

Einundzwanzigstes Kapitel.

SEILTRIEBE.

§. 285.

Verschiedene Arten von Seiltrieben.

Wird in einem Zugtriebwerk nach Fig. 810 ein Seil zur Kraftübertragung benutzt, so nennt man das Triebwerk einen Seiltrieb. Je nachdem man ein Faserseil oder ein Drahtseil anwendet, fallen die Verwendungen und die baulichen Einzelheiten so ausgesprochen verschieden aus, dass man danach drei Seiltriebarten — für Hanfseil, Baumwollseil, Drahtseil — unterscheiden könnte, wir sie jedenfalls hier getrennt zu behandeln haben. Am ältesten ist der Hanfseiltrieb, der aber seiner Zeit durch den Riementrieb von den grösseren Kraftaufgaben verdrängt worden war, bis er in den sechziger Jahren (zuerst durch Combes in Belfast) neu aufgenommen und dann allmählich zu grossartigen Kraftleistungen in Verwendung gebracht worden ist. Die Natur des Materials verlangt Aufstellung in überdeckten Räumen. Dasselbe gilt vom Baumwollseiltrieb, welcher in Spinnstühlen, Kranen und anderen Arbeitsmaschinen vermöge der grossen Weichheit und Biegsamkeit des Baumwollseiles eine beschränkte aber vortheilhafte Verwendung findet. Der Drahtseiltrieb, gegen 1850 von den Brüdern Hirn in Logelbach erfunden und bald darauf erfolgreich eingeführt, eignet sich in hohem Grade zur Uebertragung von Triebkräften auf grosse Entfernungen, oder, wie der Verfasser vorgeschlagen es zu nennen, als Ferntriebwerk, auch im Freien benutzbar, und hat sich hierfür ausgezeichnet bewährt. Sein Verwendungskreis lässt sich, wie unten gezeigt werden wird, noch beträchtlich erweitern.

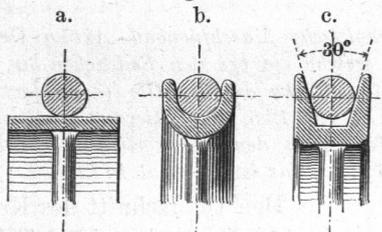
A. Der Hanfseiltrieb.

§. 286.

Spezifische Leistung. Seilquerschnitt.

Vorerst haben wir die spezifische Leistung des Hanfseiles festzustellen (vergl. §. 280). Sie ist allgemein nach (262): $N_0 = \frac{4}{3} \mathfrak{E}_1 : \tau$, wenn \mathfrak{E}_1 die Zugspannung im führenden Trum und τ der Anspannungsmodul ist. Letzterer hängt ausser vom Reibungskoeffizienten f von der Form der Rinne oder Kimme, in welche das Seil sich auf der Rolle legt, ab. Wird die Rinne halbkreisförmig gemacht, Fig. 879 *b*, so ist die Reibung nur wenig grösser, als bei völlig cylindrischer Rolle, Fig. *a*; macht man die Rinne aber keilförmig, Fig. *c* (vergl. die Keilräder, §. 196), so wird zwar die Auflagefläche kleiner, die Anhaftung aber grösser.

Fig. 879.



Man kann in dem Ausdruck für τ , Formel (239), den Einfluss der Rinnenquerschnittsform sofort in den Koeffizienten f' einbeziehen. Nach neuen sehr genauen Versuchen*) ist f für cylindrische Rollen mit neuem Hanf-

seil 0,075, für halbkreisförmige Rinnen 0,088 und für Keilrinnen mit 60° Keilwinkel 0,15, was recht genau der Keilwirkung, welche die Pressung verdoppelt (vergl. Formel 185), entspricht. Mit $f' = 0,088$ erhält man bei halber Umschlingung $f' \alpha \sim 0,3$ und damit $\tau = 3,86$; mit $f' = 0,15$ dagegen $f' \alpha = 0,47$ und $\tau = 2,67$ (vergl. S. 719 bis 720). Der letztere Werth, welcher bei gebrauchten Seilen freilich noch etwas sinkt, ist anzuwenden, da die Rinnen üblicherweise keilförmig hergestellt werden. Die Spannung \mathfrak{E}_1 findet sich sehr klein genommen, setzt man sie mit $\frac{1}{4}$ kg ein, so erhält man bei $\tau = 2,67$ den Werth $N_0 = \frac{4}{3} \frac{1}{4} : \frac{8}{3}$, das ist $N_0 = \frac{1}{3}$. Vielfach findet man N_0 noch geringer genommen, und zwar bis $\frac{1}{16}$, so dass wir als praktische Regel für die spezifische

*) Von Leloutre, s. a. a. O.

Leistung des hänfenen Triebseils, das ist für die von ihm in Pferdestärken ausgedrückte auf den Quadratcentimeter des Querschnitts*) und jeden Meter Geschwindigkeit übertragbare Arbeitsstärke haben:

$$N_0 = \frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{16} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (271)**)$$

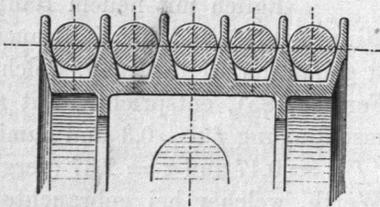
Wenn grössere Arbeitsstärken übertragen werden sollen, so legt man entsprechend viele Seile nebeneinander auf die mit der genügenden Anzahl Kimmen versehenen Scheiben. Sehr üblich sind für Kraftmaschinetriebwerke Seile von 50 mm Dicke, doch geht man auch bis 30 mm herab und bis 70 mm hinauf.

1. *Beispiel.* Eine vorhandene Dampfmaschine***) von 60 PS überträgt diese Arbeitsstärke durch fünf Seile von 50 mm Dicke bei 45 minutlichen Umdrehungen und 3,44 m Rollendurchmesser. Dies gibt $v = 3,44 \cdot \pi \cdot 45 : 60 = 8,105$; der Seilquerschnitt $q = \frac{1}{4} \pi 50^2 \sim : 100$ ist 19,635 ~ 20 qcm. Dies liefert $N_0 \sim \frac{1}{5} 60 : 20 \cdot 8 = \frac{3}{40} = 1 : 13,33$.

2. *Beispiel.* In der Geraer Jutespinnerei hat die Betriebsdampfmaschine ein Schwungrad mit 30 Rinnen für 60 mm dicke Seile, deren je nach Kraftbedarf aufgelegt werden. Seilgeschwindigkeit ~ 15 m. Hierbei überträgt jedes Seil 25 PS. Dies gibt eine spezifische Leistung $N_0 = 25 : 15 \cdot 28,3 \sim \frac{1}{17}$.

3. *Beispiel.* Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft liefert Hanfseiltriebe, für welche sie bei den Seildicken 30, 40, 50 mm die Umfangskräfte $P = 42, 75, 120$ kg angibt. Die (vollgedachten) Querschnitte der Seile in qcm sind $\sim 7,0, 12,5, 20$. Hieraus erhält man, da $N : v = P : 75$ ist, $N_0 = P : 75 \cdot q$ in den drei vorliegenden Fällen zu: $42 : 75 \cdot 7, 75 : 75 \cdot 12,5, 120 : 75 \cdot 20$, das ist jedesmal $1 : 12,5$.

