei Rheinhausen für die Beförderung von Eisenbahnzügen

Fig. 806.



über den Rheinstrom in fünf Ausführungen angelegt worden sind. Das Fäherschiff wird bei dieser vorzüglichen Einrichtung noch durch ein mehrfach verankertes Quertau geleitet, s. Fig. 807 a. f. S. Dasselbe ist ein Standseil zur Aufnahme der durch die Stromtrift hervorgerufenen Belastung der Fähre. Es vertritt gegenüber den

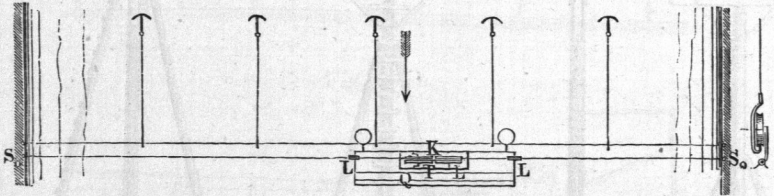
\*) In Belgien und Amerika durch Dumesnil, in Deutschland durch v. Holstein eingeführt.

\*\*\*) U. a. auf dem Elbstrom in regelmässigem und vorzüglichem Betrieb auf der 627 km langen Strecke von Schandau bis Hamburg.

waagerechten Kräften genau das Standseil der Bleichert'schen Seilbahnen. Nur ist das Standseil durch hängende, mit Zug wirkende, statt durch stehende, mit Druck wirkende Träger gehalten. Der vorliegende Fährbetrieb ist also Tauereibetrieb auf subaquarer hängender Seilbahn.

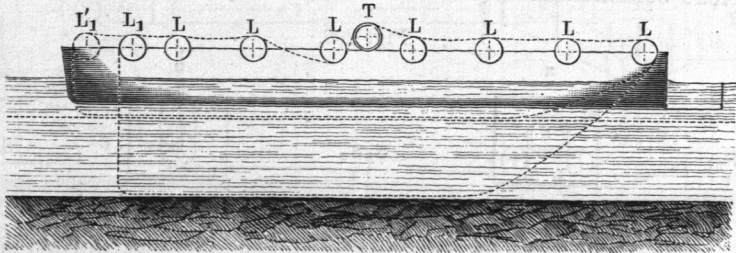
Denkt man sich in der Kombination Fig. 806 das Fahrzeug  $Q$  länger gemacht als den Abstand  $S_0 S_0$ , entsprechende Leitung des Zugorgans vorausgesetzt, so wird das Prinzip nicht verlassen, die

Fig. 807.



Wirkung aber insofern verändert, als nun die Annäherung des Fahrzeuges an denselben Befestigungspunkt umgekehrte Fahrrichtung bedingt. Die Endpunkte des Zugorgans können aber dann in eins zusammengezogen, mit anderen Worten das Zugorgan kann endlos gemacht, auch seine Befestigung bei genügender Grösse seines laufenden Gewichtes durch seine Reibung am Flussboden ersetzt

Fig. 808.



werden. Solches ist alles geschehen bei dem Heuberger'schen Ketten-schlepper\*), welchen Fig. 808 in der neuerdings von Zedé verbesserten Form darstellt.  $T$  Treibwinde für die Kette,  $L L L \dots$  Leitrollen;  $L_1$  parallel der Schiffsachse verschiebbare Leitrolle; sie wird, wenn das Fahrzeug in seichteres Wasser kommt, um etwa die

\*) Von dem bairischen Ingenieur Heuberger in den dreissiger Jahren erfunden.

Hälfte des Wassertiefenwechsels nach dem Bug, nach  $L_1'$  hin, versetzt, um den Wich der Kette aufzunehmen. Die ganze Vorrichtung ist doppelt, an jedem Bord einmal angebracht; auch können die Treibwinden zeitweise verschieden schnell betrieben werden, wodurch es gelingt, scharfe Kurven leicht zu befahren\*).

Wird ein um eine Treibrolle geschlagenes Zugorgan nicht genügend angespannt, so vermag die Treibrolle eine von dem Zugorgan etwa getragene Last nicht zu erheben; wird aber die nöthige Anspannung zeitweise angewandt und dann wieder beseitigt, so kann durch eine stetig umlaufende Treibrolle eine Auf- und Abbewegung der erwähnten Last erzielt werden. Dies geschieht bei gewissen Fallhämmern, von welchen Fig. 809 das Schema angibt.  $T$  stetig umlaufende Treibrolle,  $Q$  Hammerbär,  $H$  Handgriff, an welchem der bedienende Arbeiter die

Fig. 809.

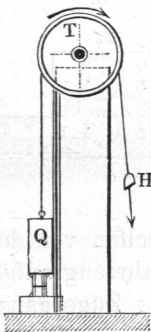
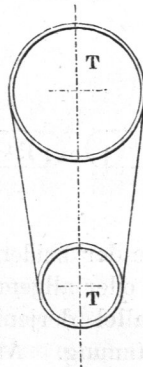


Fig. 810.



Anspannung des als Riemen ausgeführten Zugorgans jeweilig bewirkt und wieder aufhören lässt.

Sämmtliche bisher betrachteten Anwendungen der laufenden Zugorgane gingen darauf hinaus, das Zugorgan unmittelbar nützliche Widerstände überwinden zu lassen, vor allem Lasten zu

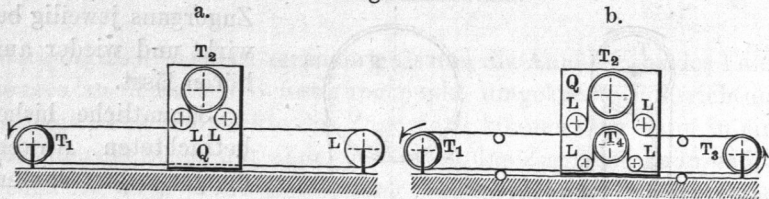
bewegen, Ortsveränderungen derselben zu bewirken. Eine der wichtigsten Verwendungen besteht aber in Kombinationen von Treibungen behufs Uebertragung von Drehung von Rolle zu Rolle,

\*) Siehe Bull. de la Soc. d'Encouragement 1884, S. 24. Nachdem Versuche mit einem 33 m langen, 7,5 m breiten Probeschiff, welches 46 mm starke und 46 kg auf 1 m wiegende Ketten führte, sehr befriedigende Ergebnisse geliefert, hat Zédé ein Schiff für einen Schleppzug von 500 Tonnen in Angriff genommen; Länge überall 70 m, Breite 6,6 m, Tiefe 2 m, Tiefgang hinten 0,80 m, mittschiffs 0,75 m, Verdrängung 260 t; gusseiserne Ketten von 150 kg auf 1 m; zwei Dampfmaschinen von 130 PS ind.; Fahrt 6 km (!) die Stunde; Rollenspiel bei  $L_1$  6 m, um 12 m Tiefenwechsel vorzusehen. Der Koeffizient der Reibung der Kette am Grund hatte sich bei den Vorversuchen zu 0,8 bis 1,2 herausgestellt.



von wo aus sodann die übertragene Kraft auf beliebige Weise weiter verwendet werden kann. Diese Kombination liefert die Riementriebe, Fig. 810 a. v. S., Seiltriebe und die allerdings selteneren Kettentriebe. Die erforderliche Anspannung des Zugorgans wird dabei entweder unmittelbar durch die Widerstände an den Lagern oder auch unter Zuhilfenahme von Leit- und allenfalls Spannrollen erzeugt oder erhalten. Man unterscheidet dabei das stärker und das schwächer gespannte Trum des Zugorgans als das führende und das geführte Trum. Die Anwendungen dieses einfachen Laufwerkes sind zahllos (vergl. Kap. XX. bis XXII.). Unter denselben ist eine Gattung hier noch besonders hervorzuheben, diejenige nämlich, bei welcher Drehungsübertragung von Achsen mit ruhender Lagerung auf solche mit beweglichen Lagern ermöglicht wird, Zugorgantriebe für bewegliche Achsen, Fig. 811.

Fig. 811.

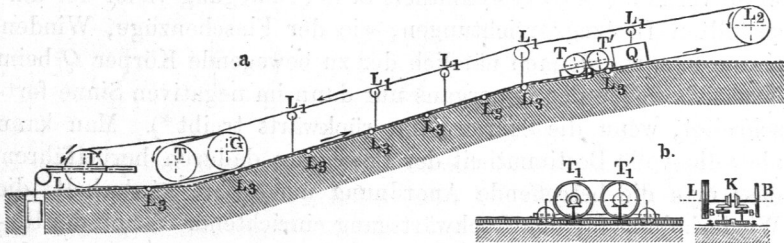


Im Falle *a* ist die eine der beiden Treibrollen verschiebbar, auf einem Schlitten, Wagen oder allgemeinen Fahrzeug aufgestellt; Verschiebungsrichtung parallel derjenigen des Zugorgans; drei Leitrollen erhalten die Spannung. Angewandt für Riementrieb von Sellers, Ducommun & Dubied u. A. an Hobelmaschinen; die auf die bewegliche Welle übertragene Kraft wird zum Fortbewegen des Schlittens verwerthet. Für Baumwollseiltrieb ist dies Laufwerk benutzt bei den Selbstspinnern zum Betrieb der Spindeln auf dem Spinnwagen \*).

\*) Meist die Treibrollen und -Seile paarweise neben einander. Von Ramsbotton ist sie an Laufkränen, von Tangye und von Towne unter Anwendung von Drahtseilen ebenfalls an Laufkränen benutzt worden, zugleich unter Verwerthung der Parallelführung mit Drahtseilen aus Fig. 784 e. In den letzteren Fällen wird die übertragene Kraft zur Ortsveränderung der Lastwinde auf dem Kran, zur Verschiebung des ganzen Krans, sowie zum Betrieb der Lastwinde behufs Hebung und Senkung der Last benutzt. In Tauschlagereien älterer Methode wurde die Einrichtung *a* verwendet, um mittelst der, der beweglichen Achse mitgetheilten Drehung Taue zu schlagen.

Die Anordnung b unterscheidet sich von a dadurch, dass nicht bloss eines, sondern beide Trümer des Seiles, Riemens etc. zur Kraftübertragung benutzt sind. Die auf ruhenden Lagern laufenden Treibrollen  $T_1$  und  $T_3$  treiben die obere und die untere der beweglichen Achsen von  $T_2$  und  $T_4$ . Man kann diese beiden Achsen offenbar wieder auf mancherlei Weise wirken lassen, u. a. auch auf ein Windwerk zum Fortbewegen des Fahrzeuges  $Q$ . So geschehen in Agudio's älterer „Seillokomotive“\*). Bei dieser liess der Erfinder die Treibräder  $T_2$  und  $T_4$  unter Einschaltung von Reibrädern eine Treibwinde umtreiben, welche ihrerseits auf ein Grundtau wirkte wie bei der Tauerei (vergl. Fig. 806). Nach mehrfachen Abänderungen\*\*) ist er neuerdings wieder zu einem Betrieb nach dem Schema a Fig. 811 zurückgekehrt, wovon Fig. 812 die

Fig. 812.



Anordnung vor Augen führt. Bei dieser neuesten Konstruktion, welche auf der Soperga-Rampe bei Turin im Betrieb ist, liegt eine doppelte Zahnstange mitten im Gleis, siehe bei b, in welche das Treibwerk der Winde des Wagens  $Q$  eingreift. Am Rampenfuss steht die Treibwinde  $TG$ , von einer (500pferdigen) Dampfmaschine stets in demselben Sinne umgetrieben. Das führende Seiltrum geht über die auf Pfosten gelagerten Leitrollen  $L_1$  und die obere Leitrolle  $L_2$  und dann auf der Bahnsohle über Leitrollen nach der Treibwinde  $T'T'$  der Seillokomotive. Das geführte Trum folgt der Lokomotive von unten, schneller als sie laufend, getragen von den Rollen  $L_3$ ; unten befindet sich eine Spannrolle  $L'$ . Die Geschwindigkeit des (Draht-)Seiles ist viermal so gross als die des hinaufsteigenden Zuges. Das Abwärtsfahren geschieht bei stillstehendem Seil unter Bremsung der Seillokomotive. Um sie bewirken zu können, sind die Kegelräder auf den Treibachsen durch lösbare

\*) Siehe Thomas Agudio, Mémoire sur la Locomotive funiculaire, Turin 1863, Typographie littéraire.

\*\*) Siehe Bulletin de la Soc. d'Encouragement, XVI. Bd, 1869, S. 48.

Reibungskupplungen  $K$  mit den Achsen von  $T_1$  und  $T_1'$  verbunden, die, nachdem das Tau vor seiner Stillstellung den Zug an den Abstieg gebracht, gelöst werden.

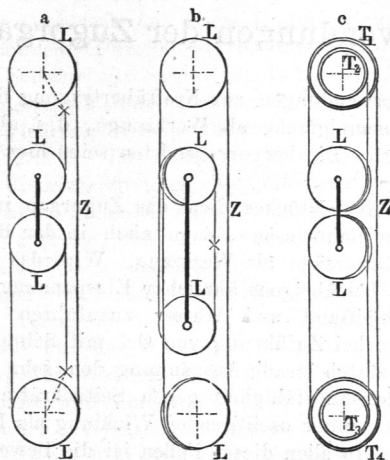
Die vorstehende gedrängte Zusammenstellung, welche keineswegs völlig erschöpfend ist, lässt erkennen, welche hervorragenden Dienste die Zugorgane im Maschinenwesen leisten. Nicht weniger als sieben Betriebsweisen für Bahnen und vier für Schiffe waren vorzuführen. Diese rege Entwicklung ist merkwürdig in sofern, als eine Zeit lang das Tau vom Bahnkörper verdrängt worden war; augenscheinlich wird es seine Stellung daselbst mit grösserer Sicherheit als je zuvor behaupten.

