

## Zweiundzwanzigstes Kapitel.

# KETTENTRIEBE, GURTBREMSEN.

### §. 302.

#### Spezifische Leistung der Kettentriebe.

Die Kettentriebe finden weniger zahlreiche Anwendungen als die Seiltriebe; indessen ist doch hervorzuheben, dass ihre Benutzung in der Zunahme begriffen ist, nachdem sich herausgestellt hat, dass sie sich für einzelne Betriebszwecke besonders gut eignen. Zunächst ist die Kette als Treiborgan in der Aufbereitungstechnik gut zu verwenden, namentlich zum Betrieb von Trommeln, als: Waschtrommeln, Läutertrommeln, Siebtrommeln für Erz- und Kohlaufbereitung, Knettrommeln für Teigbereitung (Brodbackerei) u. s. w., wo enggliederige Schakenketten theils wegen der Nässe, theils wegen der Hitze, des Verstäubens u. s. f. sich besser als andere Zugorgane geeignet zeigen, um Drehbewegung zu übertragen. Sodann hat sich eine ins Grossartige gehende Verwendung in den Bergwerken entwickelt, wo im Schleppdienst, unter wie über Tag, die Schakenkette nicht bloss zum unmittelbaren Fortbewegen der Förderwagen (vergl. Fig. 802), sondern auch — worum es sich hier handelt — zum Uebertragen von Drehung auf grosse Entfernungen vorzügliche Dienste leistet (Ferntriebwerke).

Den Treibscheiben gibt man entweder glatte, etwas keilförmig profilirte eiserne Kimmen, oder man gestaltet diese als mehr oder weniger ausgebildete Muldenkränze (vergl. §. 275). In ersterem Falle bewirkt, wie bei Treibriemen und Treibseil, die Reibung das Anhaften, im letzteren Falle wirken die Mulden als Verzahnung.

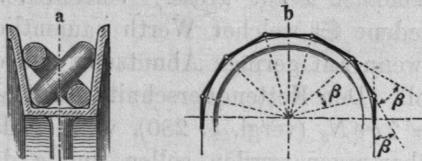
Bei der bloss durch Reibung haftenden Schakenkette, wie in Fig. 930 a angedeutet liegend\*), ergibt sich die Anordnung der Glieder so wie Fig. 930 b zeigt, und gilt die folgende Beziehung für die Umfangsreibung  $F = T - t$  (vergl. §. 264):

$$T = t \left( 1 + 2f \sin \frac{\beta}{2} \right)^m \dots \dots \dots (311)$$

wobei wie früher  $T$  und  $t$  die Anspannungen des führenden und geführten Trums,  $f$  der Reibungskoeffizient. Der Winkel  $\beta$  ist bei der Baulänge  $l$  der Glieder und der Trommelhalbmesser  $r$  aus der Gleichung  $r \sin \frac{1}{2} \beta = \frac{1}{2} l$  bestimmt und die Zahl  $m$  der treibenden Glieder durch  $m = \alpha : \beta$ . Mit genügender Annäherung kann man hierin  $\beta = l : r$  setzen und hat dann für den Reibungsmodul  $\varrho$ :

$$\varrho = \frac{T}{t} = \left( 1 + f \frac{l}{r} \right)^{\alpha \frac{r}{l}} \dots \dots \dots (312)$$

Fig. 930.



Bei der Kette ist also nicht wie beim Seil der Reibungsmodul unabhängig von  $r$ , sondern verändert sich etwas mit dem Verhältniss  $r : l$ . Man geht mit letzterem selten

unter 5. Dieses der Sicherheit halber einsetzend und  $f = 0,1$  annehmend, erhält man also praktisch benutzbaren Werth für  $\varrho$ , wenn man noch den Umschlagwinkel  $\alpha$  durch die Anzahl  $u$  der halben Umschläge ausdrückt,  $\varrho = T : t = (1 + \frac{1}{50})^{5\pi u}$ , woraus:

$$\varrho = \frac{T}{t} = 1,37^u \dots \dots \dots (313)$$

Dies gibt bei 1 bis 8 halben Umschlägen für den Reibungsmodul  $\varrho = T : t$ , den Anspannungsmodul  $\tau = T : P$  und den Ableitungsmodul  $\theta$  (vergl. S. 835) folgende Zahlen:

$u =$	1	2	3	4	5	6	7	8
$\varrho =$	1,37	1,88	2,57	3,53	4,83	6,61	9,06	12,41
$\tau =$	3,69	2,13	1,64	1,39	1,26	1,18	1,12	1,09
$\theta =$	0,27	0,47	0,61	0,72	0,79	0,85	0,89	0,92

\*) Diese Anordnung trifft genau zu bei der Gelenkkette (Fig. 830d) und mit Annäherung, die aber ausreichend ist, bei der Schakenkette.

Die Werthe von  $\rho$  und  $\tau$  sind denjenigen für stetige Zugorgane wie Seile, Riemen, Drähte etc. aufs engste verwandt und sind deshalb in dem Proportionsriss von S. 721, so weit derselbe reicht, eingetragen. Man bemerkt, dass die Kette auf der glatten Rolle eine ziemlich starke Anspannung verlangt, wenn sie nur halb umgeschlagen wird. Indem nun die spezifische Leistung  $N_0$  eines treibenden Zugorgans nach §. 280 =  $\frac{4}{3} \mathfrak{S} : \tau$  oder  $\frac{4}{3} \mathfrak{S} \theta$  ist, erhalten wir für die offene Schakenkette bei den Spannungen  $\mathfrak{S} = 6, 5, 4, 3 \text{ kg}$ , wenn

	$u = 1$	2	3	4	5	6	7	8
für $\mathfrak{S} = 6$	$N_0 = 2,16$	3,76	4,88	5,76	6,32	6,80	7,12	7,36
„ $\mathfrak{S} = 5$	$N_0 = 1,80$	3,13	4,06	4,80	5,27	5,67	5,93	6,13
„ $\mathfrak{S} = 4$	$N_0 = 1,44$	2,51	3,25	3,84	4,21	4,53	4,75	4,91
„ $\mathfrak{S} = 3$	$N_0 = 1,08$	1,88	2,44	2,88	3,16	3,40	3,56	3,68

Die spezifische Leistung schwankt also zwischen 1 und 7,5, je nach der für angemessen erachteten Spannung im Kettenquerschnitt, ist aber im allgemeinen recht gross. Verschiedene Ausführungen zeigen verschiedene  $\mathfrak{S}$ , welcher Werth namentlich dann kleiner gewählt wird, wenn auf geringe Abnutzung (durch Reibung) gehalten werden soll. Den Kettenquerschnitt ermitteln wir aus der Gleichung  $N = 2 q v N_0$  (vergl. §. 280), wenn  $N$  PS mit der Geschwindigkeit  $v$  übertragen werden sollen und  $q$  der Querschnitt des Ketteneisens in qcm ist. Wir erhalten:

$$q = \frac{1}{2v} \frac{N}{N_0} \dots \dots \dots (314)$$

$v$  wird nie besonders hoch gewählt, weshalb wir oben bei Ermittlung von  $\rho$  auch die Zentrifugalkraft vernachlässigen durften.