Fig. 880.



Den Querschnitt des Kranzes einer fünfspurigen Triebseibe stellt Fig. 880 dar. Für grosse Dampfmaschinen werden die vielspurigen Schwunräder, welche bei denselben als Triebseiben dienen, zu mächtigen und manchmal sehr schwierigen Konstruktionstheilen †).

*) Hierbei ist wieder wie früher, §. 265, der Querschnitt q des Seiles = der vollen Kreisfläche von einem Durchmesser = der Seildicke gesetzt.

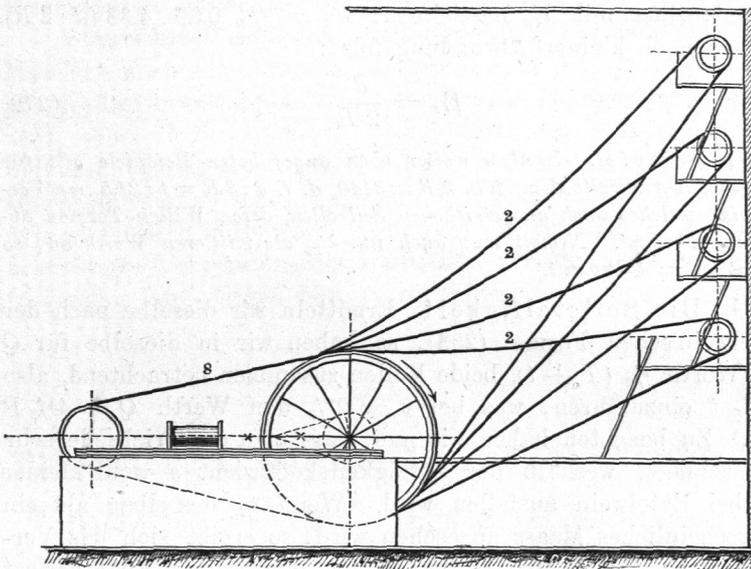
**) In einer Spinnerei in Köln übertragen fünf Stück 42 mm dicke Seile 180 PS ind. bei $v = 15,25$ m. Dies gibt $N_0 = \frac{1}{6}$.

***) Zeitschrift d. V. d. Ingenieure 1884 (XXVIII. Bd.), S. 640.

†) Nach Engineer 1884, Jan., S. 38 ist in England ein Hanfseiltrieb als Schwungrad einer 4000 pferdigen Dampfmaschine eingeführt. Dasselbe trägt 60 Seile, ist 15' breit und 30' hoch und wiegt 140 Tonnen.

Vermöge Anwendung des Hanfseiltriebs hat man die Triebwellenleitungen von Fabriken wesentlich vereinfacht, namentlich die Königswellen und ihr Zahnräderwerk vermieden. Folgende Figur zeigt eine jetzt beliebte Anordnung für ein Fabriktriebwerk, in welchem nach fünf verschiedenen Stockwerken hin in ebenso viele liegende Triebwellen von einer unten liegenden Dampfmaschine aus Triebkraft mit sechzehn Hanfseilen geleitet wird.

Fig. 881.



§. 287.

Effektverluste beim Hanfseiltrieb.

Der Hanfseiltrieb birgt mehrere Quellen schädlicher Widerstände, welche in den gewöhnlichen Fällen sich in nicht unbedeutlicher Höhe der Nutzarbeit entgegenstellen; es sind vor allem die Widerstände der Zapfenreibung, der Seilsteiifigkeit und der Seilgleitung.

a) Die Zapfenreibung. Diese wird, namentlich beim Hanfseiltrieb für Dampfmaschinen merklich gross, weil die Schwungradwelle grosse Zapfendurchmesser haben muss. Die allgemeine Berechnung kann indessen nur eine ungefähre sein,

da die Zapfenbelastungen durch die Seilzüge bald mit, bald entgegen dem Gewicht und anderen Belastungen wirken. Nehmen wir die Seilzüge T und t waagerecht und allein vorhanden an, so haben wir nach Formel (100) die Reibung $F = \frac{4}{\pi} f (T + t)$, oder bei Zurückführung derselben auf das Seil, und wenn $\tau = 2\frac{2}{3}$ wie vorhin, den Effektverlust für die eine der beiden Rollenachsen $= \frac{4}{\pi} f (2\frac{2}{3} + 1\frac{2}{3}) (d : 2R)$. Wird nun $f = 0,09$ gesetzt*), so erhält man hieraus für den Verlust für beide Achsen das Doppelte des gefundenen Werthes, oder, wenn wir diesen Gesamtverlust mit E_z bezeichnen: $E_z = \frac{8}{\pi} 0,09 \cdot 4,33 (d : 2R)$, woraus nach kleiner Abrundung folgt:

$$E_z = \frac{d}{2R} \cdot \dots \dots \dots (272)$$

1. *Beispiel.* In dem weiter oben angeführten Beispiele gilt für die Schwungradwelle $d = 160$, $2R = 3440$, d. i. $d : 2R = 1 : 21,5$, ein Verhältniss, welches auch an getriebenen Seilrollen, deren Wellen Torsion ableiten, vorkommt. Nimmt man auch nur $\frac{1}{25}$ als mittleren Werth an, so kommt $E_z = 4$ Prozent.

b) Die Seilsteifigkeit. Ermitteln wir dieselbe nach der Eytelwein'schen Formel (253), so haben wir in dieselbe für Q den Werth $\frac{1}{2} (T + t)$, beide Rollen zusammen betrachtend, also $T + t$ einzuführen, was bei $\tau = 2\frac{2}{3}$ den Werth $Q = \frac{4}{3} P$ gibt. Zu beachten haben wir nun, dass man die Triebseile sehr lose schlägt, weshalb der Steifigkeitskoeffizient s wohl kleiner als bei Eytelwein ausfallen wird. Wenn $\frac{2}{3}$ desselben als ein wahrscheinliches Maass angesehen wird, so ergibt sich das Verhältniss $S : P = \frac{2}{3} \cdot 0,0186 (d^2 : R) \frac{4}{3}$, oder, diesen Effektverlust mit E_s bezeichnend:

$$E_s = 0,054 \frac{d^2}{R} \cdot \dots \dots \dots (273)$$

wobei nun d die Seildicke bezeichnet.

2. *Beispiel.* In dem Hanfseiltrieb des vorigen Beispiels ist $d = 45$, $R = 1720$ mm. Dies gibt $E_s = 0,054 (2500 : 1720) = 0,078$ oder 7,8 Prozent.

c) Der Gleitungsverlust. Der Verlust durch Seilgleitung, um welchen es sich hier handelt, ist nicht jener geringfügige, welcher oben (§. 284) beim Rientrieb besprochen wurde und sich dort als vernachlässigbar klein erwies, sondern der ganz andere, welcher in Folge der Vielspurigkeit der Hanfseiltriebe,

*) Vergleiche §. 300.