Unsere Scheidung der Betriebe nach Leitung, Wicklung und Treibung hat die Einordnung der Zugorganwerke in deutlich getrennte Klassen ermöglicht. Aufzuklären bleibt noch die teilweise vorhandene Unbestimmtheit in der Bewegung vieler der dargestellten Lastzugvorrichtungen, wie der Flaschenzüge, Winden, Krane u. s. w., wonach nämlich der zu bewegende Körper  $Q$  beim Negativbewegen des Zugorgans nur dann im negativen Sinne fortschreitet, wenn die Schwere ihn rückwärts treibt\*). Man kann aber die volle Bestimmtheit der Bewegung dadurch herbeiführen, dass man die betreffende Anordnung umgekehrt wiederholt, die Wiederholung für den Rückwärtsgang einrichtend. Schon der Riemtrieb Fig. 810 ist eine derartige Verdoppelung und zwar der Treibung Fig. 794 d. Beispielshalber seien aber noch die Flaschenzüge in Fig. 784 c und 796 e hier in ihrer vollständigen Form, mit der genannten Wiederholung, vorgeführt, Fig. 813. Zieht man an dem Zugseile  $Z$  in dem einen oder anderen Sinne, so bewegen sich die Lastrollen entweder auf- oder abwärts, vor- oder rückwärts\*\*). Deutlich tritt in der heutigen Technik das Streben nach endlosen Seilbetrieben zu Tage; vielfach hat man hierin das erwähnte Ergänzen halber Mechanismen zu Ganzen zu erblicken. In dieser Hinsicht ist übrigens zu beachten, dass das an beiden Enden festgehaltene Grundtau Fig. 806 schon als ein endloses Zugorgan (oder Ausschnitt aus einem solchen) anzusehen ist, wie sich bei Fig. 808 noch besonders deutlich ergab, vergl. auch Fig. 784 d und e, auch Fig. 813 b, wo die Lastrollen aus  $a$  nur umgesetzt sind, das Seil sich aber alsbald als ein endloses darstellt (der festgehaltene Punkt ist angekreuzt). Bringt man die Einrichtungen Fig. 806 u. 811 auf

\*) Kinematischer Kraftschluss. \*\*) Der Verfasser hat auf diese unter Umständen brauchbaren Anordnungen, zu denen er auf kinematischem Wege gelangt war, zuerst hingewiesen, siehe Theoretische Kinematik S. 575.

eine allgemeine Form, nämlich auf eine solche, in welcher die Bahnen des Fahrzeuges, in sich selbst zurücklaufend, kreisförmig sind,

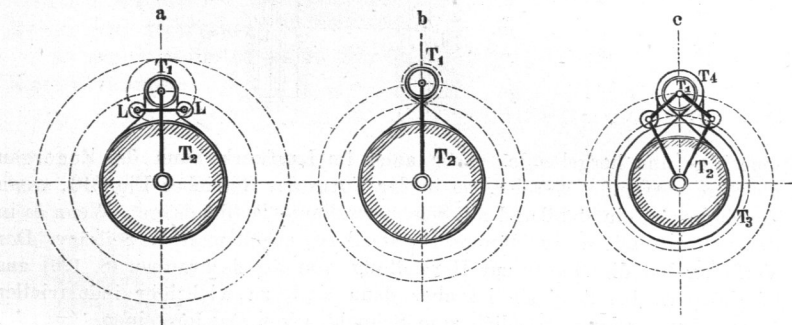
Fig. 813.



so erhält man Fig. 814 a. Schafft man noch die Leitrollen weg und führt dafür Kreuzung des Zugorganes ein, so kommt man auf die noch einfachere Form Fig. 814 b. Drehung der Rolle  $T_1$  setzt nach wie vor das Fahrzeug in Bewegung um die Achse der festliegenden Scheibe  $T_2$  \*). Auch Agudio's ältere Seillokomotive lässt sich in ähnlicher Weise auf das sehr einfache Schema Fig. 814 c bringen. Die schraffierte

Scheibe  $T_2$  ist festgehalten, die zu ihr konaxiale  $T_3$  gedreht zu denken; das Fahrzeug schreitet dann kreisförmig fort und stellt die Seillokomotive vor\*\*).

Fig. 814.



Schliesslich ist noch hervorzuheben, dass in den elektrischen Treibwerken die Zugorgane in der Form von Drähten und Seilen, Tauen, Kabeln eine grossartige Rolle als Kraftleiter spielen.

\*) Die kinematischen Polbahnen sind eingetragen.

\*\*\*) Das Ganze einen besonderen Fall der sogenannten Differenzial- oder Umlaufrädergetriebe.



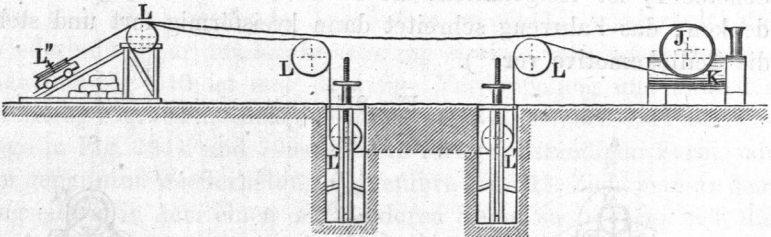
## §. 263.

## Technologische Verwendungen der Zugorgane.

Ausser den besprochenen Verwendungen zur Kraftübertragung finden die Zugorgane auch noch sehr mannigfache als Werkzeuge, d. i. als Organe zur Umformung von Körpern. Die hervorragendsten seien hier noch kurz angeführt.

In Form eines gezahnten Stahlbandstückes dient das Zugorgan in der gewöhnlichen Bogensäge und der Rahmensäge, dann auch in der Blocksäge, Furniersäge, überhaupt Gattersäge als Werkzeug. Wird das Band ungezahlt gelassen, so kann es, bei übrigens ähnlicher Einspannung, als Steinsäge dienen, wo dann Schleifsand und Wasser zuzuführen sind; blosser glatter Draht dient ebenso bei Zuführung von Oel mit Schmirgel, Diamantstaub etc. Hierbei wird durch straffe Anspannung dem sehr biegsamen Drahte eine gewisse Widerstandsfähigkeit gegen Seitenkräfte verliehen. Das Sägenband wird auch unter oscillirender Wicklung als Laubsäge gebraucht, vergl. Fig. 789 b. In allen diesen Fällen ist die Bewegung

Fig. 815.



eine hin- und hergehende. Aber auch im Laufwerk kann das Zugorgan als Säge verwendet werden, so in der Form des Getriebes Fig. 810, wenn das Zugorgan ein Stahlband mit Sägenverzahnung ist (Bandsäge). Wenn es in demselben Getriebe ein (dünnes) Drahtseil ist, erhält man die Seilsäge. Der Verfasser hat dieselbe\*) zur Herstellung von Regelschrauben (S. 196) aus Gipskörpern benutzt; sie ist aber dann auch zu wichtiger industrieller Verwendung gelangt, nämlich zum Schneiden von Quadersteinen.

Herr J. Zervas hat nämlich die Seilsäge sehr ingenüos zum Schneiden von Lavablöcken und -Platten und für andere Steinarten angewandt und (in Niedermendig und Umgegend) eingeführt, u. a. in der in Fig. 815 schematisch dargestellten Weise zum Herausschneiden von Blöcken aus der anstehenden Gesteinsmasse. Es werden zwei kleine Schächte gesenkt und in diese die Träger für die Leit- und Spannrollen *L'* eingesetzt, letztere mittelst der

\*) Bereits 1877, ausgehend von den Drahtsagen für Edel- und Halbedelsteine.

angedeuteten Schraubenge triebe allmählich nach unten gedrängt, wobei die Spannrolle *L'* das Seil ausreichend gespannt erhält. Wasser und Schleifsand werden wie üblich zugeführt. Das Seil bestand zumeist aus drei schraubenförmig verseilten Drähten. Neuerdings hat Herr Zervas eine noch weit wirksamere Seilkonstruktion angewandt, bei welcher um eine glatte Drahtseele aus einem Draht ein zweiter engspiralig herumgewunden ist, äusserer Durchmesser 6,7 und 8 mm\*). Dem Paulin Gay ist 1882 auf eine Seilsäge für Steine das D. R.-P. 24319 erteilt worden. Er zerlegt mit derselben unter gleichzeitiger Anwendung mehrerer Schneidseile des beschriebenen Prinzips Blöcke in Platten.

Vermöge der Nachgiebigkeit des Zugorganes gegen Seitendruck hat der Rientrieb nach Fig. 810 eine ausgiebige Verwendung in Polirmaschinen gefunden. Das Werkstück wird gegen die flache Seite des Riemens gepresst, Polirmittel werden auf den Riemen aufgeklebt\*\*).

Im Spinnprozess dienen die Zugorgane gegenseitig als Werkzeuge zur Bildung von Fäden, Schnüren, Seilen, Tauen, Kabeln, und zwar beruht ihre Aufeinanderwirkung daselbst auf den allgemeinen Vorgängen des Leitens und des Wickelns. Auch in der Flechtere i, Wirkerei, Strickerei, Klöplerei, Weberei wirkt das zugeführte Zugorgan auf das bereits verarbeitete und umgekehrt unter Leitung und einer theilweise oder ganz vollführten Wicklung in angemessener, dem Zweck angepasster Bewegungsfolge, deren Einrichtung zu den zahl- und sinnreichen Vorrichtungen und Maschinen dieser Fächer geführt hat. In der Näherei ist, wie schon §. 261 nebenher erwähnt wurde, die Leitung das wesentlich zur Anwendung kommende Prinzip.

Die Kette dient nach besonderer Vorrichtung ihrer Glieder als Werkzeug in Baggermaschinen, nassen wie trockenen, auch in gewissem Sinne in einzelnen Schrämmaschinen für Kohlenabbau, z. B. der Legg'schen und der Lechner'schen\*\*\*), wo die Kette die vom Hobelmesser stehen gelassenen Kohlenstege zerbröckelt.

In den Saiteninstrumenten dienen angemessen gespannte Zugorgane als Klangwerkzeuge.

\*) Versuche in Pirna ergaben nach Herrn Zervas' Mittheilungen auf rheinischer Lava mit guter gewöhnlicher Steinsäge 0,0125 — 0,0150 ( $\frac{1}{80}$  —  $\frac{1}{66}$ ) qm Schnittfläche (5 bis 6 mm Schnitttiefe) in der Stunde. Die Zervas'sche Seilsäge dagegen ergab auf 2 bis 3 m langen Blöcken von:

karrarischem Marmor . . . . .	1,20 qm in der Stunde
rothem belgischem Marmor . . . . .	0,33 " " "
bretonischem Granit (sehr hart) . . . . .	0,12 " " "
hartem belgischem Porphyr . . . . .	0,09 " " "
weicher rheinischer Basaltlava . . . . .	0,15 " " "
harter " " . . . . .	0,25 " " "

d. i. im grossen Ganzen 10- bis 15mal so viel, als die gewöhnliche glatte Steinsäge.

\*\*) In dem Vernickelungswerk von Neumann, Schwartz & Weill in Freiburg i. B. sind solche Polirriemen mit 33 bis 34 m Geschwindigkeit im Gebrauch.

\*\*\*) Vergl. Iron, Juni 1878, S. 712, Sc. American, August 1878, S. 102, 50 bis 80 qm Schram angeblich in der Schicht; s. auch D. R.-P. 4093 (1878).

## §. 264.

## Die Seilreibung.

Wenn ein an beiden Enden belastetes Zugorgan über eine gekrümmte Leitfläche hinbewegt wird, so entsteht zwischen Zugorgan und Leitfläche eine unter Umständen sehr beträchtliche gleitende Reibung. Sie wird, weil zuerst bei Seilen mathematisch untersucht, Seilreibung genannt. Die Leitfläche gehöre einem Drehkörper an und die Bewegung finde in Parallelebenen desselben statt. Ueberwindet dann die Belastung  $T$  am führenden Trum sowohl die Seilreibung  $F$ , als die Belastung  $t$  am geführten Trum, Fig. 816, so ist zunächst der Betrag der Reibung:  $F = T - t$ . Sie hängt ab von der Grösse  $\alpha$  des Umschlagswinkels und dem Reibungskoeffizienten  $f$ , ist aber unabhängig vom Halbmesser  $R$  der Leitfläche; sodann hängt sie noch ab von der Wirkung der Zentrifugalkraft auf das Zugorgan. Für die genannten Einflüsse gelten folgende Beziehungen:

$$T = t e^{f \alpha (1-z)} \dots \dots \dots (237)$$

$$F = t (e^{f \alpha (1-z)} - 1) \dots \dots \dots (238)$$

Hierin ist  $e$  die Grundzahl der natürlichen Logarithmen, 2,71828 . . ., und  $z = 1000 \gamma v^2 : g \mathfrak{S}$ , wobei  $v$  die Geschwindigkeit des Zugorganes,  $\mathfrak{S}$  die Spannung im Querschnitt desselben,  $\gamma$  das Gewicht des Kubikmillimeters seines Materials und  $g$  die Beschleunigung der Schwere = 9,81 ist\*).

*Beispiel.* Bei einem Gangspill für Seil nach Fig. 794a sei  $f = 0,21$ ,  $\alpha = 6\pi$  (3 Umschläge),  $z = 0$ . Dann ergibt sich  $f \alpha = 0,21 \cdot 6 \cdot 3,14 = 3,958 \sim 4$  und daraus  $F = t (2,7184 - 1) = t (54,6 - 1) = 53,6 t$ , die Reibung des Seiles auf der Trommel also gegen 54mal so gross, als der am geführten (leeren) Trum ausgeübte Zug.

Die Zentrifugalkraft wird bei grösseren Geschwindigkeiten und wenn im Zugorgan kleine Spannungen herrschen, merkbar. Für Hanf- und Baumwollseile etc. ist, wie für Lederriemen  $\gamma$  rund = 0,000001, für Drahtseile rund 9mal so viel. Der Werth von  $\mathfrak{S}$  in dem Ausdruck  $z = 1000 \gamma v^2 : g \mathfrak{S}$  ist eigentlich wieder eine

\*) Dem radialen Umfangedruck  $U$  setzt sich die Zentrifugalkraft  $Z$  entgegen oder zu (bei gewissen Hohlraddkupplungen) mit dem Betrage:  $Z = (G : g) \omega^2 (R : 1000) = (\gamma q R d \alpha : g) \omega^2 (R : 1000) = (1000 \gamma q : g) v^2 d \alpha$ , wenn  $q$  der Querschnitt des Zugorganes ist. Nun ist aber  $\mathfrak{S} q$  gleich der Anspannung  $Q$  des Zugorganes, somit  $Z = (Q 1000 \gamma : g \mathfrak{S}) v^2 d \alpha$  und daher die bei dem Gleiten entstehende Reibung  $dQ$  auf dem Bogen  $R d \alpha$  bei äusserer Berührung:  $(U - Z) f = f d \alpha Q (1 - z)$  u. s. w.

Funktion von  $\alpha$ . Wir dürfen ihn indessen hier mit einem konstanten Durchschnittswerth für den Verlauf von  $\alpha$  in Rechnung setzen und erhalten dann folgende Zahlenreihe für die Werthe  $1-z$ , welche für Faserseile wie für Drahtseile gilt, wofür für letztere die 9fache Höhe der Spannung  $\mathfrak{S}$  in Ansatz gebracht wird, welche für erstere eingesetzt wird.

Werthe der Koeffizienten  $1-z$  für die Zentrifugalkraft.

Faserseile und Riemen $\mathfrak{S}$	Umfangsgeschwindigkeiten $v$						Drahtseile $\mathfrak{S}$
	5	10	15	20	25	30	
0,2	0,988	0,950	0,868	0,800	0,688	0,550	1,8
0,3	0,991	0,967	0,925	0,867	0,792	0,700	2,7
0,4	0,994	0,975	0,944	0,900	0,844	0,775	3,6
0,5	0,995	0,980	0,955	0,920	0,875	0,820	4,5
0,6	0,997	0,983	0,963	0,933	0,896	0,850	5,4
0,8	0,997	0,987	0,972	0,950	0,922	0,888	7,2
1,0	0,998	0,990	0,978	0,960	0,938	0,910	9,0

Es zeigt sich hier, dass es bei hoher Geschwindigkeit erforderlich ist, die Materialspannung im Zugorgane hoch zu wählen, um störender Einwirkung der Fliehkraft zu begegnen. Um letztere praktisch rechnerisch zu berücksichtigen, kann man in jedem einzelnen Falle den Exponenten  $f\alpha (1-z) = f'\alpha$  setzen, d. h. statt des wirklichen Reibungskoeffizienten  $f$  einen anderen  $f'$  einführen, welcher  $= (1-z)f$  ist. Wird das Zugorgan zum Treiben benutzt (Fig. 810), so dass entweder von der Rolle auf das Seil, die Kette, den Riemen u. s. w. die Umfangskraft  $P$  übertragen werden soll oder umgekehrt, so müssen die Anspannungen eine Seilreibung  $\geq P$  erzeugen, woraus als Minimalwerth von  $T$  folgt:

$$\frac{T}{P} = \tau = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{\varrho}{\varrho - 1} \dots \dots \dots (239)$$

wobei ist:

$$\frac{T}{t} = \varrho = e^{f'\alpha} \dots \dots \dots (240)$$

Beide Werthe sind absolute Zahlen. Das Verhältniss  $T:P$  gibt an, wie stark das Zugorgan angespannt werden muss und möge daher der Anspannungsmodul genannt und mit  $\tau$  bezeichnet werden. Den Werth  $T:t$  wollen wir den Seilreibungsmodul nennen und mit  $\varrho$  bezeichnen. Folgende Tabelle gibt eine Reihe von Werthen für beide.



