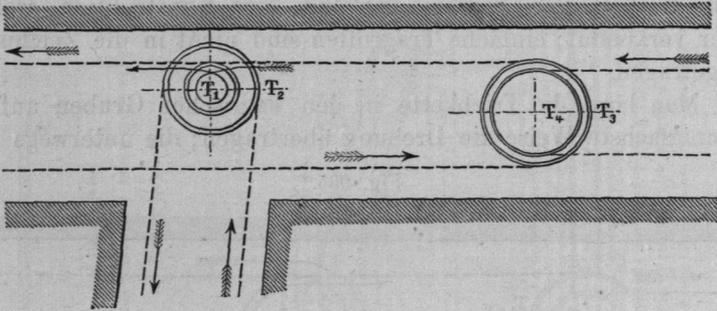


der Kette als Treiborgan recht ausgenutzt sind. In Fig. 936 ist  $T_3 T_4$  eine Zwischenstation,  $T_1 T_2$  eine Theilstation. Bei  $T_1$  in Fig. 936 vollführt die Kette eine ganze Umfassung der Rolle. Letztere hat man sich weit ausgekehlt und die Kette durch Leitrollen noch so geführt zu denken, 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-

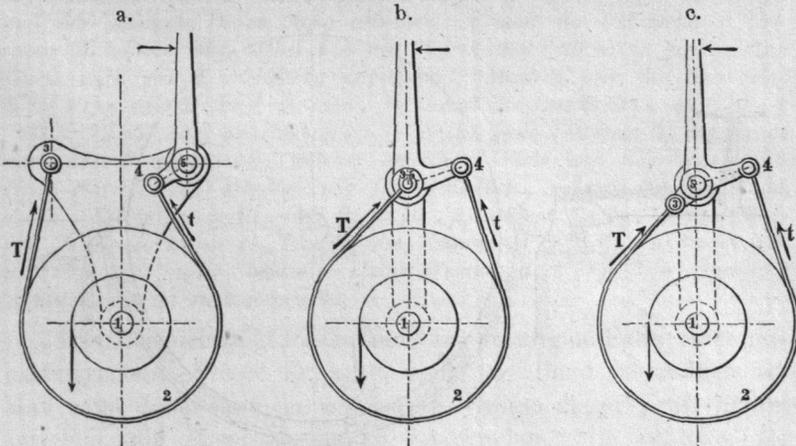
den, dass man  $T$  und  $t$  stark genug macht, um ihre Differenz nur sehr wenig kleiner ausfallen zu lassen als  $P$ . Der Mechanismus wird dann zu einem Fangwerk (§. 253), insbesondere einem Reibungsfangwerk oder Bremswerk, gewöhnlich kurz eine Bremse genannt. Die mit Zugorgan sperrenden Reibungsfangwerke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

Man gibt den Gurtbremsen verschiedene Anordnungen und besondere Einrichtungen.

### a) Spannbremsen.

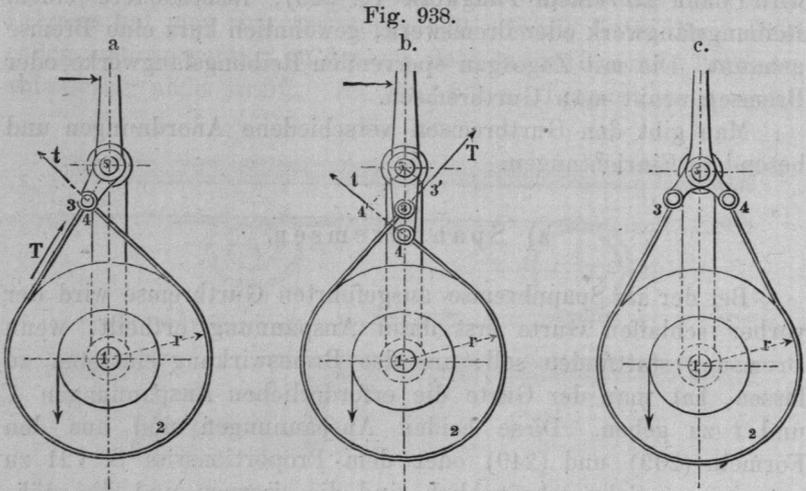
Bei der als Spannbremse ausgeführten Gurtbremse wird der vorher schlaffen Gurte erst dann Anspannung ertheilt, wenn Bremsung stattfinden soll; um also Bremswirkung eintreten zu lassen, hat man der Gurte die erforderlichen Anspannungen  $T$  und  $t$  zu geben. Diese beiden Anspannungen sind aus den Formeln (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-