Im Falle b ist $b' = \pi/2 d$. Dies liefert:

$$\frac{p}{\mathcal{E}} = \frac{1}{2} \frac{d}{R} \dots \dots \dots (275)$$

Im Falle c zerlegt sich der radiale Seildruck Q in zwei normal zu den Keilflächen gerichtete Kräfte von der Grösse $Q' = 1/2 Q : \sin 1/2 \theta$, wenn θ wie früher der Keilwinkel ist; an beiden Stellen wieder die Auflagerbreite $= 1/3$ des Umfangs setzend, erhält man:

$$\left. \begin{aligned} \frac{p}{\mathcal{E}} &= \frac{1}{\sin \frac{\theta}{2}} \frac{d}{R} \dots \dots \dots \\ \frac{p}{\mathcal{E}} &\sim 4 \frac{d}{R} \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (276).$$

woraus bei $\theta = 30^\circ$ kommt:

Auch in diesem ungünstigsten Falle wird der Flächendruck nicht bedeutend, da \mathcal{E} so sehr klein, nämlich wie wir oben sahen, $\leq 1/4$ kg genommen wird.

Beispiel. Wenn $\mathcal{E} = 1/4$ kg, und $d : R = 1/25$, so kommt bei cylindrischer Rolle $p = 1/2 \cdot 1/25 = 1/50$, bei halbkreisförmig gekehlter Rinne $p = 1/200$, und bei der Keilrinne mit 30° Oeffnungswinkel $p = 1/25$ kg auf den Quadratmillimeter.

Hiernach greifen die Umfangspressungen das Seil wenig an, woraus sich auch die verhältnissmässig lange Dauer der hänfenen Triebseile, zwei bis drei Jahre, erklärt.

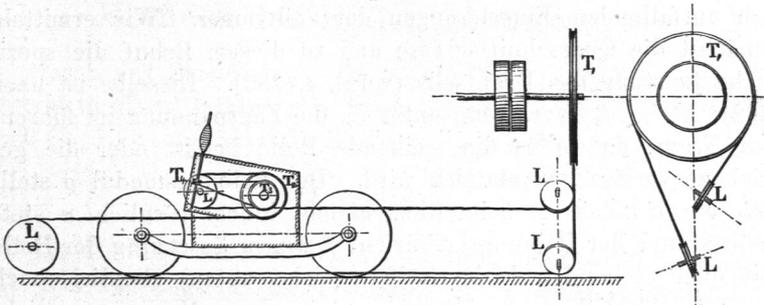
§. 289.

B. Der Baumwollseiltrieb.

Die baumwollenen Seile sind bei weitem nicht so häufig wie die hänfenen im Gebrauch, obwohl sie vorzügliche Eigenschaften für die Kraftübertragung besitzen, nämlich sowohl sehr fest, als sehr biegsam sind; es ist ihr hoher Preis, was ihre Anwendungen einschränkt. Die in §. 265 bereits erwähnte Benutzung der Baumwollseile zum Spindeltrieb im Mule-Spinnstuhl geschieht beispielsweise so wie Fig. 882 andeutet, wo T_1 die treibende Scheibe (der sogenannte Twistwirtel), T_2 die auf dem Spindelwagen gelagerte getriebene Scheibe ist. Diese überträgt ihre Arbeitsstärke auf die cylindrische Scheibe (Trommel) T_3 , von

welcher aus mittelst feiner Schnüre die Spindeln T_4 umgetrieben werden. L, L Leitrollen. Bei grossen vielspindeligen Stühlen, wo die Triebkraft eines gewöhnlichen 22 mm dicken Seiles für $T_1 T_2$ nicht ausreicht, benutzt man wohl zwei solcher nebeneinander liegender Seile, alle Rollen zweispurig, die Kimmen stets halbkreisförmig gekehlt machend.

Fig. 882.



An Ringspindelbänken*) findet man 13 mm dicke Baumwollseile im Stufenkegelbetrieb (12 Stufen für die Uebersetzungsverhältnisse von 3:1 bis 2:3) angewandt. Für die zugehörigen Stufenkegel würde sich das in §. 279 angegebene Verfahren zur Halbmesservermittlung sehr gut eignen. Kimmen halbkreisförmig gekehlt.

An Laufkränen hat Ramsbotton, wie bereits §. 265 erwähnt, das Baumwollseil als Kraftübertragungsmittel eingeführt; man findet Seile von 15 bis 22 mm benutzt, welche mit Geschwindigkeiten von 12 bis 15 m arbeiten; eine belastete Spannrolle hält das Seil gespannt. Es bleibt fraglich, ob die Anwendung des Baumwollseiles hier, wo es sich um ungemein langsame Bewegung der Last — $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{20}$ m in der Sekunde — handelt, also entsprechende Uebersetzungen zwischen Seil und Last einzuschalten sind, empfehlenswerth ist**).

*) Beispielsweise denjenigen der verdienten Firma Celestin Martin in Verviers.

**) Es sei noch bemerkt, dass in manchen Fällen statt der Faserseile auch Lederseile für Betriebszwecke benutzt werden, gebildet durch Zusammenwindung eines flachen Bandes (flachgängige Schraube aus Leder). Man findet solche Lederseile oder -Schnüre sowohl für leichtere Betriebe, Drehbänke mit Tretschmelbetrieb u. dergl., als auch für grössere industrielle Einrichtungen angewandt, unter anderem auch an den Ringspindelbänken in dem vorerwähnten Stufenkegeltrieb.

C. Der Drahtseiltrieb.

§. 290.

Spezifische Leistung. Seilquerschnitt.

Für das drahtene Triebseil sind zu berechnen die Querschnittsgrösse und die wegen der Schwere des Seils beträchtlich ausfallenden Einsenkungen der Seiltrümer. Wir ermitteln zunächst die Querschnittsgrösse und zu diesem Behuf die spezifische Leistung des Drahtseils (vergl. §. 280). Dieselbe ist nach (262): $N_0 = \frac{2}{3} \mathfrak{S}_1 \cdot \tau$, wenn unter \mathfrak{S}_1 die Zugspannung im führenden Trum, da wo es die treibende Rolle betritt oder die getriebene verlässt, verstanden wird. Der Reibungsmodul ϱ stellt sich etwas höher als beim Riemtrieb, indem nämlich α stets nahe π und der Reibungskoeffizient f wegen Besetzung der Rolle mit quer stehenden Lederstreifen (siehe unten) ziemlich hoch ausfällt, nämlich nach älteren und neueren Messungen nicht unter 0,22, aber bis 0,25, auch mehr beträgt. Mit ersterem Werthe kommt $e^{f\alpha} \sim 2$ (siehe auch Fig. 816) und daher der Anspannungsmodul $\tau = 2:2 - 1 =$ ebenfalls 2. Die spezifische Leistung des Drahtseiltriebes ist deshalb, wenn, wie fast immer, die Zentrifugalkraft vernachlässigt werden darf:

$$N_0 = \frac{2}{3} \mathfrak{S}_1 \dots \dots \dots (277)$$

Sie fällt numerisch ungemein hoch aus, wie auch schon die Praxis so auffallend lehrt, wo mit leichten Drahtseilen grosse Arbeitsstärken so häufig übertragen werden. Es ist gut thunlich, mit \mathfrak{S}_1 zu gehen: bei Eisendraht bis zu 6 kg und mehr, bei Stahldraht bis zu 15 kg und allenfalls noch höher. Man erhält aber damit für die gesuchte spezifische Leistung, wenn:

$\mathfrak{S}_1 =$	1	1,5	3	4,5	6	7,5	9	10,5	12	13,5	15
$N_0 = \frac{2}{3}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	10

rund also:

für Eisendrahtseile $N_0 = \frac{2}{3}$ bis 4 und darüber*)

„ Stahldraht . $N_0 = \frac{2}{3}$ „ 10 „ „

Der Seilquerschnitt q ist hierbei in qcm angegeben gedacht und wir haben, da $N = q v N_0$:

$$q = \frac{3}{2} \frac{N}{v \mathfrak{S}_1} \dots \dots \dots (278)$$

*) Für englisches Maass, Pfund, Quadratzoll und Fuss, 1,967 oder rund 2mal so viel, s. S. 771.