Tabelle der Seilreibungs- und Anspannungsmodel.

$f' \alpha$	$\varrho = \frac{T}{t}$	$\tau = \frac{T}{P}$	$f' \alpha$	$\varrho = \frac{T}{t}$	$\tau = \frac{T}{P}$	$f' \alpha$	$\varrho = \frac{T}{t}$	$\tau = \frac{T}{P}$
0,1	1,11	10,41	1,1	3,00	1,50	2,2	9,03	1,13
0,2	1,22	5,52	1,2	3,32	1,43	2,4	11,02	1,10
0,3	1,35	3,86	1,3	3,67	1,37	2,6	13,46	1,08
0,4	1,49	3,03	1,4	4,06	1,33	2,8	16,44	1,07
0,5	1,65	2,54	1,5	4,48	1,29	3,0	20,09	1,05
0,6	1,82	2,22	1,6	4,95	1,25	3,2	24,53	1,04
0,7	2,01	1,99	1,7	5,47	1,22	3,4	29,96	1,03
0,8	2,23	1,86	1,8	6,05	1,20	3,6	36,60	1,03
0,9	2,46	1,69	1,9	6,69	1,18	3,8	44,70	1,02
1,0	2,72	1,58	2,0	7,39	1,16	4,0	54,60	1,02

*Beispiel.* Umschlags- oder Umfassungswinkel  $= \pi$ , Reibungskoeffizient  $f = 0,16$ , Geschwindigkeit  $v = 25$  m; das Zugorgan sei ein Riemen, der mit durchschnittlich 0,2 kg auf den qmm gespannt werde, so ist nach der Tabelle a. v. S.  $1 - z = 0,792$ , also  $f' \alpha = 0,792 \cdot 0,16 \pi = 0,398 \sim 0,4$ . Hierfür gibt die Tabelle einen Seilreibungsmodul  $\varrho = 1,49$  und einen Anspannungsmodul  $\tau = 3,03$ , d. h. der Riemen wird über 3mal so stark angepannt, als die zu übertragende Umfangskraft beträgt. Bei  $v = 5$  käme der Werth  $1 - z = 0,988$  und  $f' \alpha = 0,490 \sim 0,5$ , der Anspannungsmodul  $\tau$  also nur 2,59.

Um die hier betrachteten Verhältnisse recht übersichtlich zu machen, sind die meist gebrauchten derselben in folgendem Proportionsriss (Fig. 816) zeichnerisch zusammengestellt, wobei oben quer ein Maassstab für die beiden Model, links senkrecht ein solcher für die Produkte  $f' \alpha$  angebracht ist.

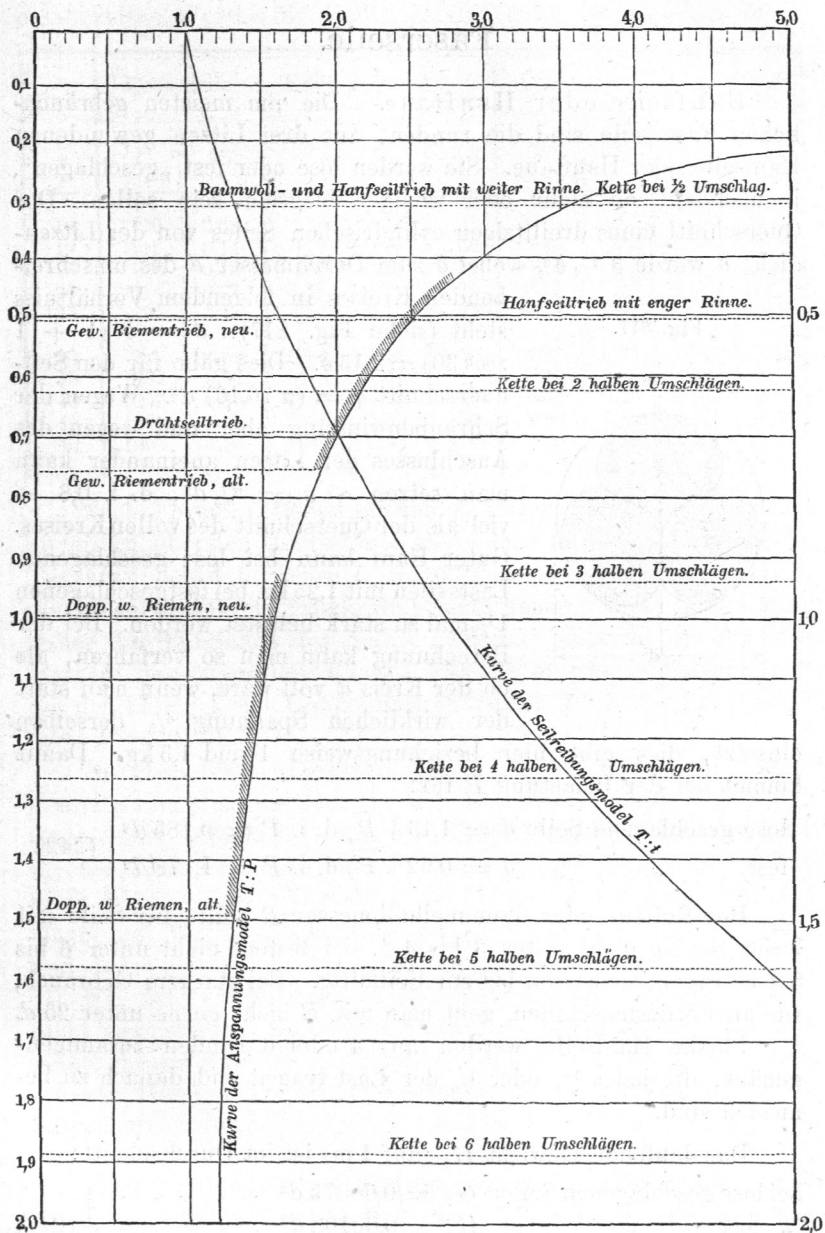
Der Flächendruck  $p$  des Zugorganes auf den Radumfang nimmt vom geführten nach dem führenden Trum hin zu. Er ist gleich  $Q d\alpha : b' R d\alpha$ , wenn  $b'$  die Breite des berührenden Streifens bezeichnet. Nun ist beim Querschnitt  $q$  die Kraft  $Q = q \mathcal{E}$ . Hieraus folgt aber :

$$\frac{p}{\mathcal{E}} = \frac{q}{b' R} \dots \dots \dots (241)$$

woraus zu ersehen ist, dass der Flächendruck  $p$  leicht klein gehalten werden kann.

Auf besondere Anwendungen dieser Formel, sowie auch des Proportionsrisses Fig. 816 wird weiter unten zurückgekommen werden.

Fig. 816.





Letzterer Ausdruck zeigt, dass beide gleichviel Fasern enthalten. Folgende Tabelle gibt eine Reihe der aus Vorstehendem entwickelten Werthe für dreilitzige Hanfseile.

Dicke $d$	Lose Seile		Feste Seile		Dicke $d$	Lose Seile		Feste Seile	
	$P$	$G_0$	$P$	$G_0$		$P$	$G_0$	$P$	$G_0$
10	79	0,08	118	0,12	55	2376	2,38	3 564	3,56
12	113	0,11	170	0,17	60	2827	2,83	4 241	4,24
15	178	0,18	268	0,27	65	3318	3,32	4 977	4,98
20	314	0,31	471	0,47	70	3848	3,85	5 773	5,77
25	491	0,49	736	0,74	75	4418	4,42	6 627	6,63
30	707	0,70	1060	1,06	80	5027	5,03	7 541	7,54
35	962	0,96	1443	1,44	85	5675	5,67	8 512	8,51
40	1257	1,25	1885	1,88	90	6362	6,36	9 543	9,54
45	1590	1,59	2386	2,39	95	7088	7,09	10 623	10,62
50	1963	1,96	2945	2,94	100	7850	7,85	11 781	11,78

Nach Formel (243) ist ein um  $L$  Meter herabhängendes Seil an einem obersten Querschnitt schon leer mit  $\frac{1}{1000}L$  mal seiner Tragkraft belastet. Wäre  $L = 1000$ , so würde das Eigengewicht die ganze praktische Tragkraft beanspruchen. Diese Länge kann daher die Traglänge des Seiles heissen. Zulässig ist nur eine kleinere herabhängende Länge. Für die statthafte Belastung  $P'$  bei der Länge  $L$  des Hängeseiles hat man:  $P' + \frac{1}{1000}LP = P$ , oder  $P' = P(1 - \frac{1}{1000}L)$ .

Bei etwa 600 m Hängeseil würde das Seil durch sein Eigengewicht zerrissen werden, da der Bruchmodul (auf den vollen Querschnitt berechnet, siehe vor. S.) für lose Seile bei 6 bis 6,4, für feste bei 9 bis 9,6 kg liegt. Die genannte Länge nennt man nach des Verfassers Vorschlag die Zerreißlänge des Seiles. Bei einem im Wasser hängenden Seil (Senkbleileine) steigen Trag- und Zerreißlänge auf nahe das Doppelte der vorigen Werthe.

Für sehr starke Seile ist die Konstruktion aus drei Litzen nicht ausreichend; man ersetzt dann die Litzen durch Seile und nennt das entstandene Tau dann ein Kabel oder Kabeltau. Ganz schwere Taue in Kabelschlag werden auch aus mehr als drei Seilen hergestellt.

Baumwollseile. Seile aus gezwirnter Baumwolle, meist dreilitzig, werden wesentlich als laufende Seile benutzt und deshalb sehr lose geschlagen. Sie bieten eine Zerreißfestigkeit



von etwa  $5\frac{1}{3}$  kg (bei Zurückführung auf den vollen Querschnitt) und werden mit  $\frac{2}{3}$  bis 1,5 kg Spannung benutzt u. a. in den Spinnstühlen als Seile zu Parallelführungen (Fig. 748), zum Spindeltrieb und als Zugseile für die Schnecken-trommeln \*) (Fig. 787) sowie auch als Treibseile in den Laufkränen nach Ramsbotton's System.

Die Leitung der Faserseile geschieht gewöhnlich durch ausgekehlte runde Scheiben, deren Kehlungshalbmesser wenig grösser gemacht wird, als die halbe Seildicke. Material in Maschinen meistens Gusseisen, bei den Klobenzügen oder Taljen der Schiffe Pockholz. Man lässt die Rollen sich auf cylindrischen Zapfen drehen, folgt aber neuerdings mehr und mehr dem Beispiel der Marine, welche den Taljenscheiben Rollenlager gibt, Fig. 818 \*\*). Die Laufrollen werden bei Blöcken von geringerer Zugkraft aus harter Bronze, bei stark belasteten aus Stahl hergestellt und gehärtet,

Fig. 818.

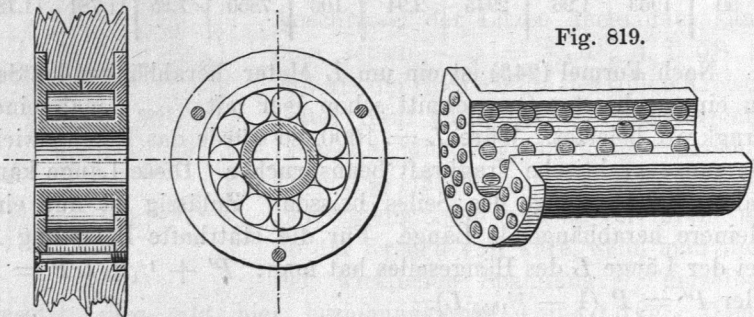


Fig. 819.

Ringe und Zapfen desgleichen. Für sehr häufigen und starken Gebrauch sollen die Rollenlager der Ausbuchtung der Scheiben mit sogenannter Metalline\*\*\*) nachstehen. Die Metallinlager (Fig. 819) bestehen aus Bronze, in welche Zäpfchen aus einer die Schmiere ersetzenden Masse eingesetzt sind. Solche Lager haben sich beim Bau der East-Riverbrücke in Newyork ganz besonders bewährt, auch daselbst während eines ganzen Jahres der Zuführung von Schmiere nicht bedurft.

\*) Den Fabrikanten J. J. Rieter und Cie. in Winterthur verdanke ich die Mittheilung ausgezeichneter Kraftmessungen an diesen Seilen. Danach erfährt z. B. an einem Selbstspinner von 884 Spindeln das 22 mm dicke Schnecken-seil bei der Bodenbildung des Kötzers eine Anspannung bis zu 600 kg und darüber; dies entspricht einer Spannung von  $\sim 1,6$  kg (auf den vollen Kreis). Später sinkt die Anspannung bis auf 200 kg.

\*\*) Die Martini'sche Konstruktion, in der italienischen Marine eingeführt.

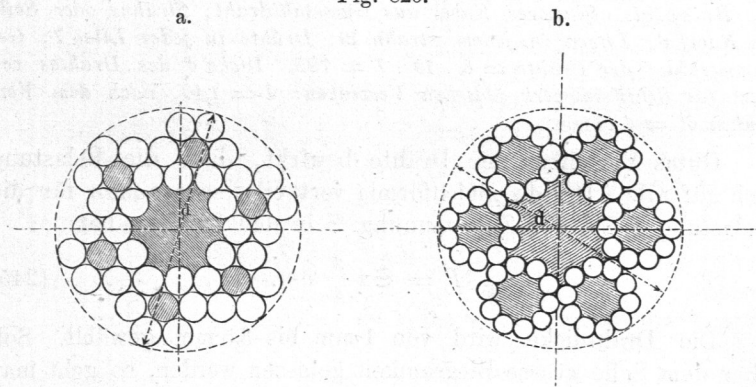
\*\*\*) Bezugsquellen: John Wallace und Co. in London, Selig in Berlin.