1. *Beispiel.* 10 PS durch einen Kettentrieb mit glatten, halbumschlungenen Rollen bei  $v = 6 \text{ m}$  und  $\mathfrak{S} = 6 \text{ kg}$  zu übertragen, erfordert einen Ketteneisenquerschnitt  $q = (1:12) (10:2,16) = 0,386 \text{ qcm} = 38,6 \text{ qmm}$ , was einer Ketteneisendicke  $d \sim 7 \text{ mm}$  entspricht.

2. *Beispiel.* Wendet man eine Gegenrolle (Fig. 795) und mit deren Hilfe drei halbe Umschläge an, setzt aber ausserdem  $\mathfrak{S}$  der Abnutzung wegen klein, und zwar  $= 3 \text{ kg}$ , so kommt  $q = (1:12) (10:2,44) = 0,341 \text{ qcm}$ , woraus  $d \sim 6,6 \text{ mm}$ ; die Kette wird dünner und dennoch dauerhafter, als im ersten Falle, indem ihre Reibung beim Auf- und Ablaufen weit geringer ausfällt; vergl. §. 303.

Bei Anwendung gemuldeter statt glatter Rollen steigt die spezifische Leistung alsbald bedeutend, indem gut passende Mulden die Kette sicherlich so fest halten, wie es etwa acht halbe Umschläge können. Zwei sehr sorgfältige Ausführungen grösserer

Fig. 931.

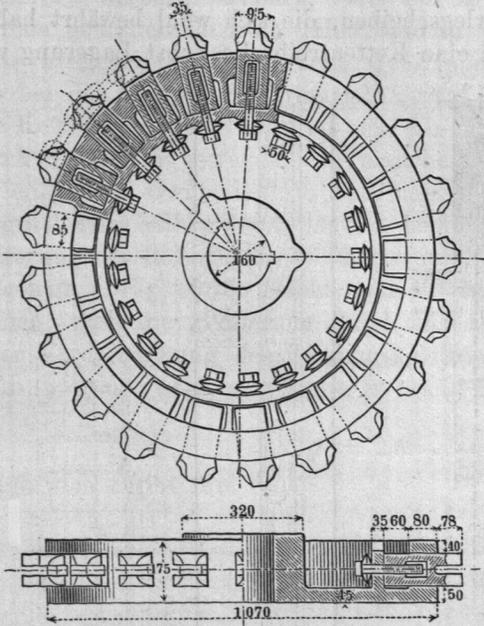
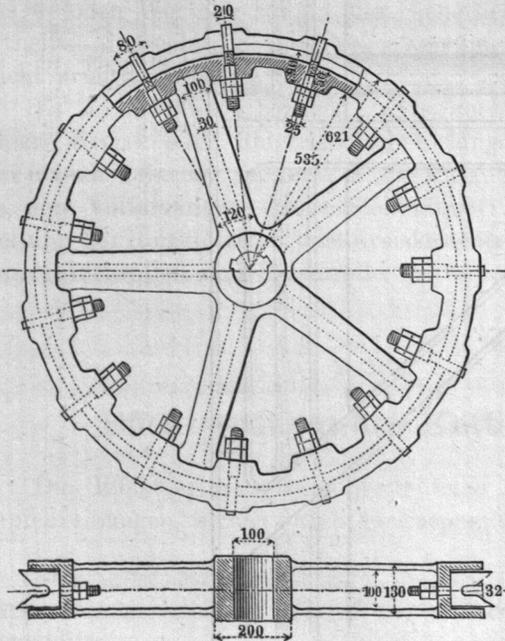


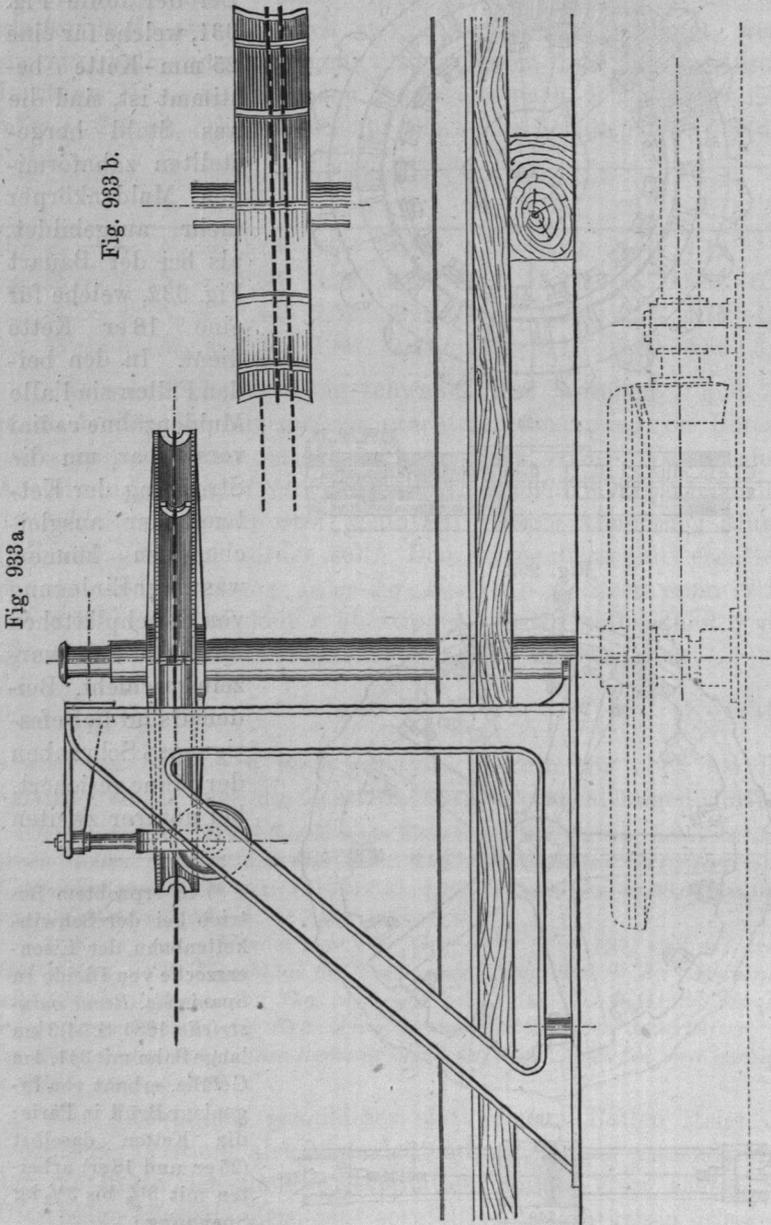
Fig. 932.



Muldenrollen zeigen die beiden folgenden Figuren\*). Bei der Rolle Fig. 931, welche für eine 25 mm - Kette bestimmt ist, sind die aus Stahl hergestellten zahnförmigen Muldenkörper mehr ausgebildet, als bei der Bauart Fig. 932, welche für eine 18 er Kette dient. In den beiden Fällen sind alle Muldenzähne radial verstellbar, um die Streckung der Kettenglieder ausgleichen zu können, was unter Einlegung von Blechplättchen unter die Zahnwurzeln geschieht. Beidemals sind die Befestigungs - Schrauben der Zähne gesichert, bei unserer zweiten

\*) In erprobtem Betrieb bei der Schwibkettenbahn der Eisenerzzeche von Dicedo in Spanien (s. *Revue industrielle*, 1884, S. 54) 3 km lange Bahn mit 341, 4 m Gefälle, erbaut von Ingenieur Brüll in Paris; die Ketten daselbst (25 er und 18 er) arbeiten mit  $3\frac{1}{3}$  bis  $3\frac{1}{2}$  kg Spannung.