Hieraus ergibt sich nach Wahl der Drahtzahl i die Drahtdicke δ leicht aus: $i \pi/4 \delta^2 = 100 q$. Die Seilgeschwindigkeit v kann bis 30 m, sollte aber nicht über 32 m genommen werden, um die gusseiserne Rollenfelge nicht zu sehr zu beanspruchen.

§. 291.

Einfluss des Rollenhalbmessers.

Durch das Biegen des Seils um die Rolle vom Halbmesser R entsteht in allen Drähten eine Biegungsspannung s von der Grösse $s = E \delta/2 \cdot R$, woraus, da E für Eisen- wie für Stahldraht = 20 000 ist:

$$s = 10000 \frac{\delta}{R} \dots \dots \dots (279)$$

Am Ab- und am Aufaufpunkt des führenden Trums ist deshalb auf der Zugseite jedes Drahtes die Zugspannung = der Summe $\mathfrak{S}_1 + s$. Diese Summe ist es, welche die Beanspruchung des Materials ausdrückt und über gewisse Grenzen nicht gehen soll (vergl. §. 266). Hier ist für Eisendraht eine zweckmässig gewählte obere Grenze der Werth 18, für Gussstahldraht je nach seiner Herstellung ein höherer Werth; bei gutem hartgezogenem Stahldraht kann $\mathfrak{S}_1 + s$ bis zu 36 (ja 40) kg gehen.

Hieraus ergeben sich also, wenn man den Draht vollauf in Anspruch nehmen, die statthaften oberen Grenzen 18 und 36 kg für die Spannungssumme erreichen lassen will, und die Zugspannung in demselben den Werth \mathfrak{S} hat, folgende Werthe.

Eisendraht						Stahldraht					
\mathfrak{S}	s	$\frac{R}{\delta}$	\mathfrak{S}	s	$\frac{R}{\delta}$	\mathfrak{S}	s	$\frac{R}{\delta}$	\mathfrak{S}	s	$\frac{R}{\delta}$
0,5	17,5	571	9	9	1111	1	35	286	18	18	551
1	17	588	10	8	1250	2	34	294	20	16	625
2	16	625	11	7	1429	4	32	313	22	14	715
3	15	667	12	6	1667	6	30	334	24	12	834
4	14	714	13	5	2000	8	28	357	26	10	1000
5	13	769	14	4	2500	10	26	385	28	8	1250
6	12	833	15	3	3333	12	24	417	30	6	1667
7	11	909	16	2	5000	14	22	455	32	4	2500
8	10	1000	17	1	10000	16	20	500	34	2	5000

Der Draht wird geschont, wenn man bei einem gegebenen Werth von \mathfrak{S}_1 das Verhältniss $R : \delta$ grösser nimmt, als sich hier ergeben. Den im Zahlenwerth kleinsten Rollenhalbmesser bei gegebener Spannungssumme $\mathfrak{S}_1 + s$ erhält man, wenn man $s : \mathfrak{S}_1 = 2$ nimmt, was den Werthen $R : \delta = 833$ und 417 entspricht. Die Biegung beansprucht bei diesen günstigsten Verhältnissen den Draht immer noch doppelt so stark als die Dehnung.

1. *Beispiel.* Zu übertragen eine Arbeitsstärke von $N = 60$ PS; v werde $= 15$ m, als Material Eisendraht gewählt, $\mathfrak{S}_1 = 6$, die Drahtzahl $i = 36$ genommen. Wir haben dann für den Seilquerschnitt: $\bar{q} = 1,5 \cdot 60 : 15 \cdot 6 = 1,0$ qcm $= 100$ qmm, und erhalten $\delta = \sqrt{(100 : 36) (4 : \pi)}$ oder den Drahtquerschnitt $= 100 : 36 = 2,78$ qmm; dies gibt $\delta = 1,88 \sim 1,9$ mm, und als Minimum für den Rollenhalbmesser $833 \cdot 1,9 = 1583$; wir runden ab auf $R = 1600$ mm. Hiermit kommt wegen $v = 15$ die Umlaufzahl $n = 60 \cdot 1000 : 15 : 2\pi \cdot 1600 = 281 : \pi = 89,5 \sim 90$. — Wählte man $\mathfrak{S}_1 = s = 9$, so käme $\bar{q} = 1,5 \cdot 60 : 9 \cdot 15 = 0,667$ qcm, woraus $\delta = 1,85$ mm, $R = 1111 \cdot 1,85 = 2055$ mm und $n = 68,9 \sim 70$ folgen würde.

Es tritt hier die Frage auf, ob und wie weit die Zentrifugalkraft des Seiles berücksichtigt werden soll. Geht man mit v bis 30 m, so ist bei $\mathfrak{S} = 6$ nach der Tabelle S. 719 der Werth $1 - z =$ nahe 0,87, somit statt $f\alpha$ der Werth $f'\alpha = 0,87 f\alpha$ einzuführen. Dies gibt, wenn $f = 0,25$ ist, $f'\alpha = 0,87 \cdot 0,25 \cdot \pi = 0,70$ und bei $f = 0,22$, $f'\alpha = 0,87 \cdot 0,22 \cdot \pi = 0,60$. Ersterer Werth liefert immer noch den Seilreibungsmodul 2,01, letzterer allerdings nur 1,82 und dann den Anspannungsmodul $\tau = 2,22$ (Tabelle S. 720). Demnach wäre in diesem Falle die spezifische Leistung $20 : 22,2$ oder $\sim 10/11$ so gross, als oben ermittelt wurde, einzuführen. Dies kann man thun, und wird einen um 1,1 mal grösseren Querschnitt für das Seil erhalten. Bei den mittleren Geschwindigkeiten $v = 10 - 20$ m ist der Unterschied aber weit geringer und deshalb vernachlässigbar, insbesondere bei Stahldraht, wenn man die für ihn statthaften höheren Spannungen zur Anwendung bringt.

2. *Beispiel.* Wieviel Pferdestärken vermag man mit einem 36er Seil von 2 mm dicken Drähten bei $v = 30$ m zu übertragen? Hier ist nach dem soeben Entwickelten $N_0 = 10/11 \cdot 2/3 \cdot 6 = 3,636$ und ausserdem $q = 0,01 \cdot 36 \cdot \pi/4 \cdot 4 = 1,13$. Dies gibt $N = qvN_0 = 1,13 \cdot 30 \cdot 3,636 = 123,26$ oder reichlich 120 PS. Für R erhält man: $R = 2 \cdot 10\,000 : 12 = 1666,6 \sim 1670$ mm.