## §. 266.

**Drahtseile.**

Die gewöhnlichen Drahtseile sind rund und 36drätig, indem sie aus sechs Litzen von je sechs Drähten bestehen, welche um eine Hanfseele herumgelegt sind und jede selbst eine dünne Hanfseele enthalten. Diese Hanfeinlagen sind von der grössten Wichtigkeit für die Erhaltung laufender Drahtseile (vergl. §. 268) und sollen aus bestem Material bestehen. Bei stehenden Drahttauen können die Hanfseelen der Litzen und auch die des Seiles durch Drähte ersetzt werden, wodurch die Drahtzahl auf 42, beziehungsweise 49 gebracht und das Seil entsprechend verstärkt wird. Bei dem Sechslitzenseil mit Hanfseelen wendet man auch noch die Drahtzahlen 48, 54, 60, 66, 72 u. s. w. an, hält sich übrigens nicht an die Sechslitzigkeit gebunden. Die folgende Figur 820 a und b

Fig. 820.



stellt ein sechsunddreissiger und ein sechziger Drahtseil im Durchschnitt dar. Litzen sowie Seil haben beidemale Hanfseele. Für den äusseren Durchmesser  $d$  hat man bei der vorliegenden Konstruktion, wenn die Drähte fest aneinander liegen, bei der Drahtdicke  $\delta$  und der Drahtzahl  $i$ :

$$i = \begin{matrix} 36 & 48 & 54 & 60 & 66 & 72 \end{matrix} \left. \vphantom{i} \right\} (244)$$

$$d : \delta = \begin{matrix} 8,00 & 10,25 & 11,33 & 12,80 & 13,25 & 14,20 \end{matrix}$$

Im neuen Zustande des Seiles liegen die Drähte nicht fest aneinander, sondern werden durch die Hanfseelen etwas auseinander gehalten, so dass man beim Messen für  $d$  10 bis 25 Proz. mehr findet, als eben angegeben; nach längerem Gebrauch stellt

sich das angegebene Verhältniss aber ein. Hinsichtlich der Drahtzahlen ist in der Fabrikation jetzt eine grosse Mannigfaltigkeit üblich geworden. Werden die Litzen ohne Hanfseele ausgeführt, so können ihnen die Gangzahlen

3	7	10	14	16	19*)
bei Anwendung von Hanfseelen die Gangzahlen					
5	6	7	8	9	10

gegeben werden. Die Zahl der Litzen geht von 3 ab (Tauerwerk für Schiffe) zu 4, 5, 6, welche die meistgebrauchte Litzenzahl ist, zu 7, 8, 12, 14, 16, 19. Für Taue von besonders grosser Tragkraft verbunden mit Biegsamkeit wird auch hier der Kabelschlag benutzt, bei welchem das Tau, nun Kabel genannt, aus Seilen oder Strähnen geschlagen wird; die übliche Zahl der Strähne im Kabel beträgt 3, 4, 5 und 6. Die flachen oder Bandseile sind als Kabel mit parallel liegenden Strähnen anzusehen. Zahl der Strähne 4, 6, 8, Zahl der Litzen in jedem Strahn 4 bis 6.

*Beispiel.* Schweres Kabel aus Gussstahldraht, Strähne oder Seile im Kabel 6; Litzen in jedem Strahn 19; Drähte in jeder Litze 7; Gesamtzahl  $i$  der Drähte =  $6 \cdot 19 \cdot 7 = 798$ . Dicke  $\delta$  des Drahtes vor dem für Schiffstauerwerk üblichen Verzinken:  $\delta = 1,40$ , nach dem Verzinken  $\delta' = 1,45$  mm.

Gutes Verseilen der Drähte bewirkt, dass die Belastung sich auf alle  $i$  Drähte gleichförmig vertheilt, sodass man für die Belastung  $P$  bei der Zugspannung  $\mathcal{E}$  in den Drähten hat:

$$P = \mathcal{E} i \frac{\pi}{4} \delta^2 \dots \dots \dots (245)$$

Die Drahtdicke wird von 1 mm bis 3,5 mm gewählt. Soll aber dem Seile grosse Biegsamkeit gelassen werden, so geht man mit  $\delta$  nicht gern über 2,2 mm hinaus.

Beim Umschlagen des Seiles um Rolle, Seilscheibe, Trommel oder Korb (Seilkorb) vom Halbmesser  $R$  erfahren nämlich die einzelnen Drähte Biegungen, welche auf Zug- und Druckseite des Drahtkörpers (vergl. S. 8) eine Spannung von der Grösse  $s = E\delta : 2R$  hervorrufen, wobei  $E$  den Elastizitätsmodul des Drahtmaterials bedeutet. Derselbe ist für Eisen wie für Stahldraht  $\sim 20\,000$  zu setzen. Dies gibt:

$$s = 10\,000 \frac{\delta}{R} \dots \dots \dots (246)$$

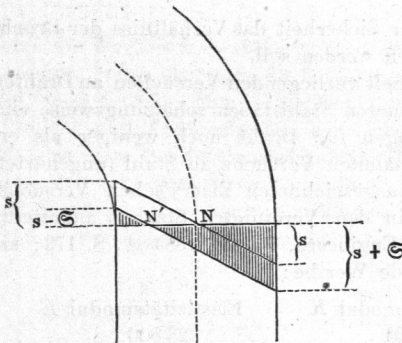
\*) Auf amerikanischen Gruben sind 6 litzige Seile mit diesen 19er Litzen, Hanfseele in der Mitte, sehr viel im Gebrauch.

Die auf der Zugseite des Drahtquerschnittes entstehende Spannung  $s$  gesellt sich zu der durch  $P$  hervorgerufenen Spannung  $\mathfrak{S}$  hinzu. Um bleibende Biegungen zu vermeiden, darf daher die Summe  $\mathfrak{S} + s$  nicht den Tragmodul überschreiten. Die wirkliche Grösse von  $R$  wird ein Minimum, wenn  $s = 2 \mathfrak{S}$  gemacht wird. Bei diesem günstigsten Verhältniss beansprucht also die Biegung das Drahtseil doppelt so stark als der Zug.

Wie gross indessen auch das Verhältniss zwischen Dehnungsspannung  $\mathfrak{S}$  und Biegungsspannung  $s$  gewählt werde, jedenfalls stellt die Summe  $\mathfrak{S} + s$  die Beanspruchung dar\*).

\*) Will man also die Sicherheit eines Drahtseiles gegen Zerreißen oder auch gegen blosse Ueberschreitung der Elastizitätsgrenze ermitteln, so hat man den Werth  $(\mathfrak{S} + s)$  in Betracht zu ziehen. Wenn daher von der königlich preussischen Behörde vorgeschrieben wird, dass bei einem Zerreißungsmodul  $K$  für den (Stahl-) Draht von 115 kg bei sechsfacher Sicherheit die Spannung  $\mathfrak{S} = \frac{1}{6} \cdot 115 = 19,1$  zu nehmen sei, so wird damit eine

Fig. 821.



annehmbare Dehnungsspannung vielleicht vorgeschrieben, der Ausdruck für die Sicherheit aber nicht mit dem wirklich entstehenden Verhältniss in Uebereinstimmung gebracht, indem die Biegungsspannung unerwogen gelassen ist. Hätte ein so berechnetes Seil z. B. 42 Drähte, so wäre sein Durchmesser  $d = 10 \delta$ , und wenn man nun den Korbdurchmesser wie als zulässig anerkannt,  $= 75 d$ , den Halbmesser  $R$  also  $= 37,5 d$  genommen hätte, so würde die Biegungsspannung nach (246) betragen:  $s = 10000 \cdot \delta : 37,5 \cdot 10 \delta = 26,66$ .

Die Summe  $\mathfrak{S} + s$  betrüge also  $26,66 + 19,1 = 45,77$  kg. Die wirkliche Bruchsicherheit wäre demnach  $= 115 : 45,77 = 2,51$  oder nur  $2\frac{1}{2}$  fach. Beistehende Fig. 821 stellt die hier in Betracht kommenden Spannungsverhältnisse dar. Rechts, d. i. auf der Zugseite des Drahtes, gesellt sich die Dehnungsspannung  $(+ \mathfrak{S})$  zur Biegungsspannung  $(+ s)$  hinzu, eine Gesamtzugspannung  $\mathfrak{S} + s$  liefernd; links, auf der Druckseite des Drahtes, vermindert die Dehnungsspannung  $(+ \mathfrak{S})$  die Biegungsspannung  $(- s)$ . Die neutrale Achse des Querschnittes rückt dabei aus der Mitte  $N$  beträchtlich nach der konkaven Seite des gebogenen Drahtes, nach  $N'$  hin.

Die Verwaltung von Prschibram ermittelt die Bruchsicherheit anders, aber ebenfalls nicht so, dass die sich ergebende Zahl den wirklichen Ausdruck gäbe. Sie setzt sie  $=$  dem Quotienten aus  $K - s$  und  $\mathfrak{S}$ , würde z. B. für den vorstehenden Fall die Sicherheit berechnen zu  $(115 - 26,66 \dots) : 19,1 = 88,33 \dots : 19,1 \sim 4,6$ , was immer noch beträchtlich mehr ist,



Als Materials für die Lastseile bedient man sich des Eisen- und des Stahldrahtes, deren beider Fabrikation neuerdings ganz besonders ausgebildet worden ist. Man stellt für die Seile her:

geglühten Eisendraht mit Tragmodul $T = 30$	und Bruchmodul $K = 40$
blanken " " "	$T = 40^*)$ " " $K = 56$
Flusstahldraht " " "	$T = 45^*)$ " " $K = 60$
Gusstahldraht " " "	$T = 55^*)$ " " $K = 100$
" " " "	$T = 70^*)$ " " $K = 120$
" " " "	$T = 80^*)$ " " $K = 150$
" " " "	$T = 100^*)$ " " $K = 180$

Hiernach ist es nicht thunlich, allgemein die Festigkeit der Drahtseile anzugeben, sondern es ist für jeden besonderen Fall eine bestimmte Drahtsorte ins Auge zu fassen.

Für Förderseile ist sehr beliebt, als nicht zu spröde und doch sehr fest, Gusstahldraht mit  $K = 120 \text{ kg}^{**}$ ). Empfehlenswerth scheint für denselben  $\mathfrak{S} = 20$  und ebenfalls  $s = 20$ , womit wegen  $\mathfrak{S} + s = 40$  eine dreifache Bruchsicherheit erzielt wird<sup>\*\*\*</sup>). Der

als gesetzt werden muss, wenn unter Sicherheit das Verhältniss der Bruchlast zur angehängten Last verstanden werden soll.

\*) Diese Werthe sind aus vereinzelt vorliegenden Versuchen an Drähten und sodann nach Versuchen an dünneren Stahlstäben schätzungsweise eingesetzt, indem Tragmodulermittlungen für Draht noch weniger als erwünscht, angestellt werden. Die genannten Versuche an Stahl (ungehärtet) sind durch J. W. Cloud auf der ausgezeichneten Emery'schen Versuchsmaschine im Watertown-Arsenal in den Vereinigten Staaten angestellt; siehe Transact. Am. Soc. of Mech. Engineers, Bd. V, 1883/84, S. 173; sie ergaben für fünf Stahlsorten folgende Werthe:

Tragmodul $T$	Bruchmodul $K$	Elastizitätsmodul $E$
{ 55	91	23 800
{ 54	107	23 200
{ 49	94	22 500
{ 51	103	21 800
{ 63	101	21 600
{ 58	95	22 000
{ 44	76	22 400
{ 46	66	21 600
{ 47	83	22 900
{ 45	74	21 700

\*\*\*) Von Felten und Guilleaume in Mülheim a. Rh., Stein in Mülhausen u. A. sehr häufig angewandt.

\*\*\*\*) Preussische Behörden bestimmen, dass  $\mathfrak{S} = \frac{1}{6} K$ , also hier 20 betragen dürfe, und lassen  $R = 375 \delta$  zu, was  $s = 26\frac{2}{3}$  und die Sicherheit  $\sim 2\frac{1}{2}$  ergibt, wie schon oben erwähnt. Prschibram hat mit bestem

Werth  $s = 20$  würde fordern  $R = (10\,000 : 20) \delta = 500 \delta$ . Wird  $R$  kleiner gewählt, so sinkt die Sicherheit, wenn grösser, so steigt sie\*). Sehr bewährt für die Dauerhaftigkeit der Seile auch für Gruben hat sich das Verzinken der Drähte.

Für stehendes Schiffstauwerk wird gern verzinkter geglähter Eisendraht mit  $K=40$  benutzt; für laufende Taue dagegen mehr und mehr Gussstahldraht mit  $K = 120$ , ebenfalls verzinkt. Beides gilt auch für die Kabel.

Schlepptrassen werden vielfach auch aus Flusseisendraht vom Bruchmodul  $K = 40$  und  $50$  hergestellt.

Treibseile für Dampfpflüge werden mit Vorzug aus dem festesten Gussstahldraht,  $K = 180$ , gefertigt.

Wegen der Treibseile für Drahtseiltriebe siehe Kapitel XXI.

Zu den stehenden Haupttauen der Drahthängebrücken werden die Drähte nicht versponnen, sondern parallel gelegt und gebündelt (Bündelseile), nämlich in Abständen von  $\frac{2}{3}$  bis  $\frac{3}{4}$  m durch Gürtungen aus Binddraht zusammengefasst\*\*).

Erfolge die Werthe  $\mathcal{E} \sim 16\frac{1}{3}$  und  $s \sim 19\frac{1}{6}$ , auch  $\mathcal{E} \sim 16$  und  $s \sim 25\frac{2}{3}$  angewandt, findet aber  $s = 19$  bis  $20$  besser für die Erhaltung des Seiles (vergl. auch §. 268). Man sollte bei vorschriftlichen Bestimmungen über die Rollen- und Trommelgrösse stets deren Verhältniss zur Drahtdicke  $\delta$ , nicht das zum Seildurchmesser  $d$  angeben, da  $d : \delta$  bei verschiedenen Drahtzahlen sehr verschieden ausfällt.

\*) Wenn  $R : \delta$  so klein gewählt ist, dass  $\mathcal{E} + s$  den Tragmodul übersteigt, so erfährt das Seil eine bleibende Biegung. Diese ist nicht unter allen Umständen gefährlich. Die Geradestreckung aus der hier skizzirten bleibenden Krümmung 1 . 1 könnte auf der Konkavseite der Drähte Spannungen erzeugen, welche, zu  $\mathcal{E}$  addirt, den Tragmodul noch nicht erreichen. Wird aber die Rückwärtskrümmung weiter getrieben, z. B. bis 3 . 3, so könnte eine rückwärtige bleibende Biegung 3' 3' entstehen, deren öftere Wiederholung gefährlich werden müsste. Bei Förderungsanlagen bestätigt sich dies, indem das sogenannte unterschlächtige Seil  $W_2 L_2$ ,

Fig. 822.

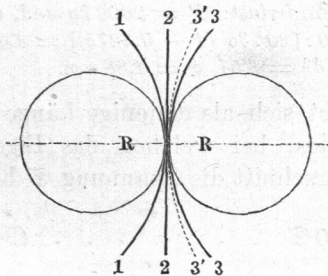


Fig. 792 c, sich rascher abnutzt, als das Oberschlächtige  $W_1 L_1$ . (Beobachtete Dauerhaftigkeiten auf Zeche Pluto, Schacht Thies:  $15\frac{1}{2}$  gegen  $22\frac{1}{2}$ , 18 gegen 24,  $17\frac{2}{3}$  gegen 20 Monate u. s. w.)

\*\*\*) Grössere Drahtbrücken sind bekanntlich in neuerer Zeit in Nordamerika durch Röhling erbaut worden. Seine Eisenbahnbrücke über den

## §. 267.

**Gewicht der Drahtseile und Einfluss desselben.**

Das Bündelseil aus  $i$  geraden Eisen- oder Stahldrähten wiegt, abgesehen von den Gurten, auf 1 m Länge  $1000 \pi/4 i \delta^2 \cdot 0,0000078$  kg. Im gesponnenen Seil bedingen die Schraubenwindungen und die Hanfseelen eine Steigerung des laufenden Gewichtes über diesen Werth, und zwar wird das gewöhnliche runde Seil  $1\frac{1}{8}$  bis  $1\frac{1}{4}$ : im Mittel  $1\frac{1}{6}$  mal so schwer. Dies gibt für das laufende Gewicht  $G_0 = 0,0069$  bis  $0,0077$ , im Mittel:

$$G_0 = 0,0091 \frac{\pi}{4} i \delta^2 = 0,0072 i \delta^2 \dots (247)$$

Das gilt auch für Bandseile; für die Seile mit Kabelschlag dagegen bedingt die Windung der Strähne abermals eine Steigerung des Koeffizienten auf das  $1\frac{1}{8}$  bis  $1\frac{1}{4}$ , durchschnittlich das  $1\frac{1}{6}$ fache. Bei Förderseilen für tiefe Schächte gewinnt  $G_0$  einen merkbaren Einfluss auf die Belastung des oberen Querschnittes. Man hat bei der Länge  $L$  in  $m$  des senkrecht herabhängenden Seiles, welches unten mit  $P$  belastet ist:  $P + L G_0 = \mathfrak{S} \pi/4 i \delta^2$ , woraus für gewöhnliches Rund- und Bandseil folgt:

$$P = \mathfrak{S} \frac{\pi}{4} i \delta^2 \left( 1 - 0,0091 \frac{L}{\mathfrak{S}} \right) \dots (248)$$

*1. Beispiel.* Schachteufe  $L = 500 m$ , Seil aus Gussstahl mit  $K = 120$ ,  $\mathfrak{S} = 20$ , gibt für die Brutto-Förderlast:  $P = 2000$  kg und, wofern  $i = 36$  sein soll:  $\delta^2 = (4 : \pi) 2000 : [20 \cdot 36 (1 - 0,2275)] = 4,603$ , worin  $\delta = 2,14$  mm. Bei  $L = 0$  käme  $\delta^2 = 3,54$ ,  $\delta = 1,88$  mm.