Scheibe mittelst Gegenmuttern, bei der ersten mittelst Belleville'scher elastischer Unterlegscheiben, die sich wohl bewährt haben sollen. Fig. 933 zeigt eine Kettentreibrolle nebst Lagerung von



größerer, derberer Bauart, wie sie in manchen englischen Gruben gebräuchlich ist\*). Hier sind in die nach einem Halbkreis ausgekehrte Kimme acht Querrippen eingesetzt, ähnlich wie bei den älteren Spilltrommeln (vergl. Fig. 794a); die beiden Kettenträger sind kurz bei den Ab- und Auflaufstellen noch durch Leitrollen getragen. In manchen anderen Ausführungen im englischen Grubenbetrieb hat man sich nicht mit der hier vorgesehenen halben Umschlagung begnügt, sondern unter Erweiterung der Rollenkehle die Kette in drei halben Umschlägen aufgelegt, s. Fig. 933b. Macht man die zweifellos statthafte Annahme, dass die Hinderung durch die Querrippen mindestens einer Verdreifachung des Reibungskoeffizienten  $f$  in obigen Formeln (311) und (312) entspricht, so erhält man für den Reibungsmodul  $q'$ :

$$q' = 2,5^u \dots \dots \dots (315)$$

womit sich ergibt für

$u = 1/2$	1	2	3	4
$q' = 1,58$	2,50	6,25	15,63	39,06
$\tau' = 2,72$	1,67	1,19	1,07	1,03
$\theta' = 0,37$	0,60	0,84	0,94	0,97

aus welchen Werthen sowohl die Sicherheit des Anhaftens beurtheilt, als auch die spezifische Leistung für besondere Fälle leicht ermittelt werden kann.

Es sei hier noch bemerkt, dass auch für Kettentrieb der engere Kreis- oder Ringtrieb schon länger Anwendung findet. Bei manchen Karden werden z. B. die Putzwalzen damit betrieben; an den Völtergängen (Holzschleifmühlen) geschieht die Nachstellung der Holzklötze mittelst Kreiskettentriebs unter Anwendung von Muldenrollen und Spannrolle.

### §. 303.

## Effektverluste des Kettentriebs.

Die Effektverluste beim Kettentrieb setzen sich aus den Zapfenreibungen, welche durch die Anspannungen  $T$  und  $t$  hervor-

\*) Nebenstehende Skizze ist den Ausführungen der *Newchurch Colliery* bei Burnley entnommen; s. Briart & Weiler, *Transport méc. de la houille*, Mons 1870.

gerufen werden, und aus den Reibungen der Kettenhaken beim Auf- und Ablauf zusammen. Der Zapfenreibungsverlust ist so, wie in §. 300 gezeigt, ermittelbar und fällt bei hohem  $\theta$  verhältnissmässig nicht gross aus. Der Kettenreibungsverlust entsteht durch das Drehen jeder auf- und jeder ablaufenden Schake um die Nachbarschake als Achse um den Winkel  $\beta$ . Dies gibt beim Reibungskoeffizienten  $f_1$  eine Umfangskraft  $F_1$  zur Ueberwindung der Schakenreibung (vergl. Formel 100),  $F_1 = f_1 (T + t) (4 : \pi) (1/2 d : r)$ . Hierin die Baulänge  $l$  der Schaken  $= 3,5 d$  setzend, und  $r$  wieder wie oben mit  $5 l$  einführend, erhält man  $F_1 = (T + t) 0,036 f_1$ , woraus der Effektverlust für beide Rollen zusammen sich ergibt:  $2 F_1 : P = E_k$ :

$$E_k = 0,072 f_1 \frac{\varrho + 1}{\varrho - 1} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (316)$$

welcher Ausdruck stark vom Reibungsmodul  $\varrho$  abhängt und ein grosses  $\varrho$  empfiehlt.

1. *Beispiel.* Den Reibungskoeffizienten  $f_1$  wegen der Kleinheit der Berührungsflächen  $= 0,15$  setzend, finden wir für einen Kettentrieb mit halbem Umschlag auf glatten Rollen, woselbst nach dem vorigen §.  $\varrho = 1,37$  ist,  $E_k = 0,072 \cdot 0,15 (2,37 : 0,37) = 0,0692$ , d. i.  $\sim 7$  Prozent für Kettenreibung.

2. *Beispiel.* Geben wir der Rolle Querrippen in der Kimme nach Fig. 933 a, so wird nach dem vorigen §. der Reibungsmodul  $\varrho' = 2,5$  und es kommt  $E_k = 0,072 \cdot 0,15 (3,5 : 1,5) = 0,0108 (7 : 3) = 0,025$  oder nur  $2\frac{1}{2}$  Prozent.

3. *Beispiel.* Gut ausgebildete Muldenzähne anwendend, dürfen wir nach Obigem  $u = 8$  und dann  $\varrho = 12,41$  einsetzen, und erhalten  $E_k = 0,0108 \cdot (13,41 : 11,41) = 0,0126$  oder nur  $1\frac{1}{4}$  Prozent Verlust, in diesem, wie im vorigen Falle voraussetzend, dass die statthaften geringen Anspannungen der Kette thatsächlich herbeigeführt werden. Man erkennt hieraus, dass unter Umständen auch beim Kettentrieb die Anwendung der Spannrolle mit der angemessenen, die Anspannung der Kette regelnden Belastung empfehlenswerth ist.

Bei vorstehenden Reibungsberechnungen ist nur das Drehen von Schake um Schake in Betracht gezogen worden, nicht aber das etwaige Gleiten der Schaken in der Rollenkimme. Solches findet unter Umständen statt bei der in glatter Kimme liegenden Kette, vergl. Fig. 930 a, wofern die Reibung für das Anhaften nicht ausreicht. Wie stark dann die Reibung werden kann, hat sich oben, §. 275, gezeigt, vergl. Fig. 838 b. Man wird also stets soviel als irgend thunlich das Rutschen der Kette verhüten müssen.

## §. 304.

**Zwischen- und Theilstationen im Kettentrieb.**

Die weitaus wichtigsten Verwendungen des Kettentriebs sind diejenigen im Schleppdienst der Bergwerke, unter wie über Tag, vor allem der Kohlengruben. Vorangegangen mit guten, zum Theil ganz vorzüglichen Konstruktionen ist England, nachgefolgt Amerika\*); bei uns ist namentlich im Saarbrücker Revier die

\*) In den Ver. Staaten ist Schlepperei mit dem Drahtseil überwiegend im Gebrauch und hat den Schleppdienst durch Menschen auf allen Hauptstrecken verdrängt, namentlich nachdem es gelungen ist, auch für kurvenreichere und verzweigte Gestänge den Seilbetrieb durchzuführen. Man nennt in England und Amerika eine mit Maschine betriebene Streckeneinrichtung eine Maschinenebene (*engine plane*), wohl zusammengezogen aus „Maschinenschiefebene“, weil bei sehr vielen dieser Anlagen, anfänglich bei allen, die Schiefebene einen unerlässlichen Theil des Ganzen ausmachte, hat aber später den Namen auch da beibehalten, wo bloss söhliche Strecken mittelst Schleppseils oder Schleppkette betrieben werden. Wir könnten vielleicht den Ausdruck „Maschinenstrecke“ als für söhlichen sowohl, wie für tonnlägigen, flachschächtigen oder Rampenbetrieb gleichgut passend anwenden.