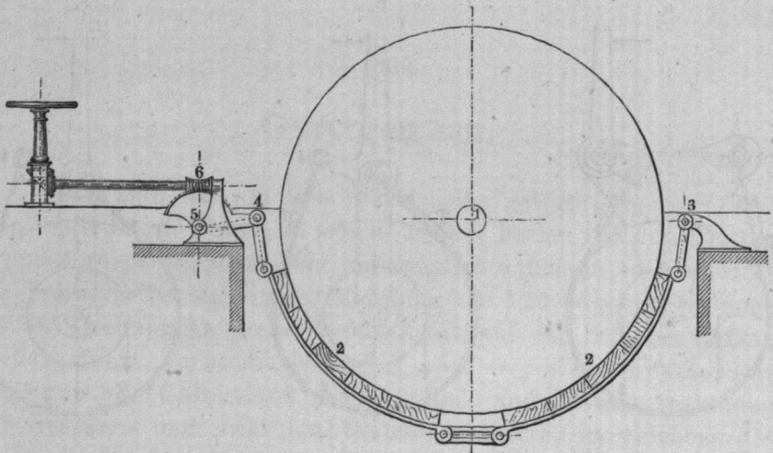
gelegt oder konaxial gemacht, in Fig. c sind 3 und 5 wieder getrennt, aber 3 beweglich statt fest gemacht, so zwar, dass 3 und



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  $\mathcal{S} = 10$  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  $\mathcal{S} = 10$  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  $\mathcal{S} = \frac{2}{3} \cdot 10 = 6,7$  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.

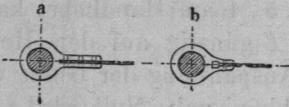
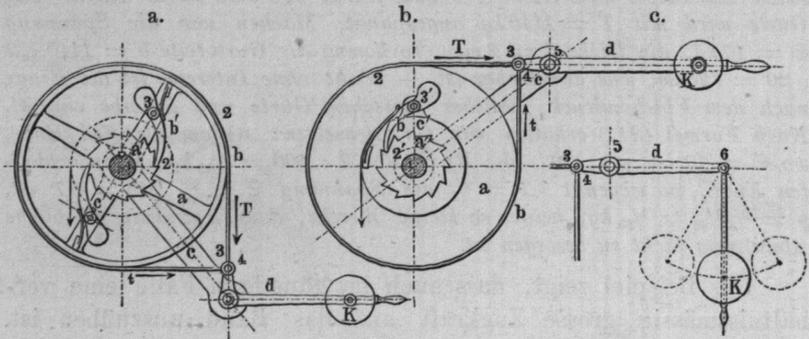


Fig. 940 a; manche ziehen indessen vor, der Gurte einen Ankerkopf zu geben, Fig. 940 b, wobei nur eine, ganz dünne Niete zum Festheften genügt.

### 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.

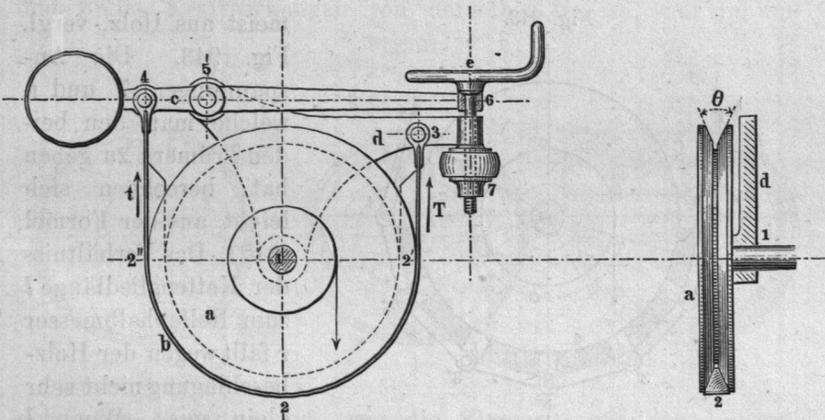
Fig. 941.



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-

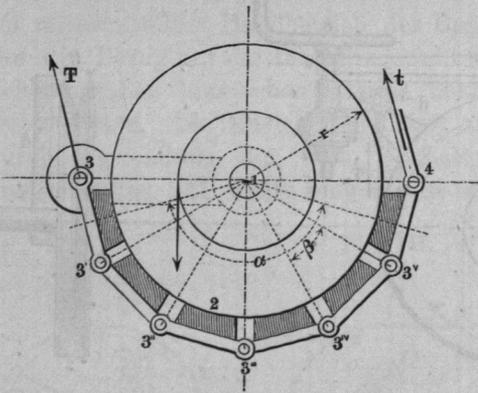
wirkung verwerthet worden und zwar mit dem Keilwinkel  $\theta = 45^\circ$ . Ein der Gurte aufgeschraubter Holzbesatz greift in die Rinne ein. Vermöge der Reibung von Holz auf Eisen kann der höhere Reibungskoeffizient (mindestens 0,20) und wegen der Keilwirkung der  $(1 : \sin \theta/2)$ fache Werth 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.