Aus dem obigen Ausdruck ergibt sich als diejenige Länge  $L_t$  des senkrecht herabhängenden Seiles, bei welcher das Eigengewicht bereits im obersten Seilquerschnitt die Spannung  $\mathfrak{S}$  hervorruft:

$$L_t = 110 \mathfrak{S} \dots (249)$$

Niagarafluss hat bei 250 m Spannweite vier eiserne Bündeltaue aus je sieben Bündelsträhnen: Drahtzahl  $i$  des Taues 3640, Drahtdicke  $\delta = 3,7$  mm, Seildicke  $d = 254$  mm. Die Röbling'sche Hängebrücke zwischen Newyork und Brooklyn mit der Hauptspannung von 474 m hat vier gussstählerne Bündeltaue (mit  $K = 120$ ,  $E = 20\,000$ ); die Taue sind einstrännig; Drahtzahl  $i = 5700$ , Drahtdicke  $\delta = 4,6$ , Seildicke  $d = 394$  mm.

Diese Länge heisst die Traglänge für die Spannung  $\mathfrak{S}$ . Erreicht die Schachtteufe die Traglänge, so darf dem Seil, wenn es nicht über  $\mathfrak{S}$  beansprucht werden soll, eine Last nicht mehr angehängt werden. Wird  $\mathfrak{S} =$  dem Bruchmodul  $K$ , so zerreisst das Seil vermöge seines Eigengewichtes. Die Zerreisslänge werde durch  $L_z$  bezeichnet. Sie wird

$$L_z = 110 K \dots \dots \dots (250)$$

2. Beispiel. Für runde Drahtseile von konstantem Querschnitt beträgt die Zerreisslänge  $L_z$ , wenn

$K =$	40	56	60	100	120	150	180
$L_z =$	4400	6160	6600	11 000	12 100	16 500	19 800

Bei tiefen Schächten ist es lohnend gefunden worden, dem Förderseil gleiche Festigkeit zu geben, womit dann seine Trag- und Zerreisslänge unbegrenzt werden. Die betreffende Formel ist §. 4, S. 6 unten angegeben. Man stellt die Verjüngung auf zweierlei Art her. Entweder lässt man bei konstanter Drahtdicke  $\delta$  die Drahtzahl  $i$ , oder bei konstanter Drahtzahl  $i$  die Drahtdicke  $\delta$  stufenweise von unten auf zunehmen. Ist am unteren Seilende die Drahtdicke  $= \delta_0$  oder die Drahtzahl  $= i_0$ , so hat man in der Entfernung  $x$  von unten zu nehmen:

$$\log \frac{i}{i_0} \text{ oder } \log \frac{\delta^2}{\delta_0^2} = 0,4342945 \gamma' \frac{x}{\mathfrak{S}}.$$

Hierin ist  $\gamma'$  der Eigengewichtskoeffizient, den wir für runde wie flache Seile vorhin  $= 0,0091$  fanden. Mit demselben erhält man:

$$\log \frac{i}{i_0} \text{ oder } \log \frac{\delta^2}{\delta_0^2} = 0,0039494 \frac{x}{\mathfrak{S}} \dots \dots (251)$$

3. Beispiel. Wenn die gestattete Dehnungsspannung  $= 20$ , so erhält man bei

$x =$	200	400	600	800	1000	1200
$\frac{x}{\mathfrak{S}} =$	10	20	30	40	50	60
$\frac{i}{i_0} =$	1,0094	1,199	1,314	1,439	1,576	1,726
$\frac{\delta}{\delta_0} =$	1,0047	1,045	1,146	1,199	1,255	1,314

welche Werthe mit Annäherung gut verwirklicht werden können \*).

\*) Auf den Prschibramer Gruben ist in musterhafter Weise Seilverjüngung angewandt, auf Adalbertschacht z. B., wo  $R = 1900$ ,  $P = 1750$  kg (wovon 1000 kg Nutzlast) und das Seil 7 Stück 6gängige Litzen und 8 Hanfseelen besitzt, wie folgt:



Die Grösse des Seilgewichtes beim Anheben auszugleichen, hat man, wie schon früher, S. 700 erwähnt, öfter zum Unterseil gegriffen; auf preussischen Gruben findet sich dasselbe wohl so gewählt, dass es  $\frac{2}{3}$  der Hängeseillast ausgleicht. Bei Weglassung des Unterseils kann durch die konische Seiltrommel, (vergl. bei Fig. 787\*), die Ausgleiche bewirkt werden. Das Bandseil bewirkt durch seine spiralige Aufwicklung theilweise eine Ausgleichung, die ausserdem durch geeignete Wahl des Halbmessers der leeren Trommel ziemlich vollkommen gemacht werden kann\*\*). In Belgien wird das Bandseil mit Vorliebe benutzt, in Frankreich äusserst wenig, bei uns ist seine Anwendung mehr und mehr gegen diejenige des runden Seiles zurückgetreten, ebenso in England und auch in den Vereinigten Staaten.

Seile für Blitzableiter werden ganz aus Kupferdraht, welche für Telegraphen bloss mit kupfernen Seelen, Adern genannt, und eisendrahtener Schutzhülle ausgeführt.

Schacht- teufe $x$	Draht- dicke $\delta$	Laufendes Gewicht $G_0$	Dehnungs- spannung $\ominus$	Biegungs- spannung $s$	Summe $\ominus + s$
1200	2,65	2,27	16,32	19,17	35,49
1000	2,50	2,02	16,14	18,08	34,22
800	2,35	1,78	16,05	17,00	33,05
600	2,20	1,50	16,08	15,92	32,00
400	2,05	1,36	16,27	14,83	31,10
200	1,90	1,17	16,66	13,75	30,41

Die Spinnung des Seiles (Gussstahldraht,  $K = 120$ ) beginnt beim dünnen Ende. Nahe 200 m Seil werden aus den dünnsten Drähten hergestellt, worauf dann alle 5 m ein Draht abgeschnitten und durch einen der nächst höheren Nummer ersetzt wird; die Zunahme der Seilstärke geschieht demzufolge sehr gleichförmig. Die Trommeln sind cylindrisch; zwei Wicklungen übereinander. Durchschnittliche Seilgeschwindigkeit 8 m, grösste 14 m. Jährlich bewirkt ein Seil rund 100 000 Aufzüge; Dauer eines Seiles 3 bis 4 Jahre, entsprechend also 3- bis 400 Millionen kg oder 3- bis 400 000 t Nettoförderung, was bei der grossen Teufe eine hohe Ziffer zu nennen ist. Die Sicherheit ist am kleinsten, wenn die Tonne im Tiefsten ist, und beträgt dann  $120 : 35,49 \sim 3,38$ . Auf dem benachbarten Mariaschacht hat man, den Nutzen der grossen  $R$  erkennend, die 2850er Scheiben und Trommeln durch 3800er ersetzt.

\*) Die konischen Trommeln sind auch auf den amerikanischen Anthrazitgruben gebräuchlich.

\*\*\*) Die Berechnung einer genauen Ausgleichung bei verjüngtem Banddrahtseil gibt Dwelshauvers - Dery in de Cuyper's Revue universelle des mines etc. 1874, Bd. 36, S. 1 ff.; vergl. auch: F. Krane, Ausgleichung der Gewichte der Förderseile in der Z. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen im preuss. Staate, 1864, S. 242.

## §. 268.

## Steifigkeit der Seile.

Der Widerstand der Seilsteifigkeit kommt beim Leiten wie beim Wickeln und Treiben zur Geltung. Als Maass desselben wird üblicherweise die Kraft genommen, welche ein über eine leicht drehbare Rolle halb herumgehendes, an beiden Trümmern mit  $Q$  belastetes Seil beansprucht, um einerseits auf-, andererseits abgewickelt zu werden. Man nimmt an, dass das Seil sich an der Aufwicklungsstelle nicht völlig an die Rolle anlege, also nicht vollständig nach dem Rollenhalbmesser krümme, an der Abwicklungsstelle nicht völlig gerade strecke, wodurch Hebelarmunterschiede für die beiden Seiltrümer entständen. Nach Eytelwein ist bei Hanfseilen vom Durchmesser  $d$  die Steifigkeit  $S$ :

$$S = \sigma \frac{d^2}{R} Q \dots \dots \dots (252)$$

wobei, wenn  $R$  und  $d$  in Millimeter gemessen sind,  $\sigma = 0,0186$  ist: Coulomb hat statt dessen den sehr unbequemen Ausdruck  $S = C_1 d^{1,7} : R + C_2 Q$  gegeben. Weisbach fand für Drahtseile bei allerdings sehr beschränktem Versuchsmaterial:

$$S = 0,49 + 2,38 \frac{Q}{R} \dots \dots \dots (253)$$

1. *Beispiel.* Für ein Hanfseil von 25 mm Dicke und 400 kg Belastung auf einer Rolle von 100 mm Halbmesser ist nach Eytelwein  $S = 0,0186 \cdot 625 \cdot 400 : 100 = 46,5$  kg, was sehr hoch scheint. (Die Coulomb'sche Formel würde nur 30,2 kg ergeben.)

2. *Beispiel.* 36er Drahtseil von 1 mm Drahtdicke und 250 kg Belastung auf 1120 mm hoher Rolle. Nach Weisbach käme:  $S = 0,49 + 2,38 \cdot 250 : 560 = 1,55$  kg.

Die Brauchbarkeit beider Formeln geht nicht weit. Neue Versuche sind sehr zu wünschen\*). Immerhin zeigt namentlich

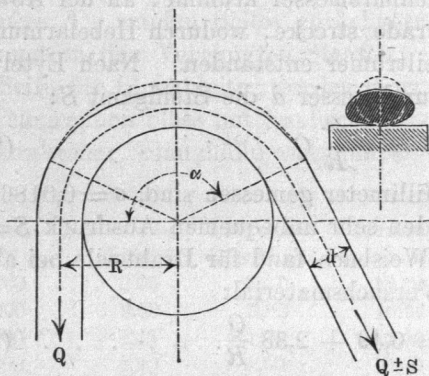
\*) Die obige Anschauung über die Ursache der Steifigkeit ist heute nicht mehr befriedigend, indem sie nicht näher erkennen lässt, welche Art von mechanischer Arbeit die Steifigkeit auf das Seil ausübt; auch ist der Umfassungswinkel bei den älteren Versuchen, mit welchen sich ja auch Amontons, Navier, Poncelet und Morin beschäftigt haben, konstant eingeführt worden, während derselbe in der Seilpraxis stark wechselt und höchst wahrscheinlich von beträchtlichem Einfluss ist. Der eigentliche Vorgang ist meiner Ansicht nach wesentlich wie folgt anzunehmen,

Wird das umseitig schematisch dargestellte Seil, Fig. 823, um die Rolle  $R$  gelegt, so darf die Sache nicht so angesehen werden, als erführen die Seilfasern oder -Drahte auf der konkaven Seite der Seilkrümmung

Formel (253), dass man unter Umständen wohl thut, für Drahtseile  $R$  noch grösser zu wählen, als es die blosse Berücksichtigung

Zusammenpressung, auf der konvexen Ausdehnung, sondern es findet durch die Belastung  $Q$  durchweg Ausdehnung der Litzen statt, weil diese den auf sie ausgeübten Zug bei der schraubenförmigen Umlaufung der Seilseele durch ihre ganze Erstreckung fortpflanzen. Deshalb kann das gebogene Seilstück den ursprünglichen Kreisquerschnitt vom Durchmesser  $d$  nicht beibehalten, sondern muss Querschnittsänderungen erleiden, vermöge deren der Masseninhalte des gebogenen Seilstückes demjenigen des geradegestreckten gleichbleibt. Die Querschnittsänderungen können zweierlei

Fig. 823.



Art sein: 1) Zusammenpressungen, 2) wo diese bis zu ihren Grenzen getrieben ist, Abplattung der Querschnitte.

Beide Formänderungen sind in der Praxis der Seilbetriebe zu beobachten. Seile, welche biegsam sein sollen, werden lose geschlagen, damit sie bei Ueberschreitung der Rollen auch zusammenpressbar sind. Zusammendrückung in Folge der Belastung findet sogar schon beim gestreckten Seile statt, indem die

den Schraubenwindungen nachgehenden Zugkräfte die Litzen nach der Seilachse hin pressen, weshalb ein stark belastetes gerades Seil „hart ist“. Das Zusammenpressen wird namentlich auf den Rollen sehr stark und führt meist nicht bloss elastische, sondern auch bleibende Formänderungen herbei, erkennbar in dem Dünnerwerden der Seile im Gebrauch. (Beim Drahtseiltrieb von Oberursel waren z. B. nach Leloutre's und Zuber's Beobachtungen die Seildicken mehrfach von 15 auf 14 mm herabgegangen, von welcher Verdünnung der Haupttheil auf bleibende Zusammendrückung der Hanfseelen zu schreiben ist. 14 mm war übrigens genau =  $8\delta$ , siehe Formel (244), indem  $\delta = 1,75 \text{ mm}^*$ ) war.) Das Verdünnen hat nothwendigerweise auch eine Streckung des Seiles zur Folge, die bekanntlich überall beobachtet wird. Um diese für Triebseile einzuschränken, hat Ingenieur Ziegler die künstliche Zusammenpressung der Triebseile vor Auflegung derselben eingeführt. Sie streckt das Seil um 0,71 bis 2,6 Proc. (siehe seine „Erfahrungsergebnisse über Betrieb und Instandhaltung der Drahtseiltriebe“ Winterthur 1871); ihre Zweckmässigkeit ist nach dem Vorstehenden fraglich.

Ferner haben sich nach den bisherigen Beobachtungen die drahtenen oder Metallseelen für laufende Drahtseile nicht bewährt; solche Seile er-

\*) Nicht 1,5 mm, wie Leloutre in seinen „Transmissions und courroies, cordes und cables etc.“ (Paris, Tignol, 1884), voraussetzt.



der Biegungsspannung  $s$  aus der Formel (246) verlangt; vergleiche auch Kapitel XXI.

wiesen sich stets als „zu steif“, mit anderen Worten: sie vertrugen keine Zusammenpressung, ausser etwa derjenigen, welche dem lockeren Schlag zu verdanken war (Drahtseile mit Metallseelen erfuhr auf der Ziegler'schen Seilpresse nur Streckungen von 0,22 bis 1,2 Proz.). Es ist ersichtlich, dass die Hanfseelen oder andere weiche Fütterungen für die Biegsamkeit der Drahtseile so zu sagen unentbehrlich sind, auch dass sie aus möglichst gutem, elastisch nachgiebigem und dauerhaftem Material bestehen müssen, wie auch die Erfahrung bewiesen hat. Letztere hat sodann auch gezeigt, dass an Flaschenzug-, Förder- und Triebseilen, hängenen, baumwollenen wie drahtenen, sich Abnutzung an den innen gelegenen Theilen der Fasern oder Drähte zeigt, obwohl dieselben mit der Rolle nicht in Berührung kommen. Diese Abnutzung erklärt sich durch die erwähnte Abplattung der Querschnitte, indem bei dieser die inneren Fasern oder Drähte quer übereinander hingleiten müssen. Bestätigt wird dies durch die überall erkannte Zweckmässigkeit oder gar Nothwendigkeit, die Drahtseile zu schmieren, einzufetten, was offenbar dazu dient, die Reibung der innenliegenden Drähte bei der Quergleitung zu vermindern\*).