Man unterscheidet in der Seil- (Drahtseil-) Schlepperei mit mehr oder weniger Uebereinstimmung\*) vier verschiedene Systeme der Maschinenstrecken:

- I. die selbstthätige Rampe oder den Bremsberg,
- II. die Maschinenstrecke mit einfachem Seil,
- III. die Maschinenstrecke mit doppeltem oder Kehrseil,
- IV. die Maschinenstrecke mit endlosem Seil.

Ziemlich dieselben Systeme kommen bei Benutzung der Kette als Zugorgan zur Anwendung.

System (I) entspricht etwa unserer obigen Figur 788a bei schiefer statt senkrechter Bahn, System (II) der Hälfte der Fördereinrichtung Fig. 792 c, wiederum für die seigere die schiefe Förderung setzend. Bei System (III) kehrt das von einer Fördertrommel die Strecke entlang geführte Seil,

\*) Vergl. folgende Quellen: Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staate die Berichte von Busse VI, 79 (1858), Phähler IX, 81 (1861), Engelhardt X, 12 (1862), Nöggerath XI, 1 (1863), XII, 231 (1864) u. s. w., sodann Briart und Weiler, *Transport mécanique de la houille*, Mons 1870, und W. Hildenbrand, *the underground haulage of coal by wire ropes*, Trenton 1884. Sehr eingehende und von genauen Zeichnungen begleitete Mittheilungen hat ganz neuerdings Nasse in dem Artikel: „Der technische Betrieb der Kgl. Steinkohlengruben bei Saarbrücken“ in der Zeitschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen im pr. Staate, 1885, S. 163 ff. gegeben.

Kettenschlepperei, wie schon S. 706 bemerkt, mit Ausdauer und gutem Erfolg eingeführt worden.

Fig. 934.

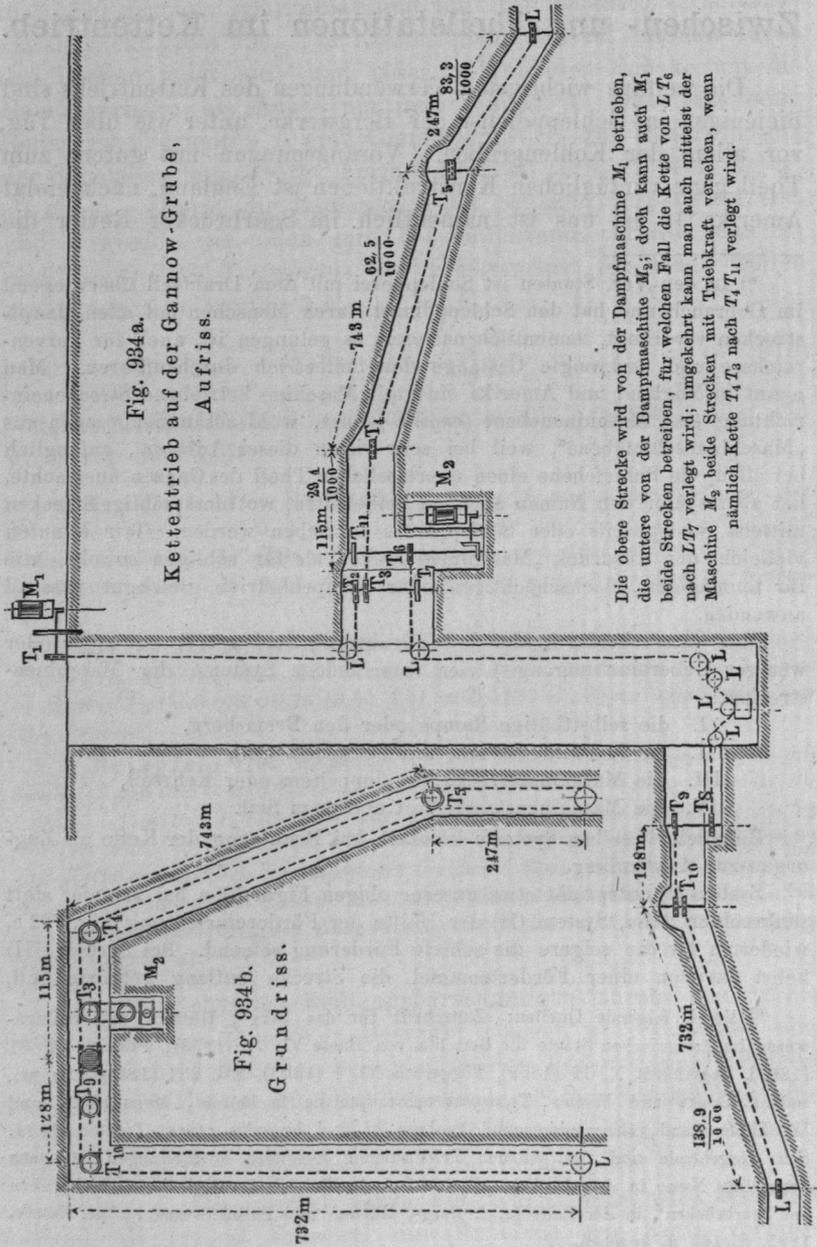


Fig. 934a.  
Kettentrieb auf der Gannow-Grube,  
Aufriß.

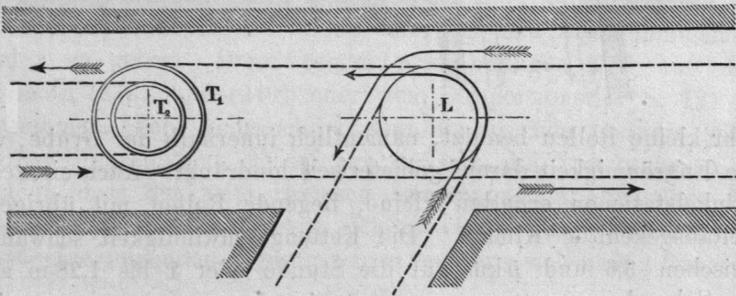
Fig. 934b.  
Grundriß.

Die obere Strecke wird von der Dampfmaschine M<sub>1</sub> betrieben, die untere von der Dampfmaschine M<sub>2</sub>; doch kann auch M<sub>1</sub> beide Strecken betreiben, für welchen Fall die Kette von L T<sub>6</sub> nach L T<sub>7</sub> verlegt wird; umgekehrt kann man auch mittelst der Maschine M<sub>2</sub> beide Strecken mit Triebkraft versehen, wenn nämlich Kette T<sub>4</sub> T<sub>3</sub> nach T<sub>4</sub> T<sub>11</sub> verlegt wird.