3. *Beispiel.* Wieviel Pferdestärken kann man im vorigen Falle übertragen, wenn das Material guter Gussstahldraht (vergl. §. 266)? $\mathfrak{S}_1 = 12$ während hat man N_0 doppelt so gross als vorhin, also $= 7,272$,

womit $N \sim 247 PS$ kommt. Um den Draht zu schonen, wählen wir s nicht = 24, wie wir dürften, sondern nur = 20, und erhalten für R die bequeme Grösse: $2 \cdot 10\,000 : 20 = 1000\text{ mm}$.

Wenn der auf das Seil zurückgeführte Widerstand P unmittelbar gegeben ist, was selten der Fall ist, so hat man für die Berechnung aus der Grundformel $100 q \mathfrak{E}_1 = \tau P$ wegen $\tau = 2$:

$$q = \frac{1}{50} \frac{P}{\mathfrak{E}_1} \dots \dots \dots (280)$$

Eher kann schon das statische Moment, welches auf die getriebene Welle im Maximum übertragen werden soll, gegeben sein (Pumpenbetrieb etc.). Dividirt man aber die vorige Gleichung mit der aus Formel (279), so erhält man: $q = \frac{1}{50000} PR$ ($s : \mathfrak{E}_1$) ($1 : \delta$) und hieraus wegen $q = \pi/4 \delta^2$:

$$\delta = 0,0634 \sqrt[3]{\frac{1}{i}} \sqrt[3]{\frac{s}{\mathfrak{E}_1} PR} \dots \dots \dots (281)$$

oder, wenn für das Moment PR der Effektquotient N/n aus Formel (135) eingesetzt wird:

$$\delta = 5,67 \sqrt[3]{\frac{1}{i}} \sqrt[3]{\frac{s}{\mathfrak{E}_1} \frac{N}{n}} \dots \dots \dots (282)$$

4. Beispiel. Eine Druckpumpe, mittelst einer Kurbel auf der getriebenen Welle eines Drahtseiltriebes betrieben, leiste 400 kg Widerstand an der 360 mm langen Kurbel. Dann ist der Maximalwerth von $PR = 400 \cdot 360$, und es kommt, wenn wir ein 36er Eisendrahtseil mit $\mathfrak{E}_1 = 6$ und $s = 12$ anwenden wollen, $\delta = (0,0634 : \sqrt[3]{36}) \sqrt[3]{144\,000 \cdot 2} = 1,268 \sim 1,25\text{ mm}$. Dafür ergibt sich R gemäss obiger Tabelle zu $833 \cdot 1,25 \sim 1040\text{ mm}$ als Minimum.

§. 292.

Seilsenkungen.

Damit das Treibseil die gewünschten Anspannungen T und t erhalte, müssen die Einsenkungen der beiden Trümer von einer bestimmten Grösse sein, die man schon wegen der Raumbeanspruchung des Seiltriebs kennen muss. Die Mittellinie des Seils krümmt sich nach einer Kurve, welche zwischen der Kettenlinie und der elastischen Linie liegt und sich durch eine Parabel

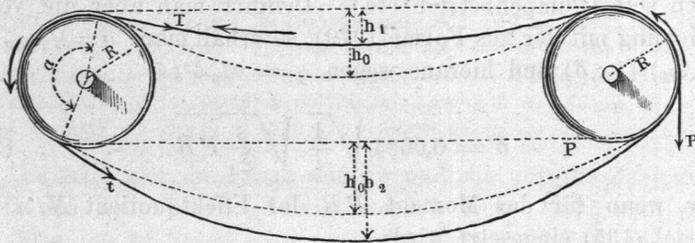
gut annähern lässt*). Für den Parameter c dieser Parabel hat man bei der Seilsenkung h , welche im führenden Trum in h_1 , beim geführten in h_2 , beim ruhenden in h_0 übergeht, siehe Fig. 883, im waagerechten Seiltrieb, wenn der Abstand der beiden Aufhängepunkte = a ist:

$$c = \frac{a^2}{8h} \dots \dots \dots (283)$$

woraus für die Tangentialkraft K im Aufhängepunkt folgt:

$$K = p \left(h + \frac{a^2}{8h} \right) \dots \dots \dots (284)$$

Fig. 883.

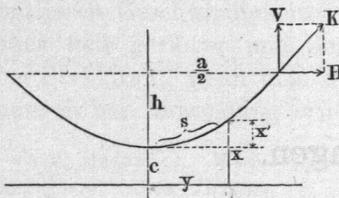


Alle Längen sind hierbei in Meter gemessen gedacht. Beim Seilquerschnitt q (wie früher in qcm gemessen) ist $K = 100q\mathcal{S}$ und $p = 100q\varphi 1000\gamma$, wenn γ das Gewicht des cbmm und φ einen

*) Gleichung der Kettenlinie nach untenstehender Figur:

$$x = \frac{c}{2} \left(e^{\frac{y}{c}} + e^{-\frac{y}{c}} \right) \dots \dots \dots (285)$$

wobei am Punkte xy die Tangential-, die Vertikal- und die Horizontalkräfte beziehungsweise px , ps und pc sind, wenn p das Gewicht pro Längeneinheit, dabei $s = \sqrt{x^2 - c^2}$ ist. Für den Aufhängepunkt gibt dies:



$$K = p(h + c), \quad V = p\sqrt{h^2 + 2hc}, \\ H = pc \dots \dots \dots (286)$$

worin der Parameter c noch unbekannt. Um ihn zu bestimmen, lösen wir die Kurvengleichung in folgende Reihensumme auf:

$$x = \frac{c}{2} \left(1 + \frac{y}{c} + \frac{y^2}{1.2 \cdot c^2} + \frac{y^3}{1.2 \cdot 3 \cdot c^3} + \dots + 1 - \frac{y}{c} + \frac{y^2}{1.2 \cdot c^2} - \frac{y^3}{1.2 \cdot 3 \cdot c^3} + \dots \right).$$

Hierin ist der Quotient $y : c$, da die Kurve im Seiltrieb stets flach gespannt ist, ein echter Bruch, weshalb beide Reihen konvergieren. Wir bleiben beim dritten Gliede stehen und haben dann genügend genau: $x = \frac{1}{2}c(2 + y^2 : c^2) = c + y^2 : 2c$ und $x' = x - c = y^2 : 2c$ (Parabelgleichung).

Koeffizienten bezeichnet, welcher die Schraubenform der Drähte, auch die Hanfseele berücksichtigt. γ ist 0,0000078, φ ist nicht ganz fest (vergl. §. 267), kann aber hier $= \frac{7}{6}$ gesetzt werden*). Damit wird $p = \frac{7}{6} \cdot 0,0078 \cdot 100 q = 0,0091 \cdot 100 q$, wofür wir setzen wollen $\psi 100 q$ und nun haben:

$$\mathfrak{S} = \psi \left(h + \frac{a^2}{8h} \right) = 0,0091 \left(h + \frac{a^2}{8h} \right) \dots (287)$$

Hieraus ergibt sich:

$$h = \frac{1}{2} \frac{\mathfrak{S}}{\psi} \pm \sqrt{\frac{1}{4} \frac{\mathfrak{S}^2}{\psi^2} - \frac{a^2}{8}} \dots (288)$$

und numerisch, indem $1 : \psi = 110$ und weil das neg. Vorzeichen gilt:

$$h = 55 \mathfrak{S} - \sqrt{(55 \mathfrak{S})^2 - \frac{a^2}{8}} \dots (289)$$

Vernachlässigt man das erste Glied in der Klammer in (287), so ergibt sich als meist genügender Annäherungswerth $\mathfrak{S} = \psi (a^2 : 8h)$ und damit:

$$h = 0,00114 \frac{a^2}{\mathfrak{S}} = \frac{a^2}{879 \mathfrak{S}} \dots (290)$$

1. *Beispiel.* Es sei die Sehne a , welche man unbedenklich = dem Rollenstand setzen darf, 80 m, sodann im führenden Trum $\mathfrak{S}_1 = 6$, im geführten $\mathfrak{S}_2 = 3$, so folgt aus (289) $h_1 = 330 - \sqrt{330^2 - 6400 : 8} = 330 - 328,79 = 1,21 m$; $h_2 = 165 - \sqrt{165^2 - 800} = 2,45 m$. Die Annäherungsformel (290) ergibt: $h_1 = 0,00114 \cdot 6400 : 6 = 1,216 m$, $h_2 = 0,00114 \cdot 6400 : 3 = 2,432 m$.