Bei Drahtseiltrieben hat Ziegler (siehe die angeführte Quelle) häufig und genau beobachtet, dass die eiserne Drahtseele gelegentlich seitlich aus dem Seile herausgedrängt wird, eine deutliche Folge der Zusammenpressung, insbesondere der Abplattung des Seiles bei der Ueberschreitung der Rollen. Rieter und Cie. haben an Baumwollseilen für Spinnereibetrieb mit Anderen die Beobachtung gemacht, „dass sich die Seile immer inwendig durch die Reibung der Litzen aufeinander abnutzen, und dass ein hart gedrehtes Seil in einer kürzeren Zeit untauglich wird, als ein aus gleichviel Fäden weich gedrehtes Seil, obgleich die Festigkeit des letzteren kleiner ist“ (briefliche Mittheilung).

In Anbetracht aller dieser Umstände erscheinen die bis jetzt vorliegenden Versuche über die Steifigkeit als völlig unzureichend. Dass der Umfassungswinkel einen starken Einfluss haben muss, ist einleuchtend, wird auch von der Praxis offenbar durchgeföhlt; denn bei Rampenbahnen steht man nicht an, für kleinwinklige Ablenkungen sehr kleine Leitrollen anzuwenden, während man bei grosswinkligen sich sorgfältig davor hütet. Bei geringem Umfassungswinkel kann nämlich die Zusammenpressbarkeit des Seiles ausreichend sein, um die erforderliche Formänderung an dem gebogenen Seilstück zuzulassen. Bei einer gewissen — noch zu ermittelnden — Grösse von  $\alpha$  mag die Abplattung beginnen, und bei einer anderen wohl ein Maximum erreichen, von wo ab die Steifigkeit unabhängig von  $\alpha$  werden möchte. Weitaus am wichtigsten sind die Versuche an Drahtseilen. Es ist zu erwarten, dass der Ausdruck für  $S$  zweierlei Funktionen von  $\alpha$  enthalten wird, eine für die Zusammenpressung, eine zweite für die Abplattung. Erstere mag bei gepressten und alten Seilen unbedeutend sein, auch allmählich verschwinden, letztere wird u. a. auch dem Einfettungszustande, also dem Reibungskoeffizienten Rechnung tragen müssen.

\*) Die Fabrikanten Felten und Guilleaume liefern eine kreosot- und säurefreie Drahtseilsehmie; für Hanfseile hat sich Vaseline sehr gut bewährt.

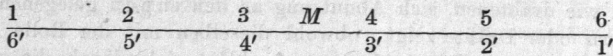


## §. 269.

## Seilgehänge, Seilbuffer.

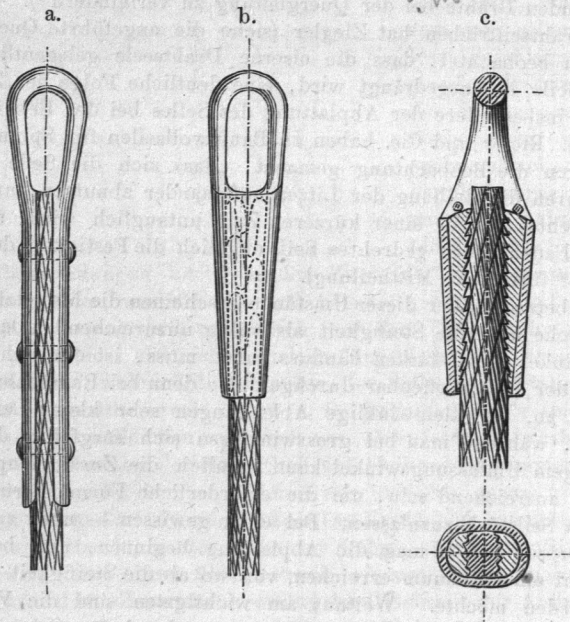
Das Verbinden von Seil mit Seil geschieht bei Hanf- wie Drahtseilen meistens, vor allem, wenn das Seil schlicht bleiben soll, durch sogenannte Splissung. Man unterscheidet den kurzen deutschen und den langausgedehnten sogenannten spanischen

Fig. 824.



Spliss. Dieser letztere ist bei Drahtseilen jetzt überwiegend im Gebrauch. Von der Splissmitte *M* aus, (Fig. 824, werden z. B. bei

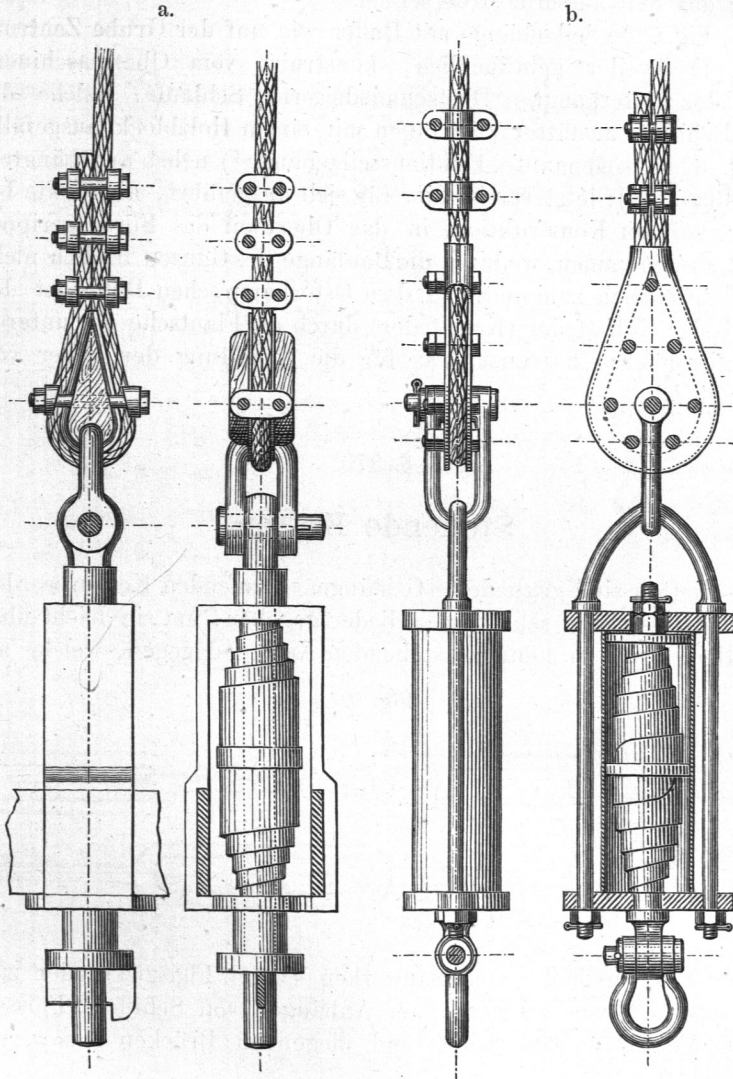
Fig. 825.



der Splissung sechslitziger Seile die Litzen 1, 2 und 3 des links-herkommenden Seiles heraus und dafür die Litzen 6', 5', 4' des anderen Seiles eingewunden, die Enden gekappt und quer durchgestossen; entsprechend wird auf der anderen Seite verfahren. Splisslänge 1 . 6 recht lang, z. B. 6 bis 10 und 15 m.

Behufs Befestigung des Seiles an anderartigen Konstruktionstheilen wird das Seilende mit einem sog. Gehänge ausgerüstet, deren Fig. 825 drei gebräuchliche darstellt, a sog. Schwanenhals,

Fig. 826.



durch Nieten, die zwischen den Drähten durchgedrängt werden, mit dem Seil verbunden; b konische Seilbüchse mit umgeklinkten Drahtenden; c neuere, Kortüm'sche

Reuleaux, Konstrukteur.

Seilbüchse, in welcher zwei verzahnte Keile das Seil klemmen und festhalten; die Keile sind durch Splinte gesichert. Nach sorgfältigen Versuchen an verschiedenen Stellen (auch in der Königl. Versuchsanstalt in Berlin) ist diese Verbindung so fest wie das Seil ausserhalb derselben.

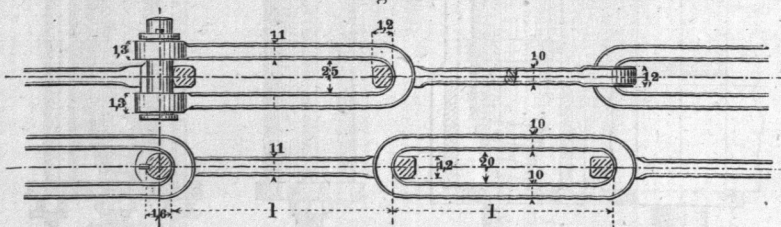
Fig. 826 a Seilgehänge mit Buffer wie auf der Grube Zentrum bei Eschweiler gebräuchlich; konstruirt vom Obermaschinenmeister Osterkamp. Die schmiedeiserne Schlaufe, welche die Seilschlinge ausfüttert, ist innen mit einem Holzblock ausgefüllt. Fig. 826 b sogenannte Friktionsseilgehänge\*) nebst angehängtem Seilbuffer\*\*); letzterer ist hier für sich ausgeführt, nicht, wie bei der vorigen Konstruktion, in das Obertheil des Fördergerippes mit aufgenommen, wodurch die Baulänge des Ganzen freilich nicht unbedeutend zunimmt. In dem Osterkamp'schen Buffer ist der Hub der Bufferfeder (Kegelfeder) durch die Flantsche der unteren Schliessbüchse begrenzt, was für die Erhaltung der Feder von Werth ist.

§. 270.

## Stehende Ketten.

Ketten sind gegliederte Gestänge. Laufenden Ketten werden verhältnissmässig sehr kurze Glieder gegeben, um sie leicht über Rollen legen zu können, stehenden Ketten dagegen, welche als

Fig. 827.



Konstruktionstheile von Bauwerken (vergl. Fig. 261) oder zum Verspannen von solchen, zum Anhängen von Schiffen, Flössen, zum Verankern von Schiff- und fliegenden Brücken u. s. w. ge-

\*) Der Fabrikanten Felten und Guillaume, welche von dieser Konstruktion acht Nummern für Lasten von 400 bis 10 000 kg, von dem Buffer 10 Nummern für Lasten von 500 bis 300 kg führen.

\*\*\*) Siehe Engineering 1869, Sept., S. 202 und November, S. 319.





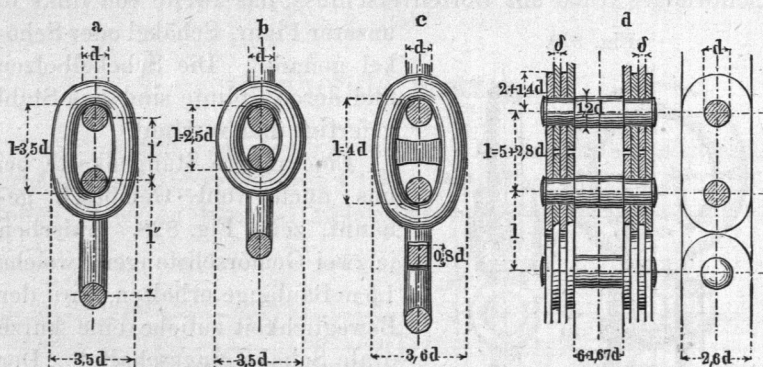
## §. 271.

## Laufende Ketten.

Die für den Maschinenbau wichtigsten laufenden Ketten stellt Fig. 830 dar: *a* weite, *b* enge Schakenkette, *c* Stegkette, *d* Gelenkkette, auch Galle'sche Kette genannt. Diese letztere ist baulich am meisten zusammengesetzt, in der Gliedbeweglichkeit aber die einfachste, indem sie aus parallelen Zapfengelenken besteht, welche in gleichen Abständen auf einander folgen. Die anderen drei Ketten haben höhere Gelenke, nämlich die in §. 294, S. 572 besprochenen Globoidgelenke; jedes derselben vertritt zwei zu einander rechtwinklig geschränkte Zapfengelenke.

Bei der weiten offenen Schakenkette *a* können die Globoidgelenke leicht in Unordnung kommen, weniger leicht bei der

Fig. 830.



engen Kette *b* und gar nicht bei der Stegkette *c*, bei welcher der (gusseiserne) Steg die Schliessung des Globoidgelenkes nach Fig. a, S. 572 annähernd bewirkt.

Die Verhältnisse, welche sich bei den Schakenketten vorfinden, sind nicht ganz fest. Die bei Fig. b und c gegebenen sind die von unserer kaiserlichen Admiralität angenommenen. Die englische Admiralität wendet für offene wie für Stegketten jetzt die Baulänge  $4d$  und die Gliedbreite  $3,6d$  an; in Frankreich bedingt die Admiralität für offene Ketten die Baulänge  $3,25d$ , die Gliedbreite  $3,4d$ , für Stegketten beziehungsweise  $3,85d$  und  $3,75d$ .

Für Krane und andere Hebezeuge ist die Anwendung sehr

genau hergestellter, sogenannter adjustirter oder kalibrirter Ketten erforderlich \*).

Einen besonderen Aufschwung hat die Kettenfabrikation zuerst in Frankreich und dann auch bei uns durch die Kettenschiffahrt genommen, bei welcher sich nur kalibrirte und vorzüglich geschweisste Ketten bewähren \*\*). Dieselben werden offen und recht eng gewählt. Die Grundkette im Süßwasserkanal von Suez hat bei  $d = 17,5$  mm die Baulänge  $3d$  und die Gliedbreite  $3,2d$ . Sehr stark ist die Magdeburg-Bodenbacher Elbkette. Bei ihr sind (streckenweise) die Eisendicken 24, 25, 26 und 27 mm in Anwendung, Baulänge und Breite der Schaken wie bei Fig. b \*\*\*).

Die Gelenkkette wurde in den sechziger Jahren durch Ingenieur Neustadt als Lastkette gleichsam neu eingeführt, vor allem in der Form der vielplattigen Lamellengelenke (vergl. §. 94) und mit sehr kleinen Treibtrommeln (s. unten) †). Die Bleche zu den Schaken sollen aus Eisen bester Qualität bestehen; die Zapfen werden etwas vorstehen gelassen und kalt verklint. Vorher war die Gelenkkette schon zu mancherlei anderen Zwecken im Gebrauch, wie z. B. in vorzüglicher Weise bei den Ziehbänken, dann auch bei manchen Spinnstühlen, wo sie zum Tragen von Gegengewichten dient.

### §. 272.

## Berechnung der Schaken- und Gelenkketten.

Die aus guten Bezugsquellen hervorgehenden Schakenketten haben den Vorzug, sämmtlich geprüft zu sein; alle Schaken werden auf „vorausberechnete Probeanspannungen, welche innerhalb der Elastizitätsgrenze bleiben sollen oder dieselbe nur wenig überschreiten, geprüft; einzelne Glieder (meist zu dreien) werden so-

\*) Ein ganz genau bezeichnendes deutsches Wort für die beiden Fremdwörter würde sein: „gelichtert“; eine Kette lichten = eine Kette kalibriren.