Ein Beispiel interessanter Anwendung der endlosen Schwibkette, die aber nicht bloss zur Förderung, sondern zugleich zur Ferntragung von Triebkraft, d. i. als Ferntriebketten dient, stellt die nebenstehende Doppelfigur 934 skizzenhaft dar. Die Anordnung ist ausgeführt auf der Gannowgrube bei Burnley, Lancashire. Die Treibrollen sind mit  $T$ , die Leitrollen mit  $L$  bezeichnet,  $L'$  ist eine Spannrolle beziehungsweise ein Paar von solchen, auf beide Kettenrümpfe zugleich wirkend, eine Konstruktion, welche öfter vorkommt; einfache Tragrollen sind nicht in die Zeichnung eingetragen.

Man lässt die Triebkette in den englischen Gruben auf die mannigfachste Weise die Drehung übertragen; die unterwegs ein-

Fig. 935.



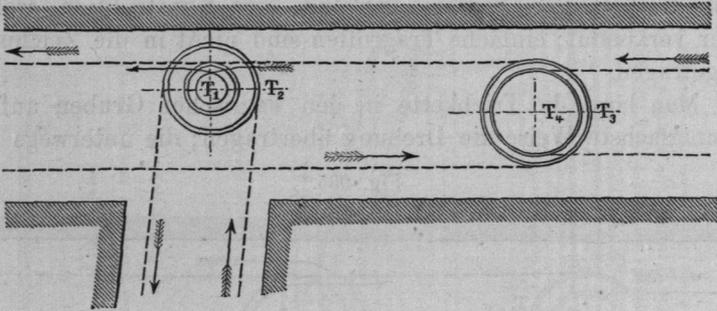
geschalteten Rollen entsprechen dabei genau den beim Seiltrieb besprochenen Stationen.

In Fig. 935 haben wir bei  $T_1 T_2$  eine Zwischenstation, bei  $L$  eine Winkelstation vor uns, welche hier die Kette auf eine sehr lange schief abgezweigte Strecke führt. Es kann hier bemerkt werden, dass Winkelstationen in diesen Kettentrieben auch sehr häufig unter Zuhilfenahme von Kegelrädern ausgeführt werden. Man findet Theil-, Wechsel- und Zwischenstationen mit überreicher Verwendung von Zahnrädern und Zwischenwellen. Hier sind nur solche Beispiele herausgehoben, bei welchen die Eigenschaften

parallel der Ausgangslinie, oder auch nicht parallel, zur Maschine zurück auf eine zweite Wickeltrommel (wegen dieses Zurückkehrens bezeichne ich das System als das des „Kehrseils“). Beide Trommeln können fest- und losgekuppelt, auch einzeln gebremst werden. Das Kehrseilsystem ist ungemein verwendbar und viel benutzt. System (IV) ist dasjenige von Fig. 797; bei ihm lässt sich sehr gut das Seil durch die Kette ersetzen, wobei dann am besten das Zugorgan oberhalb der Wagen geführt wird, Schwibkette, vergl. Fig. 802.

der Kette als Treiborgan recht ausgenutzt sind. In Fig. 936 ist  $T_3 T_4$  eine Zwischenstation,  $T_1 T_2$  eine Theilstation. Bei  $T_1$  in Fig. 936 vollführt die Kette eine ganze Umfassung der Rolle. Letztere hat man sich weit ausgekehlt und die Kette durch Leitrollen noch so geführt zu denken, dass das auflaufende Trum das ablaufende nicht streift. An den reinen Tragstationen werden

Fig. 936.



sehr kleine Rollen benutzt, namentlich innerhalb der Grube, wo die Engräumigkeit darauf gebieterisch hindrängt. Auch einfache Winkelstationen erhalten kleine, liegende Rollen mit übrigens weitausgekehrter Kimme. Die Kettengeschwindigkeit schwankt zwischen 3,6 und 5 km auf die Stunde oder 1 bis 1,28 m auf die Sekunde.

## §. 305.

## Gurtbremsen.

Wenn man das um eine Treibscheibe gelegte Zugorgan, Riemen, Seil, Band, Kette, an seinen beiden Enden mit den Kräften  $T$  und  $t$  anspannt, sonst aber unbeweglich anbringt, so hindert es die Treibscheibe, sich in der Richtung von  $t$  zu bewegen, so lange die auf Drehung an ihr wirkende Kraft, auf den Scheibenumfang zurückgeführt, nicht die Grösse  $P = T - t$  überschreitet. Das Zugorgan bildet also dann mit dem Rade und Gestelle zusammen ein Gesperre und zwar ein Reibungsgesperre, in welchem das Zugorgan die Sperrklinke vertritt. Wird dann aber die Spannung  $T$  so weit verringert, dass  $(T - t) < P$  ausfällt, so gleitet das Rad in dem Bande, den Reibungswiderstand  $T - t$  überwindend, kann indessen zu langsamer Bewegung dadurch gezwungen wer-

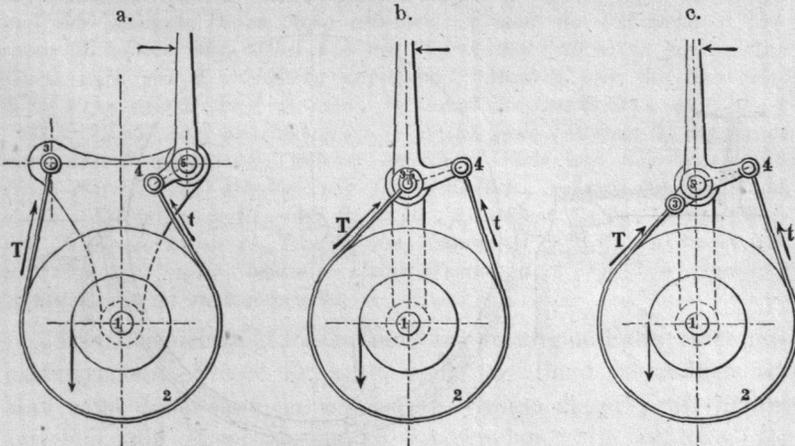
den, dass man  $T$  und  $t$  stark genug macht, um ihre Differenz nur sehr wenig kleiner ausfallen zu lassen als  $P$ . Der Mechanismus wird dann zu einem Fangwerk (§. 253), insbesondere einem Reibungsfangwerk oder Bremswerk, gewöhnlich kurz eine Bremse genannt. Die mit Zugorgan sperrenden Reibungsfangwerke oder Bremsen nennt man Gurtbremsen.

Man gibt den Gurtbremsen verschiedene Anordnungen und besondere Einrichtungen.