Erwünscht ist, die Senkung h aus den genaueren Ausdrücken zeichnerisch ermitteln zu können. Hierfür gilt Folgendes. Die beiden Vorzeichen vor der Wurzel in (288) liefern jedesmal zwei richtige Werthe für h , wie in folgender Figur angegeben; der grössere ist nicht brauchbar, weil er einem labilen Gleichgewichte entspricht. Zwischen beiden liegt ein Werth $h = \frac{1}{2} \mathfrak{S} : \psi$, welcher in dem Falle als Senkhöhe gültig ist, wo der Werth unter dem Wurzelzeichen = Null, d. h. $\mathfrak{S} = \psi a : \sqrt{2}$ ist. Diesen wollen wir die Mittel- oder Medianhöhe der Senkung nennen und mit h_m bezeichnen. Er ist merkwürdig, weil ihm das absolute Minimum**) der Anspannung des Seiles zukommt. \mathfrak{S}_m heisse

*) In Uebereinstimmung mit praktischen Ermittlungen, wonach $\frac{7}{6}$ geeigneter, als der früher von mir angenommene Durchschnittswerth $\frac{9}{8}$ zu sein scheint.

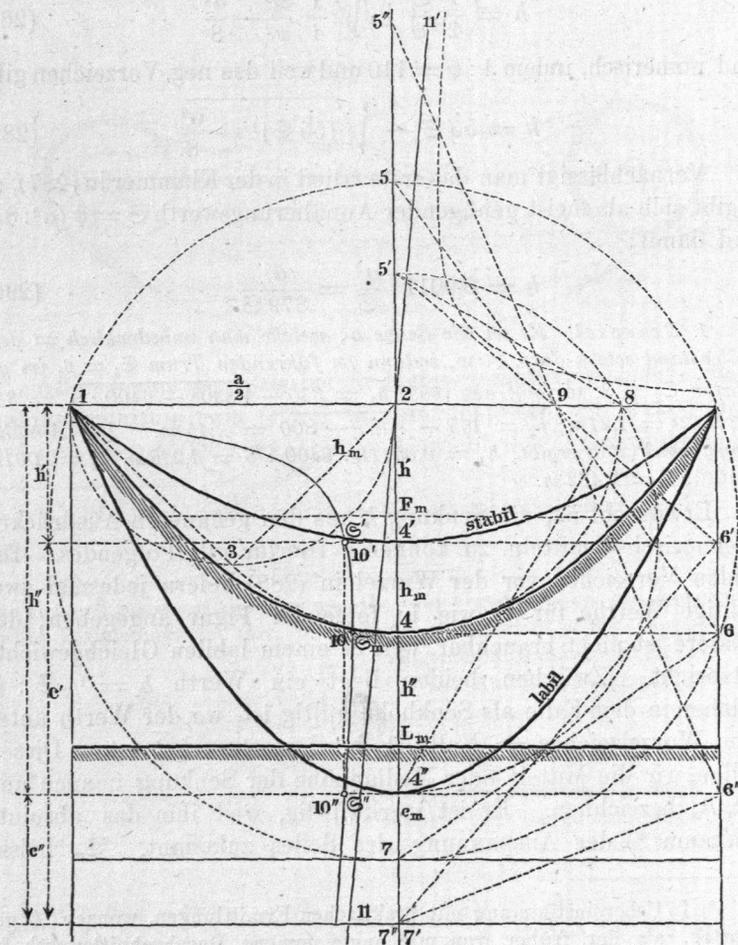
**) Aus (287) erhält man $d\mathfrak{S} = \psi [dh + \frac{1}{8} (0 - a^2 : h^2) dh]$ und hieraus für das Minimum von \mathfrak{S} : $0 = \psi [1 - (\frac{1}{8} a^2 : h^2)]$. Nun ist aber $a^2 : 8h$ nach (283) der Parameter, also hier c_m somit $0 = 1 - (c_m : \mathfrak{S} h_m)$, das ist

die der Medianhöhe h_m entsprechende Zugspannung. Sie wird:

$$\mathfrak{E}_m = \psi \frac{a}{\sqrt{2}} \dots \dots \dots (291)$$

$c_m = h_m = a : \sqrt{8}$, und deshalb nach (287) $\mathfrak{E}_m = \psi (h_m + a^2 : h_m) = \psi [(a : \sqrt{8}) + (a : \sqrt{8})] = \psi a : \sqrt{2}$. In Fig. 884 ist die leichte Auffindungsweise von h_m benutzt, ausserdem auch gezeigt, wie für jeden Werth von

Fig. 884.



h der Parameter c — durch zeichnerische Ausführung der Proportion $2h : a/2 = a/2 : c$ — gefunden wird. $2 \setminus 5' = 2 \setminus 4' = h'$; $4'6' = a/2$; $6'7' \perp 6'5'$ liefert in $4'7'$ den Parameter c' ; sodann: $2 \setminus 5'' = 2 \setminus 4'' = h''$;

insbesondere bei unserem Werthe $\psi = 0,0091$:

$$\mathcal{E}_m = \frac{a}{155,5} \dots \dots \dots (292)$$

und liefert, da $h_m = 1/2 \mathcal{E}_m : \psi$ ist, für die Medianhöhe

$$h_m = \frac{a}{\sqrt{8}} \dots \dots \dots (293)$$

woraus auch folgt: $h_m = \mathcal{E}_m : 2 \psi$. Dividirt man nunmehr (288) durch (293), so erhält man nach einiger Umformung:

$$\frac{h}{h_m} = \frac{\mathcal{E} - \sqrt{\mathcal{E}^2 - \mathcal{E}_m^2}}{\mathcal{E}_m} \dots \dots \dots (294)$$

Hieraus nun ergibt sich alsbald die in Fig. 885 (a. f. S.) ausgeführte geometrische Konstruktion.