\*\*) Vortreffliche kalibrirte oder gelichterte Ketten liefert die Gutehoffnungshütte in Oberhausen II a. d. Ruhr, auch Schlieper in Iserlohn, Vorzügliches die Fabriken von Dorémieux fils in St. Amand, und von Plinchon Havez in Guérigny, schönes Fabrikat auch Hawkes Crawshay in Gateshead am Tyne (wo die neue französische Methode auch eingeführt ist).

\*\*\*) Nach gütigen Mittheilungen des Herrn Generaldirektors der Deutschen Elbschiffahrtsgesellschaft „Kette“:

†) S. auch: *Grues et appareils de levage à chaîne Galle, par Camille Neustadt*, Paris 1867, sowie eine Reihe von Artikeln in *Armengaud's Publication industrielle und Génie industriel*.

dann aus der vierzehntägigen Lieferung des Schmiedes herausgehoben und bis zum Bruche belastet. Vielfach üblich ist die Probelastung mit der Spannung  $\mathcal{E} =$

- 14 kg auf den Quadratmillimeter für offene Ketten,
- 17 " " " " " " Stegketten,

(in England 17,9). Die kaiserliche Admiralität fordert Proben von  $\mathcal{E} =$

- |                                                            |   |                    |
|------------------------------------------------------------|---|--------------------|
| 12 kg als sogen. Elastizitätsprobe . . . . .               | } | für offene Ketten, |
| 13,5 " " " grösste Probe . . . . .                         |   |                    |
| 18 " " Probelastung . . . . .                              | } | für Stegketten.    |
| 27 " " oder mehr als Bruchprobe für drei Schaken . . . . . |   |                    |

Ausserdem werden für das Eisen zu Ketten hohe Forderungen bezüglich der Dehnbarkeit oder Zähigkeit gestellt und z. B. bedingt, dass der Rohstab vor dem Bruch bleibende Dehnungen bis zu 20 Proc. aufweise \*).

Als zulässige Belastung nimmt man bei uns \*\*) eine solche an, bei welcher die Zugspannung in dem Ketteneisenquerschnitt beträgt

- 6,36 kg bei offenen Ketten \*\*\*),
- 9,54 " " Stegketten,

womit man erhält als zulässige Belastung  $P$

$$\left. \begin{array}{l} \text{für offene Ketten . . . . } P = 10 d^2 \\ \text{" Stegketten . . . . } P = 15 d^2 \end{array} \right\} \dots (254)$$

Die Gelenkkette wird am stärksten in dem Augenblick beansprucht, wo sie auf ihre gezahnte Trommel tritt (siehe dieselbe Fig. 837). Von dieser sollen mindestens fünf Zähne zwischen die Kettenbolzen greifen. Macht man nun die wahrscheinliche Annahme, dass die Zahnpressungen arithmetisch zunehmen, sich also

\*) Z. B. in dem Werke zu Guérigny:

für Stäbe von 40 — 21 mm Dicke . . .	18 Proc.
" " " 20 — 12 " " . . .	16 "
" " " 10 " " . . .	14 "
" " " 8 " " . . .	12 "
" " " 6 " " . . .	10 "

\*\*) Auf der Gutenhoffnungshütte.

\*\*\*) Towne, in seinem „Treatise on cranes“, Stamford, Connecticut, Vereinigte Staaten, 1883, gibt 6,3 bis 7 kg als zulässige Spannung an.

wie 1 : 2 : 3 : 4 : 5 verhalten, so erfährt der letzte Bolzen eine Belastung seines Schaftes mit  $\frac{1}{3} P$ , und an jedem Zapfen ebenfalls je  $\frac{1}{3} P$ , während derselbe mit je  $\frac{1}{2} P$  vorwärts gezogen wird. Gestattet man nun im Bolzen eine Maximalspannung von 12,25 kg und ungefähr ebensoviel in den übrigen Teilen\*), so erhält man für die Lamellendicke  $\delta$ , die Zapfendicke  $d$  und die Lamellenzahl  $i$  bei gegebener Belastung  $P$  folgende Werthe

$$\left. \begin{aligned} \delta &= \frac{0,4}{i+1} \sqrt{P} \\ d &= 0,23 \frac{i+2}{i+1} \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (255)$$

oder

$$\frac{d}{\delta} = 0,58 (i + 2)$$

Die Plattendicke  $\delta$  ist auf ein rundes Maass zu bringen,  $i$  muss eine ganze und ausserdem gerade Zahl sein. Man nehme dafür die gerade Zahl, welche zunächst liegt dem Werthe:

$$i = \frac{1}{3} \sqrt[3]{P} \dots \dots \dots (256)$$

Zahlenwerthe nach diesen Formeln gibt die umstehende Tabelle. Das Material zu den Lamellen muss ganz besonders zäh sein. Neustadt's Ketten zeigten bei Zerreißproben eine Bruchlast gleich dem vier- bis fünffachen der zulässigen Last.

1. *Beispiel*: Eine offene Schakenkette von 25 mm Eisendicke darf nach (254) belastet werden mit  $10 \cdot 25^2 = 6250$  kg, eine Stegkette von derselben Eisenstärke mit  $15 \cdot 25^2 = 9375$  kg.

2. *Beispiel*: Für  $P = 10\,000$  kg eine Gelenkkette zu konstruieren. Wir nehmen nach (255)  $i = \frac{1}{3} \sqrt[3]{10\,000} = 7,16 \sim 8$ , und haben alsdann  $\delta = 0,4 \sqrt{10\,000} : (8 + 1) = 40 : 9 \sim 4,5$  mm;  $d = 4,5 \cdot 0,58 (8 + 2) = 26,5$  mm; die Baulänge  $l = 5 + 2,8 \cdot 26,5 = 74,2 \sim 74$  mm; die Plattenbreite  $b = 2,6 \cdot 26,5 = 68,9 \sim 70$  mm, die Länge des Bolzenschaftes  $= 6 + 1,67 \cdot 26,5 = 50,25 \sim 50$  mm, die Dicke desselben  $= 1,2 \cdot 26,5 = 31,8 \sim 32$  mm; die Scheitelhöhe der Lamelle über dem Bolzen  $= 2 + 0,9 \cdot 26,5 \sim 26$  mm\*\*).

\*) Neustadt gestattet 16 kg Spannung.

\*\*) Die Fabrikanten Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden liefern Gelenkketten nach ähnlichen Verhältnissen wie die hier angegebenen, die Dimensionen mit Rücksicht auf ihr Material und auf Grund angestellter Versuche ein klein wenig stärker wählend. Dies bezieht sich namentlich auf die Zapfendicken. Statt der im zweiten Beispiel berechneten Zapfendicke  $d = 26,5$  wählen sie  $d = 32$  mm, machen aber die Platten etwas schwächer, nämlich 4,5 auf 52 statt wie hier 4,5 auf 70 mm.



Tabelle über die Gelenkketten.

Belastung $P$	Plattenzahl $i$	Plattendicke $\delta$	Plattenbreite $b$	Zapfendicke $d$	Baulänge $l$
250	2	2	13	5	20
500	2	3	18	7	25
750	4	2	18	7	25
1 000	4	2,5	23,5	9	30
1 500	4	3	27,5	10,5	35
2 000	4	3,5	33	12,5	40
3 000	6	3	36,5	14	45
4 000	6	3,5	43	16,5	51
5 000	6	4	50	19	58
7 500	6	5	60	23	70
10 000	8	4,5	68	26	78
18 000	8	5,5	83	32	95
20 000	10	5	86	33	98
25 000	10	6	109	42	125
30 000	10	6,5	120	46	139

## §. 273.

## Eisenlänge und Gewicht der Ketten.

Die Länge  $S$  des Stabes, aus welchem eine Schakenkette von der Länge  $L$  gebildet gedacht werden kann, verhält sich zu  $L$ , wie die Länge  $s$  des gestreckt gedachten Gliedes zu dessen Baulänge  $l$ . Man erhält für die Ketten  $a$ ,  $b$ ,  $c$  aus Fig. 830:

	Weite Schaken- kette	Enge Schaken- kette	Steg- kette	Stegkette, den Steg mit- gerechnet
$\frac{s}{d} =$	. . . 11,33	9,42	11,94	13,25
$\frac{s}{l} =$	. . . 2,52	2,69	2,39	2,65

Hieraus sind die Gewichte bei Zugrundelegung der Gewichte der Rundeisenstäbe (s. §. 82, S. 214) leicht zu ermitteln. Je grösser die Baulänge im Verhältniss zur Eisendicke, um so günstiger für das Gewicht\*) (siehe die Strandketten, §. 270).

\*) Offenbar mit Rücksicht hierauf sind in der letzten Zeit die Marineverwaltungen zu der grossen Baulänge  $4d$  bei den Stegketten übergegangen; früher war die Baulänge  $3d$  vorgeschrieben.

Trag- und Zerreißlänge (vergl. §. 267) liegen bei den Ketten höher, als dass sie praktisch in Berücksichtigung zu ziehen wären; ein wenig geschieht dies bei den Ankerketten (siehe folgenden §.). Man erhält bei den Bruchmodeln  $K = 26$  für offene, 27 für Stegketten und beziehungsweise den Tragmodeln  $T = 14$  und 17 allgemein:  $L_t = T : 500 \gamma s/l$ , und  $L_z = K : 500 \gamma s/l$  und daraus für die:

	Weite Schakenkette	Enge Schakenkette	Stegkette
$L_t =$ . . . .	1424	1334	1665
$L_z =$ . . . .	2644	2478	2612

## §. 274.

**Kettenverbindungen.**

Die Verbindung von Kettentrümmern oder „Enden“ untereinander und mit anderen Konstruktionstheilen geschieht entweder durch besondere geschweisste Oehre, Ringe, Extrastücke, oder durch die üblich gewordenen Verbindungsglieder Schekel, Wirbel und Haken.

Ein für Ankerketten zur Anwendung kommendes Stück ist die in Fig. 831 (a. f. S.) dargestellte Zwilling- oder Zwiselschake \*). Sie wird aus Gussstahl gefertigt und ist wegen ihrer gedrängten Form dem runden Ringe vorzuziehen. Den gewöhnlichen Schekel stellt Fig. 832a dar. Bügel aus Eisen, Bolzen und Stift aus Stahl, beide verzinkt. Der Schlusstift oder Pinn (die Pinne) ist kürzer als das Schekelauge breit ist und wird beiderseits durch einen eingestemmen Bleipfropf gesichert. Die nächste Schake ist etwas länger gebaut, als die Kettenschake selbst, damit man den Schekel gut einführen könne. Der Schekel ist das wesentliche Hilfsmittel zum Bilden langer Ketten aus kürzeren Trümmern oder Enden. Unseren Admiralitätsvorschriften nach hat eine Ankerkette (Stegkette) aus sieben Enden zu 25 m \*\*) zu bestehen, die durch Schekel verbunden werden, von denen zwei ausserdem je einen Wirbel erhalten, eine Bugankerkette erhält zwei der genannten Trümer oder Enden mehr, die um 3 mm dickeres Eisen bekommen.

\*) Auch Zwiselschake, von zwie, wie zwiefach u. s. w.; die streng historische Schreibung ist Zwisel, wonach die in den westfälischen Grubenbezirken übliche Aussprache mit kurzem i gerechtfertigt ist.

\*\*) Bei der englischen Marine  $12\frac{1}{2}$  Faden oder 22,85 m.

Für die Kettenschiffahrt wendet man andere Schekel an, nämlich äusserlich mehr gerundete, ausserdem stets je zwei hinter-einander, siehe Fig. 832 b, welche den Schekelverbund der Elbkette darstellt. Vermöge dieser Anordnung läuft die Verbundstelle gut über die Treibwinde.

Der Wirbel, auch Warrel oder Warl\*) genannt, gibt der Kette Drehbarkeit um ihre Längsachse (er ist theoretisch genommen ein Stützapfen, der in das gegliederte Gestänge eingeschaltet wird). Den in unserer Marine gebräuchlichen Wirbel stellt

Fig. 831.

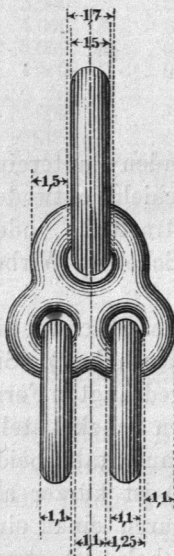


Fig. 832.

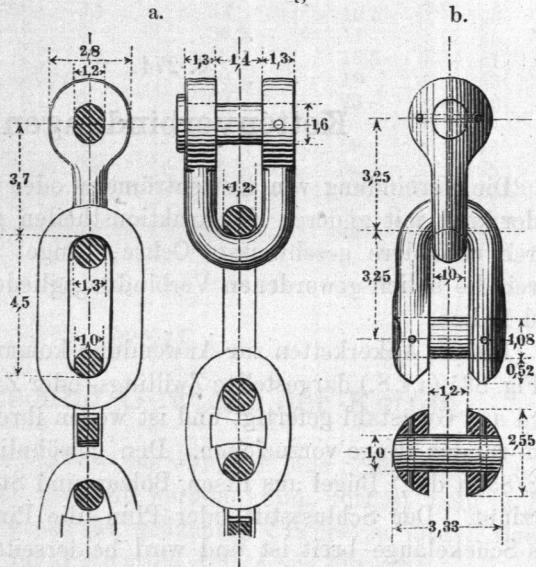


Fig. 833 a in äusserer Ansicht und mit Einzelheiten für den genieteten Wirbelknopf dar; Fig 833 b zeigt die Verhältnisse des englischen Wirbels.

Zur Anhängung von zu hebenden Lasten dienen die Haken. Fig. 834 a einfacher, Fig. 834 b doppelter Haken. Ihre Konstruktion verdient besondere Sorgfalt, weil das Gefühl hinsichtlich der Tragfähigkeit den Ungeübten leicht irreleitet\*\*). Die Beanspruchung

\*) Nach dem Holländischen.

\*\*\*) „Durch Hakenbruch am Kran sind mehr Menschenleben verloren und mehr Güter beschädigt worden, als durch den irgend eines anderen Theils der Maschine.“ Glynn, Cranes and other machinery, London, John Weale, 1854.

Fig. 833.