### a) Spannbremsen.

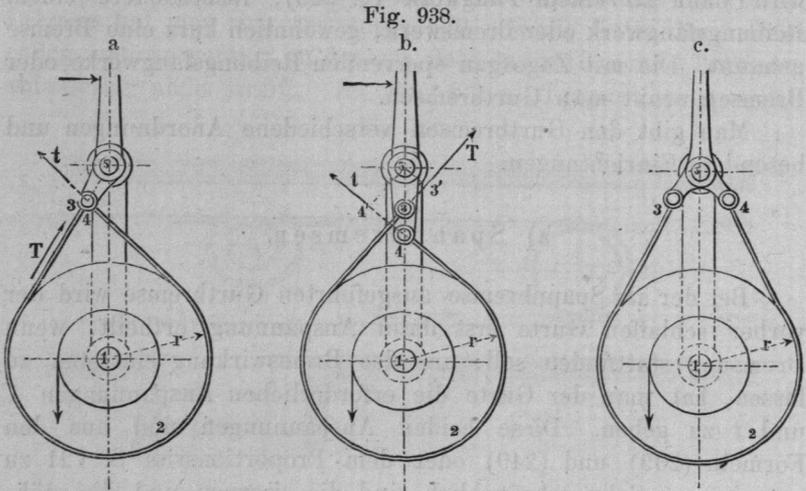
Bei der als Spannbremse ausgeführten Gurtbremse wird der vorher schlaffen Gurte erst dann Anspannung ertheilt, wenn Bremsung stattfinden soll; um also Bremswirkung eintreten zu lassen, hat man der Gurte die erforderlichen Anspannungen  $T$  und  $t$  zu geben. Diese beiden Anspannungen sind aus den Formeln (239) und (240) oder dem Proportionsriss S. 721 zu entnehmen. Sehr gebräuchlich sind die eisernen und die stählernen Bremsgurten. Es ist zweckmässig, die Anordnung so zu treffen, dass das beim Bremsen anzuspannende Gurtstück das schlaffere, geführte ist, was sich in vielen Fällen durchführen lässt. Die folgenden Figuren zeigen mehrere, sich häufig findende

Fig. 937.



Anordnungen der Gurtbremse. 1 Achsenlager, 2 Angriffsstelle der Gurte, 3 Gelenk für das straffe, 4 Gelenk für das schlaffere Trum, 5 Achse des Hebels für das Spannen der Gurte. In Fig. 937 a liegen 3 und 5 getrennt, in Fig. b sind sie zusammen-

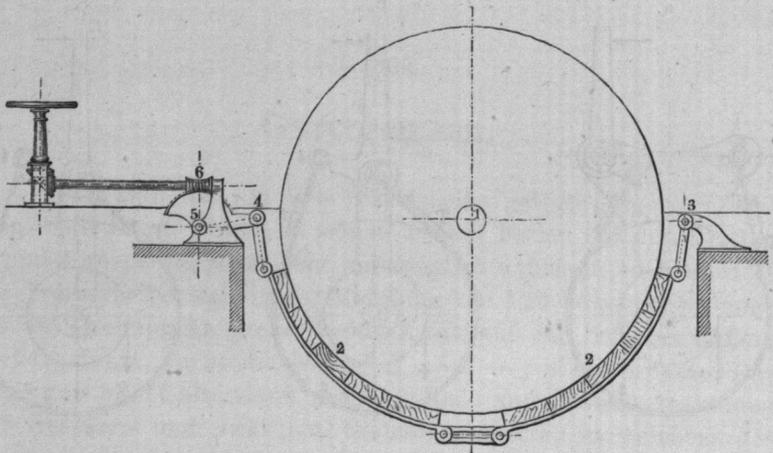
gelegt oder konaxial gemacht, in Fig. c sind 3 und 5 wieder getrennt, aber 3 beweglich statt fest gemacht, so zwar, dass 3 und



5 stets nahezu in die Richtung von  $T$  fallen, wobei eine nur wenig merkliche Einwirkung von  $T$  auf den Hebel entsteht.

In Fig. 938 a sind 3 und 4 zusammen, und wiederum 3 und 5 nahezu in die Richtung von  $T$  gelegt. Fig. 938 b zeigt die

Fig. 939.



Napier'sche sogenannte Differenzialbremse, bei welcher 3 und 4 so gelegt sind, dass sich die auf die Anspannungsrichtungen von  $T$  und  $t$  gefällten Lothe ungefähr verkehrt verhalten wie diese

Kräfte und entgegengerichteten Momenten entsprechen. Dadurch wird die auf den Bremshebel ausgeübte Wirkung der Bremsgurte auf ein kleines Maass gebracht. Fig. 938 c Anordnung für den Fall, dass die Scheibe  $a$  sowohl im Links- als im Rechtslauf gebremst werden soll. Den Winkel 3.5.4 am Handhebel kann man leicht so wählen, dass der Zug  $T$  günstig auf den Hebel wirkt, so zwar, dass im Zustande der Anspannung der Gurte der aufzuwendende Druck am Hebel sehr klein, nahe Null wird.

Für Fördermaschinen wird wegen der Grösse der auszuübenden Bremskräfte gern eine Anordnung wie die in Fig. 939 angewandt. Hier ist auch noch die Gurte mit Holz gefüttert, um einen hohen Reibungskoeffizienten zu erzielen. Bei 6 ist die Anwendung der Globoidschraube aus Fig. 641 gezeigt.

*Beispiel. Bremse mit Stahlgurte für eine mit 1000 kg am Hebelarm 200 mm belastete Welle. Gewählt sei die Anordnung Fig. 938 a, wobei der Umschlagwinkel  $\alpha$  sich auf rund 0,7 des Umfangs erstrecken möge. Der Reibungskoeffizient  $f$  betrage, da die Gurte stets eingefettet zu halten ist, 0,1. Dann ist  $f\alpha = 0,1 \cdot 1,4\pi = 0,14\pi = 0,43$ . Hierfür ergibt Tabelle S. 720 den Anspannungsmodul  $\tau = T : P \sim 2,88$  und den Reibungsmodul  $\rho = T : t \sim 1,5$  (vergl. auch den Proportionsriss S. 721). Daraus folgt  $t : P = \frac{2}{3}$  ( $T : P = \frac{2}{3} \cdot 2,88 = 1,92$ ). Gibt man nun der Bremscheibe den Halbmesser 400, so muss die Bremskraft am Scheibenumfang sein:  $P = (200 : 400) 1000 = 500$  kg, demnach  $t = 1,92 \cdot 500 = 960$  und  $T = 2,88 \cdot 500 = 1440$  kg. Soll die Bremse durch Druck mit der Hand auf einen mit 4.5 unmittelbar verbundenen Hebel gespannt werden und der genannte Druck 20 kg betragen, so muss die Uebersetzung zwischen Handhebel und Hebel 4.5 den Werth  $960 : 20 = 48$  haben. Die Gurte wird mit  $T = 1440$  kg angespannt. Machen wir die Spannung  $\mathcal{E} = 10$  kg, die Dicke  $\delta = 2$  mm, so kommt die Gurtbreite  $b = 1440 \cdot 2 \cdot 20 = 72$  mm, was annehmbar ist. — Nicht ohne Interesse ist die Frage nach dem Flächendruck, welcher zwischen Gurte und Scheibe eintritt. Nach Formel (241) erhalten wir für denselben: a) am straffen Ende, wo  $\mathcal{E} = 10$  ist,  $p = 10 \cdot (\delta : R) = 10 \cdot 2 : 400 = \frac{1}{20}$  kg, b) am schlaffen Ende, wo wegen  $t : T = \frac{2}{3}$  die Spannung  $\mathcal{E} = \frac{2}{3} \cdot 10 = 6,7$  ist,  $p = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{20} = \frac{1}{30}$  kg, beides so kleine Werthe, dass irgendwie erhebliche Abnutzung nicht zu besorgen ist.*

Das Beispiel zeigt, dass auch im günstigen Falle eine verhältnissmässig grosse Zugkraft auf das Band auszuüben ist. Man setzt daher, um die numerische Grösse dieser Kraft herabzuziehen, die Bremscheibe an Lastwinden gern auf eine der Vorgelegewellen. Die Scheibe kann häufig einem Zahnrad angegossen werden, in der Form, dass man den Kranz der Bremscheibe unmittelbar seitlich aus dem Zahnkranz vortreten lässt.