Beschreibe über 1, 2 = 1/2 a als Durchmesser den Halbkreis 1. 3. 2; verbinde den Endpunkt 3 des Viertelkreises 2. 3 mit 2 (oder 1), so ist zu-

4'' 6'' = a/2, 6'' 7'' \perp 6'' 5'' liefert den Parameter 4'' 7'' = c'. Für die Auf-
findung des Scheitels 4'' der unteren Parabel haben wir:

$$h' + \frac{a^2}{8h'} = h'' + \frac{a^2}{8h''}, \text{ woraus } h' - h'' = \frac{a^2}{8} \left(\frac{1}{h''} - \frac{1}{h'} \right) = \frac{a^2}{8} \frac{h' - h''}{h'h''}.$$

Dies gibt $h'h'' = a^2 : 8$, was aber nach dem Vorigen $= h_m^2$ ist. Machen wir demnach $2.8 = h_m$, $2.5'$ wie vorhin $= h'$ und ziehen durch 8 zu $8.5'$ eine Normale, so schneidet diese in $2.4''$ die h'' ab. Die Geraden 5.6 , $5'6'$, $5''6''$ schneiden einander auf der Mitte der halben Parabelsehne bei 9; man kann deshalb bei der Verzeichnung auch von diesem Punkte ausgehen, um durch Ziehung der 9.6 , $9.6'$, $9.6''$ und der Normalen zu denselben die Parameterendpunkte $7, 7', 7''$ zu bestimmen. Die Leitlinien der Parabeln liegen um $1/2 c$ vom Scheitel entfernt. Für die Medianparabel ist die Leitlinie L_m , welche die Achse mitten zwischen 4 und 7 kreuzt, eingetragen, ebenso der Brennpunkt F_m , der auf den Halbirungspunkt der h_m fällt und zugleich Mittelpunkt des Kreises $5.6.7.1$ ist.

In unserer Figur ist auch eine Kurve, welche die Werthe von \mathcal{E} darstellt, aufgenommen. Das der h proportionale Glied aus Formel (287) wird durch die Gerade 2.11 , das der h verkehrt proportionale durch die hyperbolische Linie $10'.10.10''$ dargestellt. Die Ordinaten dieser Hyperbel, genommen zur Abszissenachse $2.7\dots$ liefern die den Senkhöhen h als Abszissen entsprechenden Werthe der \mathcal{E} . Die Ordinaten $4'10'$ und $4''10''$ stellen die gleichgrossen Spannungen \mathcal{E}' und \mathcal{E}'' dar, 4.10 die Medianspannung \mathcal{E}_m . Die oben rechts punktirte Hyperbel würde den Druckkräften in einem parabolischen Gewölbe aus gleichen, etwa cylindrischen Elementen entsprechen. Die der Seilkurve analoge Kurve im Gewölbe ist die „Stützlinie“. Auch hier findet bei der Medianhöhe die geringste Beanspruchung, bei geringerer Höhe (Stichbogen) stabiles, bei grösserer unter Umständen labiles Gleichgewicht statt, welches letztere durch angemessene Belastung (Strebepfeiler) und Gewölbstärke in ein stabiles übergeführt werden muss, wie denn überhaupt beim Gewölbe die Verhältnisse verwickelter werden; der Stichbogen von Medianhöhe macht den ruhigsten Eindruck.

Es ist nicht geboten, dem führenden Trum die obere Stelle zu geben, sondern derselbe kann häufig mit Vortheil nach unten verlegt werden, s. Fig. 886. Die Seile streifen einander beim ruhigen Gange nicht, so lange $h_2 - h_1 < 2R$. Treibseile, die im Freien gehen, werden durch starken Wind ins Schwanken gebracht, durch rasche Wechsel der Widerstände auch manchmal in peitschende Bewegung versetzt, weshalb man den Abstand der beiden Seiltrümer nicht zu klein, z. B. nicht unter $\frac{1}{2}m$ nehmen sollte.

§. 293.

Straffes Treibseil.

Die Einsenkungen der Treibseile fallen manchmal unbequem gross aus. In vielen Fällen aber kann an Senkhöhe dadurch erheblich gespart werden, dass man das Seil schärfer anspannt, als wegen Verhütung der Gleitung erforderlich wäre, gleichzeitig indessen dasselbe stark genug, also soviel stärker nimmt, als der Anspannungsvermehrung entspricht. Ein hiernach behandeltes Treibseil möge dem gewöhnlichen gegenüber ein straffes Treibseil genannt, hier sollen die an ihm vorkommenden geänderten Kräfte und Abmessungen durch den Zeiger s von den gewöhnlichen unterschieden werden ($T_s, t_s, \mathfrak{S}_s, \delta_s$ statt $T, t, \mathfrak{S}, \delta$). Wird nun T , welches nach §. 290 nicht kleiner als $2P$ sein darf, von $T = 2P$ auf das m -fache vergrößert gedacht, so wird t_s immer wieder $= T_s - P$, und es kommt:

$$T_s = mT = 2mP, \quad t_s = (2m - 1)P, \quad \frac{t_s}{T_s} = \frac{2m - 1}{2m} \quad (296)$$

Soll nun die Spannung \mathfrak{S}_1 im führenden Trum unverändert bleiben (der Rollen u. s. w. wegen), so geht \mathfrak{S}_2 aus dem Werth $\frac{1}{2}\mathfrak{S}_1$ in

$$\mathfrak{S}_{2s} = \mathfrak{S}_1 \frac{2m - 1}{2m} \quad \dots \quad (297)$$

über. Die Drahtdicke δ , wenn aus (280) berechnet, ist abzuändern auf:

$$\delta_s = \delta \sqrt{m} \quad \dots \quad (298)$$

und, wenn aus (281) oder (282) berechnet auf

$$\delta_s = \delta \sqrt[3]{m} \quad \dots \quad (299)$$

woraus folgende Werthreihe hervorgeht.

$m = \frac{T_s}{T}$	$\frac{T_s}{P}$	$\frac{t_s}{t} = \frac{t_s}{P} = \frac{\mathcal{E}_{2s}}{\mathcal{E}_2}$	$\frac{\mathcal{E}_{2s}}{\mathcal{E}_1} = \frac{t_s}{T_s}$	$\frac{\delta_s}{\delta} = \sqrt{m}$	$\frac{\delta_s}{\delta} = \sqrt[3]{m}$
1,6	3,2	2,2	0,69	1,26	1,17
1,8	3,6	2,6	0,72	1,34	1,22
2,0	4,0	3,0	0,75	1,41	1,26
2,2	4,4	3,4	0,77	1,48	1,30
2,4	4,8	3,8	0,79	1,55	1,34
2,6	5,2	4,2	0,81	1,61	1,38
2,8	5,6	4,6	0,82	1,67	1,41
3,0	6,0	5,0	0,83	1,73	1,44
3,2	6,4	5,4	0,84	1,79	1,47
3,4	6,8	5,8	0,85	1,84	1,50
3,6	7,2	6,2	0,86	1,90	1,53
3,8	7,6	6,6	0,87	1,95	1,56
4,0	8,0	7,0	0,88	2,00	1,59
4,2	8,4	7,4	0,88	2,05	1,61
4,4	8,8	7,8	0,89	2,10	1,64
4,6	9,2	8,2	0,89	2,14	1,66
4,8	9,6	8,6	0,90	2,19	1,69
5,0	10,0	9,0	0,90	2,24	1,71

Das straffe Treibseil eignet sich namentlich da, wo geringe Kräfte zu übertragen sind und findet viel Anwendung.