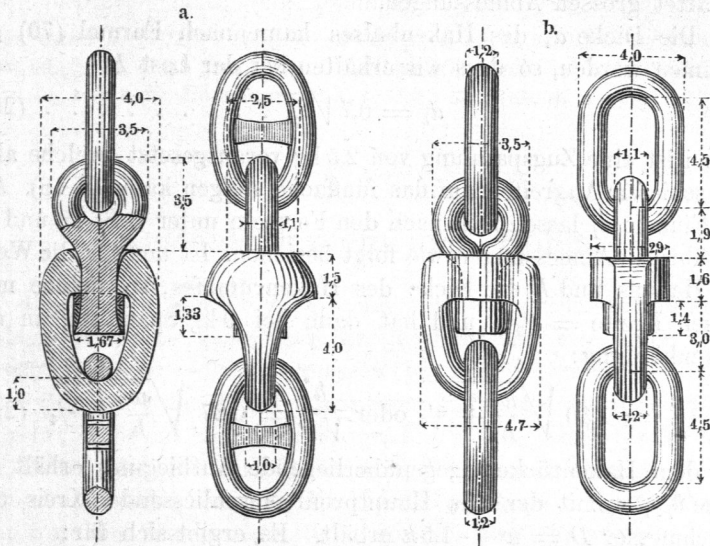
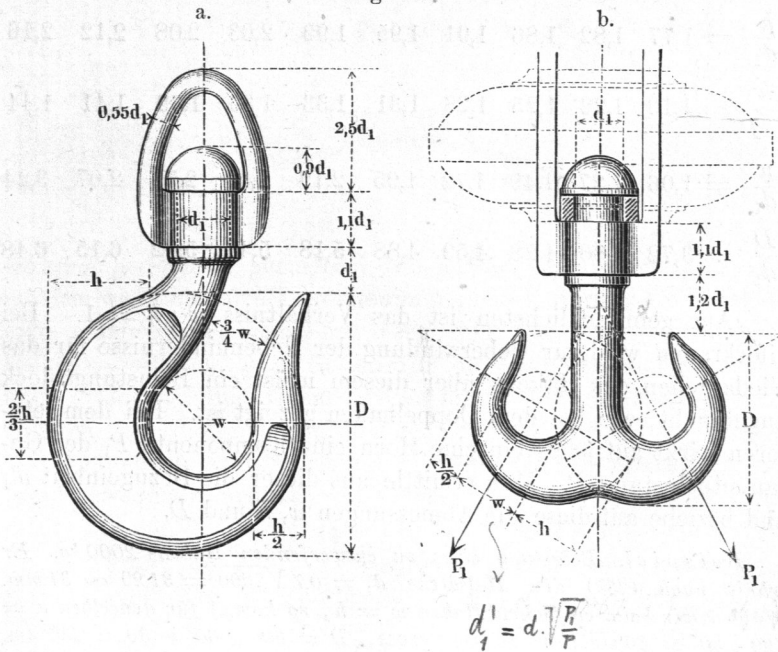


Fig. 834.





ist eine solche auf zusammengesetzte Festigkeit und führt zu un-  
erwartet grossen Abmessungen.

Die Dicke  $d_1$  des Hakenhalses kann nach Formel (70) ge-  
nommen werden, so dass wir erhalten bei der Last  $P$

$$d_1 = 0,7 \sqrt{P} \dots \dots \dots (257)$$

Dabei ist eine Zugspannung von 2,5 kg vorausgesetzt, welche aber  
bei schieferm Angreifen auf das fünffache steigen kann (S. 18). Auf  
die Einheit  $d_1$  lassen sich nach den Formeln unter I, S. 48 und 49  
die übrigen Abmessungen wie folgt beziehen. Ist noch  $w$  die Weite  
des Hakens und  $h$  die Dicke des Hakenrumpfes, so nehme man  
dessen Breite =  $\frac{2}{3}h$  und hat dann bei 9 kg Spannung in der  
Hakenhöhlung:

$$\frac{h}{d_1} = 1,30 \sqrt{\frac{w}{h} + \frac{5}{4}} \text{ oder } \frac{h}{\sqrt{P}} = 0,87 \sqrt{\frac{w}{h} + \frac{5}{4}} \quad (258)$$

Die dem Hakenrücken gegenüberliegende Aufbiegung erhält die  
Höhe  $h/2$ , womit der das Hauptprofil einschliessende Kreis den  
Durchmesser  $D = w + 1,5h$  erhält. Es ergibt sich für:

$\frac{w}{h}$	= 0,6	0,7	0,8	0,9	<u>1,0</u>	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$\frac{h}{d_1}$	= 1,77	1,82	1,86	1,91	1,95	1,99	2,03	2,08	2,12	2,16
$\frac{h}{\sqrt{P}}$	= 1,19	1,22	1,25	1,28	1,31	1,33	1,36	1,39	1,41	1,44
$\frac{w}{d_1}$	= 1,06	1,27	1,49	1,72	1,95	2,19	2,44	2,70	2,07	3,24
$\frac{D}{d_1}$	= 3,72	4,00	4,28	4,59	4,88	5,18	5,48	5,82	6,15	6,48

Am gebräuchlichsten ist das Verhältniss  $w : h = 1$ . Bei  
Uferkranen wird zur Ueberwindung der Nebenhindernisse für das  
Niedergehen des Hakens über diesem meist ein Belastungsblock  
angebracht, wie bei dem Doppelhaken gezeigt ist. Bei dem letz-  
teren wirkt auf jedes einzelne Horn eine Komponente  $P_1$  der Ge-  
samtbelastung  $P$ . Man ermittle aus dieser die Bezugeinheit  $d'_1$   
und beziehe auf diese die Abmessungen  $w$ ,  $h$  und  $D$ .

*Beispiel.* Belastung eines zu entwerfenden Hakens 2000 kg. Er  
erhält nach (257) die Halsdicke  $d_1 = 0,7 \sqrt{2000} = 31,29 \sim 31$  mm.  
Wählen wir beim einfachen Haken  $w = h$ , so kommt für denselben  $h =$   
 $1,99 \cdot 30 \sim 60$  mm,  $w$  ebenso gross,  $D = 60 + 60 + 30 = 150$  mm.

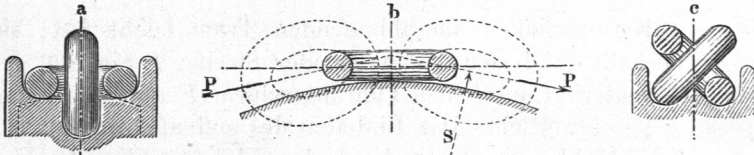
Beim Doppelhaken sei der Winkel zwischen den Komponenten =  $60^\circ$ . Dann haben wir  $P_1 = 0,5 P : \cos 30^\circ = 1000 : 0,866 \sim 1155 \text{ kg}$ , daraus  $d_1' = 0,7 \sqrt{1155} = 23,78 \sim 24 \text{ mm}$ . Wir wählen nun  $w : h = 0,9$  und haben dann  $h = 1,91 \cdot 24 = 45,84 \sim 46$ ,  $w = 1,72 \cdot 24 = 41,28 \sim 41$ ,  $D = 46 + 41 + 23 = 110 \text{ mm}$ . Für den Obertheil ist wieder wie oben  $d_1 = 31$ , somit die Halslänge  $1,2 d_1 = 1,2 \cdot 31 = 37 \text{ u. s. w.}$

## §. 275.

## Kettentrommeln und -Rollen.

Den Rollen und Trommeln, um welche die Schakenketten geschlagen werden, gebe man für gewöhnliche Fälle einen Halbmesser  $R = 10 - 12d$ , gemessen bis zur Kettenmitte. Behufs guter Lagerung der Schaken wird von Vielen der Rollenrand eingedreht, z. B. mit stehender Rinne, Fig. 835 a. Diese Einkerbung der Rolle oder Trommel lässt aber Biegungswirkungen auf die liegenden Glieder kommen, wie Fig. 835 b erkennen lässt. Manche profiliren die Wangen der Rinne deshalb konisch, wie die Punktirung andeutet, lassen dann auch die Schutzränder weg; Andere ziehen die Anbringung einer Mittelleiste auf der Rollenumfläche vor, siehe Fig. 835 c; in beiden Fällen wird die Biegungs-

Fig. 835.



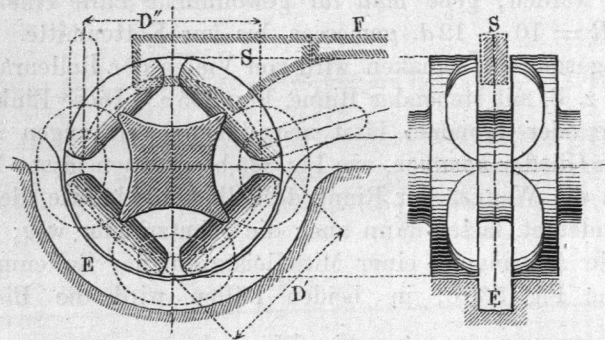
wirkung bedeutend geringer. Die letztere wird aber ganz vermieden, wenn man den Trommelumfang muldenförmig der Schakenform entsprechend ausnimmt, vergl. Fig. 836. Dieses Verfahren liefert sowohl sehr gute Rollen für die Treibflächenzüge, als es auch gestattet, die Trommelgröße für Windwerke sehr klein zu nehmen und dadurch engräumige Kettenwindwerke zu erzielen. Wir können die so vorgerichteten Kettenträger Muldenrollen und Muldentrommeln nennen; die kleinen Muldentrommeln nach Art der in Fig. 836 (a. f. S.) dargestellten nennt man gewöhnlich Kettennüsse. Wenn die Zahl der liegenden Mulden 4 ist, so schneiden ihre Mittelebenen die Normalebene in einem Quadrat von der Seite  $D' = l + d + 2(l - d) \sqrt{0,5} = 2,414l - 0,414d$ ; das

übereck stehende Quadrat der Mittelebenen der stehenden Glieder hat die Seitenlänge  $D'' = 1,414l + 0,414d$ . Erstere Grösse gibt das Minimum, letztere das Maximum des (doppelten) Momentenarms, an welchem die Kette auf die Muldentrommel oder Rolle wirkt. Sind der Glieder statt 4 und 4:

$$\begin{aligned} 6 \text{ und } 6, \text{ so wird } D' &= 3,732l - 0,264d, \\ 8 \text{ „ } 8, \text{ „ „ } D' &= 5,026l - 0,198d. \end{aligned}$$

Die Ketten, welche auf Muldentrommeln laufen sollen, müssen sehr gut gelichtet (kalibriert) sein. Bei starker Belastung hält die Rei-

Fig. 836.



bung die Kettenschaken am ablaufenden Trum leicht fest; sie müssen deshalb durch den Abstreifer oder Streifer *S* Fig. 836 gelöst, auch weiterhin durch den Führungsschirm *F* auf eine kurze Strecke geleitet werden. Das Einleiten des auflaufenden Kettenstrums in die Mulden geschieht durch den Einleiteschirm *E*.

Für die Gelenkkette ist die gezahnte Trommel sehr viel leichter herstellbar, Fig. 837. Einleitungsschirm *E* und Streifer *S* sind auch hier nöthig. Die Zahnprofile werden Kreise aus den Mittelpunkten der Zahnlücken. Für den Theilkreishalbmesser *r* hat man bei der Zähnezahl  $\mathfrak{z}$ :

$$r = \frac{l}{2 \sin \frac{180}{\mathfrak{z}}} \dots \dots \dots (259)$$

woraus für

$\mathfrak{z} = 8$	9	10	12	14	16	18	20
$\frac{r}{l} = 1,3066$	1,3619	1,618	1,932	2,247	2,563	2,879	3,196.

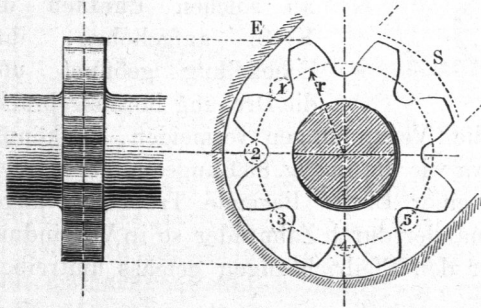
Die Zähnezahl 8 ist die kleinste geeignete. Neustadt nimmt

- $\delta = 8$ , wenn  $P = 250$  bis  $3\ 000$  kg
- $\delta = 9$ , „  $P = 3000$  „  $20\ 000$  „
- $\delta = 10$ , „  $P$  über  $20\ 000$  „

Blosse Leitrollen erhalten hier sowohl, als bei den Rollen für Schakenketten 16 bis 30 Zähne.

Für die Winden der Kettentauer der gewöhnlichen Art werden glatte Treibtrommeln mit parallelen Achsen verwendet. Die

Fig. 837.



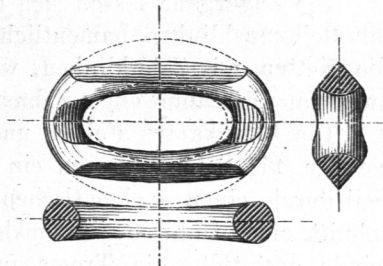
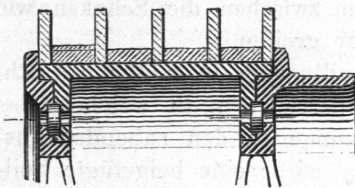
Treibtrommeln werden axial um einen halben Kimmenabstand versetzt. Die Fig. 838 a zeigt einen Durchschnit des Treibtrommelkranzes, wie er auf den Schleppern der Kettenschiffahrt auf der Elbe angewandt ist. Die Kimmen sind mit Stahl bereift und

durch schmiedeiserne Kranzscheiben getrennt. Die letzte Kimme hat das ablaufende Trum abzuleiten, sie wird etwas grösser von

Fig. 838.

a.

b.

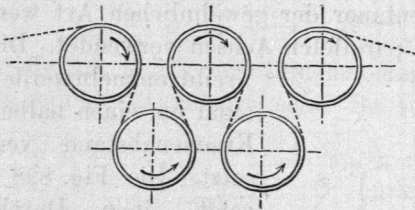


Durchmesser gewählt, um das ablaufende Kettentrum etwas schneller zu treiben. Die Abnutzung der Ketten ist bedeutend. Fig. 838 b zeigt ein in längerem Dienst abgenutztes Kettenglied. Man hat nicht zu übersehen, dass das Umschlagen eine Torsion der aufgenommenen Kette bewirkt, und zwar trägt der Schlepper vor sich her eine Verdrehung der Kette um so viel halbe Drehungen, als halbe Umschläge stattfinden. Diese Drehungen würden im allgemeinen unschädlich sein, wenn an der Kette stets



und regelmässig so viele und lange Fahrten zu Berg als zu Thal stattfänden. In der That aber finden im regelmässigen Verkehr der Kettenschlepperei weit weniger Thalfahrten als Bergfahrten an der Kette statt. Demzufolge wird diese im Laufe des Dienstes mehr und mehr verwunden, und zwar sammeln sich die Ver-

Fig. 839.



drehungen an den ausspringenden Gestadewinkeln an, weil sich dort die Kette stark auf dem Flussgrunde reibt. Von Zeit zu Zeit muss daher an solchen Punkten die Kette aufgehoben, ihre Schekelung geöffnet und die Drehung herausgebracht

werden. Wollte man die Verdrehungen vermeiden, so könnte man eine Anordnung etwa wie die in Fig. 839 angedeutete wählen. Hier sind einfache, in einer Ebene liegende Trommeln angenommen, welche untereinander durch Zahnräder so in Verbindung stehen, dass sie einander den Pfeilrichtungen gemäss umtreiben.

## §. 276.

## Gesperre der Zugorgane.

Die Zugorgane lassen sich durch Klinken sperren, die Seile mit Reibungsklinken, namentlich Klemmdaumen (§. 248 und 249), die Ketten mit Zahnklinken, welche zwischen die Schaken wie zwischen die Zähne einer Zahnstange greifen.

Die Fabrikanten Felten und Guillaume in Mülheim a. Rh. wenden für Schlepptrassen ein Gesperre an\*), in welchem das Seil durch einen evolventischen Daumen in den ruhenden Ausschnitt eines Hohlrades eingeklemmt wird; eine beigefügte Seilwinde gestattet, die Trosse nach Wunsch heranzuziehen oder nachzulassen; ein Buffer mit Kegelfedern mildert die Stösse.

Klinkengesperre für Ketten, meist in der Form von Theilgesperren, finden vorzügliche Verwendung bei den schweren Bugankerketten der grossen Seedampfer; Bernier in Paris hat sie indessen auch bei Kettenwinden, welche zur Lastenhebung dienen, mit Vortheil verwendet.

\*) Von ihnen Neptun-Seilklemme genannt.