Die Befestigung der dünnen eisernen oder stählernen Gurte in den Gelenkstücken 3, 4 u. s. w. kann durch Einnieten geschehen (verjüngte und halbverjüngte Nietung, vergl. §. 57).

Fig. 940.

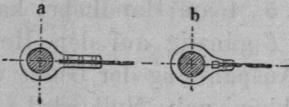
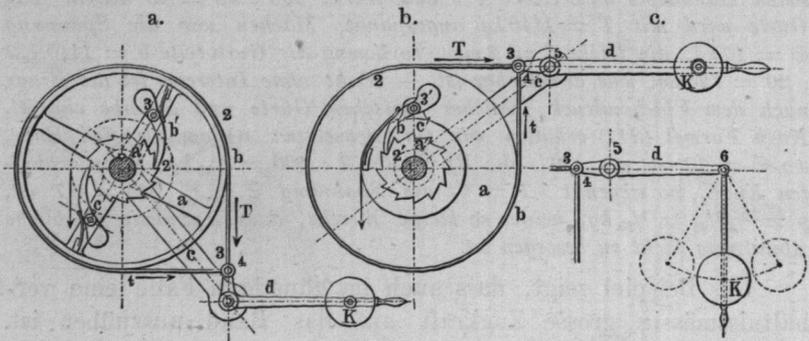


Fig. 940 a; manche ziehen indessen vor, der Gurte einen Ankerkopf zu geben, Fig. 940 b, wobei nur eine, ganz dünne Niete zum Festheften genügt.

### b) Lösungsbremsen.

Bei Handhabung der Spannbremsen für Windwerke muss, namentlich wo grosse Lasten zu senken sind, sehr sorgfältig darauf geachtet werden, dass nach Auslösung des Zahngesperres der zu bremsenden Achse stets die erforderliche Kraft auf den Bremshebel ausgeübt wird. Dies ist vor allem da nicht ganz leicht, wo unvermittelter Handbetrieb des Bremshebels stattfindet; Irrthum in Bezug auf die Bewegungsrichtung, Unsicherheit, Aengstlichkeit haben hier schon oftmals beklagenswerthe Unfälle eintreten lassen. Die Unsicherheit lässt sich vollständig vermeiden durch Anwendung der vom Verfasser angegebenen Lösungsbremse. Fig. 941 stellt eine solche in zwei Anordnungen dar.

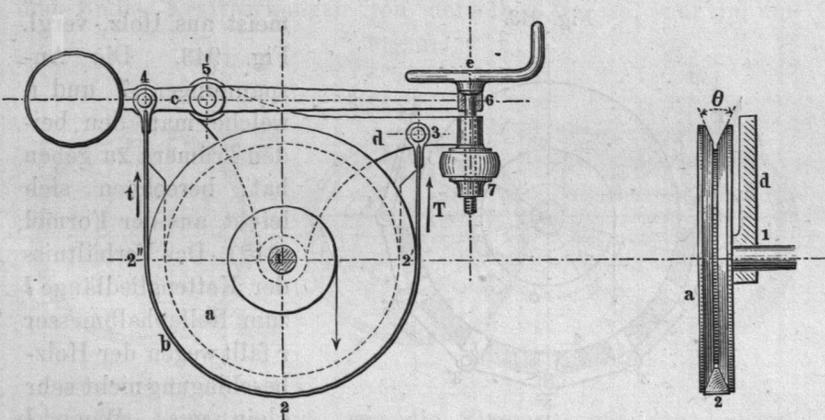
Fig. 941.



Die Bremsscheibe *a* sitzt drehbar auf der zu bremsenden Welle, steht aber mit ihr vermittelt eines laufenden Zahngesperres *a' b' c'* in Verbindung; die Bremse ist durch Gewichtshebel oder ähnlich so stark angespannt, als es der grössten je zu erwartenden Bremskraft entspricht; soll gebremst, d. h. eine Last gesenkt

werden, so hat man die Bremse zu lösen, d. h. dass Belastungsgewicht  $K$  so weit zu lüften, dass Gleitung zwischen Bremsrad und Gurte eintritt. Wird der Gewichtshebel etwa aus Ungeschick oder Irrthum losgelassen, so hört das Abflauen auf. In Fig. a ist die Sperrscheibe  $a'$  des Zahngesperres, in Fig. b der Verbindungssteg  $c'$  desselben auf der Bremswelle befestigt (vergl. S. 601 oben). Während des Aufziehens der Last wirkt das Zahngesperre als gewöhnliches Sperrwerk. Statt des ratschenden Gesperres könnte man auch ein stummes (vergl. S. 612) mit Vortheil anwenden. Fig. c zeigt noch, wie man die Bremshebelbelastung  $K$  an einen Pendelarm anhängen kann; zieht man das Pendel nach der einen oder anderen Seite aus der senkrechten Lage, so tritt Verminderung der Bremshebelbelastung ein; letztere kann also dabei sehr allmählich auf das gewünschte Maass herabgezogen werden.

Fig. 942.



Eine andere Lösungsbremse, ebenfalls vom Verfasser angegeben, stellt Fig. 942 dar. Hier wird der Gurte  $b$  mittelst der Schraube  $e7$  am Hebel  $c$  eine solche Anspannung  $t$  gegeben, wie sie gerade ausreicht, die  $a$  rückwärts treibende Last zu halten; die feine Einstellung wird durch Einschaltung eines Gummibuffers bei 7 erleichtert. Soll die Last gesenkt werden, so löst man bei  $e$  leicht die Bremse, spannt sie aber nachher wieder an. Beim Aufwinden der Last überwindet  $a$  bei  $2''$  die durch die Anspannung  $t$  hervorgerufene Reibung mit Leichtigkeit. Das Ganze bestätigt recht augenfällig, dass die Bremsen Gesperwerke sind, insbesondere hier dem laufenden Gesperre entnommen. In der vorgeführten Bauart ist für die Gurte noch die Keilrad-

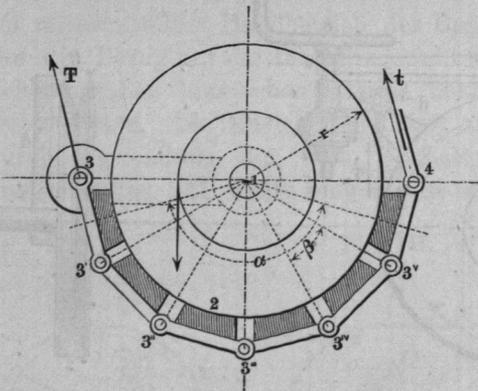
wirkung verwerthet worden und zwar mit dem Keilwinkel  $\theta = 45^\circ$ . Ein der Gurte aufgeschraubter Holzbesatz greift in die Rinne ein. Vermöge der Reibung von Holz auf Eisen kann der höhere Reibungskoeffizient (mindestens 0,20) und wegen der Keilwirkung der  $(1 : \sin \theta/2)$ fache Werth von  $f\alpha$  eingesetzt werden, wodurch es gelingt, die erforderliche Anspannung  $t$  auf ein recht kleines Maass herabzuziehen.

§. 306.

Kettenbremsen.

Auch die Kette kann als Zugorgan zum Bremsen verwendet werden; man versieht sie indessen dann in der Regel mit einem

Fig. 943.



Besatz oder Beschlag, meist aus Holz, vergl. Fig. 943. Die Anspannungen  $T$  und  $t$ , welche man den beiden Trümmern zu geben hat, berechnen sich leicht aus der Formel (312). Das Verhältniss der Kettengliedlänge  $l$  zum Rollenhalbmesser  $r$  fällt wegen der Holzbeschlagung nicht sehr klein aus. Wenn  $l = 1/3 r$  und der Um-

schlagwinkel  $\alpha$  etwas kleiner als zwei Rechte, z. B. im Bogenmaass = 3, so erhält man:

$$\varrho = \frac{T}{t} = \left(1 + \frac{f}{3}\right)^9 \dots \dots (316)$$

Bei Holz auf Eisen kann  $f = 0,3$  eingesetzt werden (vergl. S. 495). Dies gibt dann für den Reibungsmodul  $\varrho$ :  $T : t = 1,1^9$ , d. i.  $\varrho = 2,35$ , somit  $T : P = \tau = \varrho : (\varrho - 1) = 2,35 : 1,35 = 1,74$  und  $t : P = \tau - 1 = 1,74 - 1 = 0,74$  oder  $t = 0,74 P$ . Diese Zahlenverhältnisse lehren, dass bei mächtigen Bremsen, wie die der Fördermaschinen sind, Uebersetzungsgetriebe, wie z. B. das in Fig. 939 angedeutete, unerlässlich sind.

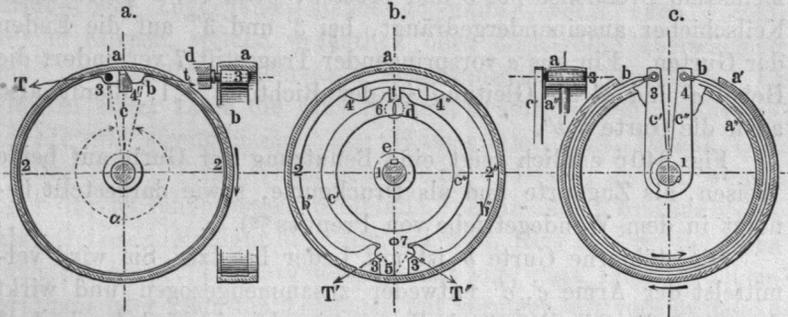
## §. 307.

## Gurtbremsung im Hohlrad.

Ebensowohl wie die Backengesperre im Hohlrad angewandt werden können (vergl. z. B. Fig. 711) kann auch die Gurte im Hohlrad benutzt werden. Passend vorgerichtet und angebracht, sowie durch angemessen gerichtete Kräfte zum Anliegen gebracht, wirkt sie dann mit ihrer Aussenseite in der Hohlseite des Bremsrades. Statt auf Zug, wie bisher, wird die Gurte nun auf Druck beansprucht\*) und gehört deshalb eigentlich in dieser neuen Anwendung zu den Druckorganen (vergl. das folgende Kapitel), findet aber aus praktischen Gründen hier ihre Stelle.

Die Druckgurte übt auf die Hohlfläche des sie umschliessenden Rades Kraftwirkungen von derselben Grösse, nur in um-

Fig. 944.



gekehrter Richtung aus, wie die Zuggurte auf das Vollrad, sodass die Anspannungen  $T$  und  $t$  in der früher gefundenen Beziehung  $q$  stehen. Fig. 944 zeigt drei Anwendungen der Druckgurte zur Bremsung. Dieselben sind indessen nicht zur Verwendung in Lasthebungsmaschinen, sondern zur Verwendung in Reibungskupplungen bestimmt (vergl. Fig. 451).

Fig. 944a Reibungskupplung von Schürmann\*\*). Der Bremshebel  $c$  wirkt mittelst eines Keilvorsprunges bei 4 auf das geführte Ende der Gurte, das führende ist bei 3 durch einen Zapfen

\*) Vergl. des Verf. Theoret. Kinematik S. 167, auch S. 548.

\*\*\*) S. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. V (1861), S. 301, W. R. Schürmann, Friktionskupplung.

mit dem Körper  $d$ , welcher durch  $a$  mittelst der Gurte  $b$  herumgeführt werden soll, verbunden. An  $d$  ist auch der Hebel  $c$  angelenkt. Für die Anspannungen  $T$  und  $t$  gilt Formel (239) und zwar hat man, da  $\alpha$  nahe  $2\pi$  oder etwa  $= 6$  zu setzen ist, bei  $f = 0,1$  für  $f\alpha$  den Werth 0,6, was nach Tabelle S. 720 den Reibungsmodul  $\rho = 1,82$ , und den Anspannungsmodul  $\tau = 2,22$  liefert, woraus  $t = 1,22 P$  folgt. Damit die Kupplung sich beim Einstellen des Druckes  $t$  von selbst löst, muss die Gurte etwas nach innen federn, was einige Herstellungsschwierigkeiten bereitet.

Sehr viel geringer als bei der dünnen Stahlgurte sind diese bei der dicken Gusseisengurte, welche in Adyman's Kupplung, Fig. 944 b angewandt ist\*). Unsere Figur stellt eine Ausführung der grösseren Sorte dar. Die Gurte  $b$  besteht aus den gleichen Hälften  $b'$  und  $b''$ , die sich bei  $4'$  und  $4''$  mit Nasen gegen einen Mitnehmer stützen, der mit scheibenförmiger Wand versehen und auf die Welle gekeilt ist. Die Hebel  $c'$  und  $c''$  haben ihre gemeinsame Drehachse bei 5 und pressen, wenn bei 6 durch einen Keilschieber auseinandergedrängt, bei  $3'$  und  $3''$  auf die Enden der Gurten. Ein aus  $e$  vorspringender Tragestift 7 verhindert die Hebel  $c'$  und  $c''$  an Gleitung in der Richtung 7.1, damit also auch die Gurte  $b' b''$ .

Fig. 940 c endlich zeigt eine Benutzung der Gurte auf beide Weisen, als Zuggurte und als Druckgurte, sowie dargestellt benutzt in dem Wendegetriebe von Prentiss\*\*).

Die stählerne Gurte  $b$  ist mit Leder besetzt. Sie wird mittelst der Arme  $c'$ ,  $c''$  entweder zusammengezogen und wirkt dann auf die Scheibe  $a''$  als Zuggurte, oder sie wird durch  $c'$ ,  $c''$  auseinandergedrängt (gesprengt) und wirkt alsdann als Druckgurte auf die Hohlzscheibe  $a'$ . Die Arme  $c'$ ,  $c''$  werden durch eine axial verschiebbare Muffe mit Schraubeneinschnitten zu einander hin oder von einander weg bewegt.

---

\*) Diese vorzügliche Kupplung wird für Europa durch das englische Haus Bagshaw & Sons in Bateley, Yorkshire, geliefert.

\*\*\*) An einer Bestossmaschine (*Shaping machine*) s. Mechanics, a weekly Journal of Engineering and mechanical progress, Newyork 1884, Februar, S. 140.