Beispiel. Gefordert von einem Seiltrieb $N = 5,5$ bei $n = 100$, $a = 180$ m; es soll versucht werden, diesen Abstand mit einer einzigen Kurve zu überschreiten. Wählt man $\mathcal{E}_1 = 10$, $s = 8$, so ist $(s : \mathcal{E}_1) (N : n) = 0,8 \cdot 0,055 = 0,044$ und wäre, wenn $i = 36$, nach (282) $\delta = 5,67 \sqrt[3]{0,044} : 36 = 0,606 \sim 0,6$ mm zu machen. Zugleich käme nach (290) $h_1 \sim 0,00114 \cdot 180^2 : 10 = 3,69$ und $h_2 \sim 7,38$ m, $h_2 - h_1 = 3,69$ m. Gemäss (279) hätte man für R den Werth $1250 \delta = 1250 \cdot 0,6 = 750$ mm oder $0,75$ m; somit wäre, da $h_2 - h_1 > 2R$, Oberlage des geführten Seiltrums unstatthaft und es müssten die Rollenachsen um mehr als $R + h_2$, d. i. $8,13$ m über dem Boden liegen. — Wir wenden aber nun straffes Seiltrieb an, indem wir die Drähte 1 mm statt 0,6 mm dick nehmen. Dies entspricht $\delta_s : \delta = 1,67$ und somit nach vorstehender Tabelle Zeile 16 dem Werthe $\mathcal{E}_{2s} = 0,89$ $\mathcal{E}_1 = 0,89 \cdot 10 = 8,9$, also $h_{2s} = 0,00114 \cdot 180^2 : 8,9 = 4,15$ m, $h_{2s} - h_1 = 4,15 - 3,69 = 0,46$ m; ferner $R = 1250 \delta_s = 1250 \cdot 1 = 1,25$ m, sonach Oberlage des geführten Seiltrums sehr wohl anwendbar. Die grösste Einsenkung kommt der Ruhelage zu, für welche h_{0s} nach (295) $= 3,88$ m wird, was eine Höhenlage der Achsen von etwas mehr als 3,88

+ 1,25 oder 5,13 m, 3 m weniger als oben, erforderlich machen würde. Fig. 887 stellt die Höhenverhältnisse für beide berechneten Fälle im dreifachen Maassstabe der Längen dar.

Das Beispiel zeigt, dass es sich bei weitgespannten Treibseilen von geringer Arbeitsstärke empfiehlt, Drähte unter 1 mm Dicke nicht zu verwenden, um kleine Einsenkungen zu erzielen; vergl. indessen §. 301, wo Ausnahmen besprochen werden.

§. 294.

Dickes Treibseil bei kleinem Rollenstande.

Wenn der Rollenstand klein ist, so muss vor allem darauf gesehen werden, dass die Seilseinkungen gross ausfallen, damit das Seil sich gut aufliegen lässt. Man wähle zu diesem Ende die Spannung \mathcal{E}_1 sehr klein und zwar verfähre man so, dass man eine Seilseinkung von gewünschter Grösse annimmt und die dafür geeignete Spannung ermittelt, was nach Formel (287) leicht geschehen kann. Das Verfahren im Uebrigen ist das alte. Für nicht zu grosse Arbeitsstärken lässt sich auf diese Weise der Seiltrieb für ziemlich kleine Rollenstände noch gut verwirklichen.

Beispiel. Ein Seiltrieb soll 5 PS bei 150 minutlichen Umdrehungen 20 m weit leiten und dabei im führenden Seiltrum noch 1 m Senkung zeigen. Dann ist nach (287) zu nehmen $\mathcal{E}_1 = 0,0091 (1 + 20^2 : 8) = 0,0091 \cdot 51 = 0,4645 \sim 0,45$. Es soll Eisendraht verwendet und $\mathcal{E}_1 + s$ wieder wie bisher = 18, d. i. $s = 18 - 0,45 = 17,55$ gemacht werden, sodann das Seil ein 36er sein. Dann liefert Formel (282) $\delta = 5,67 \sqrt[3]{(1:36)(17,55:0,45)} (5:150) = 5,67 \cdot 0,314 = 1,8$ mm. Nun kommt nach (279) $R = 10\,000 \cdot 1,8 : 17,55 = 1026 \sim 1050$ mm, was beides ganz annehmbar ist; v kommt $\sim 16,5$ m.

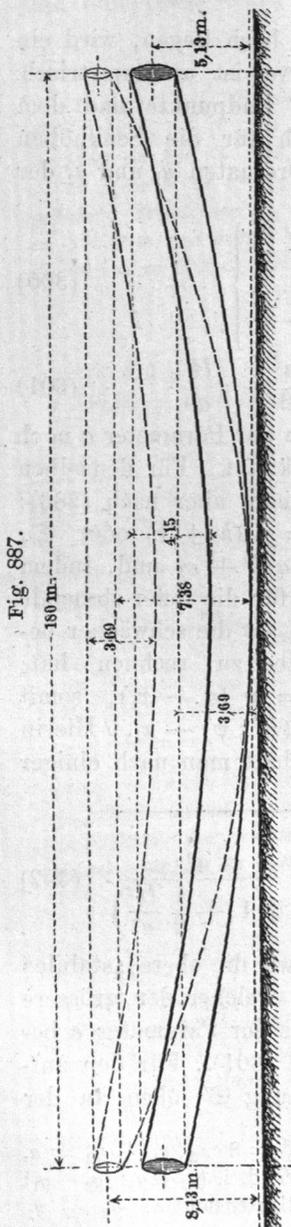


Fig. 887.

§. 295.

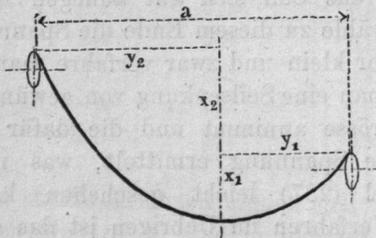
Der schiefe Seiltrieb.

Ein Seiltrieb, dessen Rollen ungleich hoch liegen, wird ein schiefer Seiltrieb genannt; seine Seilcurve ist unsymmetrisch. Beim Abstand a der Lothe durch deren Endpunkte und dem Höhenunterschied H derselben ergibt sich für die Senkhöhen $h' = x_1$ und $h'' = x_2$, Fig. 888, und die Ordinaten y_1 und y_2 der beiden Kurvenschenkel*):

$$\left. \begin{aligned} x_1 = h' &= \frac{a^2}{8c} + \frac{c}{2} \frac{H^2}{a^2} - \frac{H}{2} \\ x_2 = h'' &= \frac{a^2}{8c} + \frac{c}{2} \frac{H^2}{a^2} + \frac{H}{2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (300)$$

und
$$y_1 = \frac{a}{2} - c \frac{H}{a}, \quad y_2 = \frac{a}{2} + c \frac{H}{a} \dots \dots (301)$$

Fig. 888.



worin der Parameter c noch unbekannt. Für denselben hat man aber nach (286): $K = p(h+c)$ oder $\mathfrak{S}q = \psi q(h+c)$ und, indem man für die tiefer stehende Rolle als die schwächer belastete zu rechnen hat: $\mathfrak{S}' = \psi(c+x_1)$, somit $c = (\mathfrak{S}' : \psi) - x_1$. Hierin

den Werth für x_1 aus (300) einsetzend, erhält man nach einiger Umformung:

$$c = \frac{\frac{\mathfrak{S}'}{\psi} + \frac{H}{2}}{2 + \frac{H^2}{a^2}} + \sqrt{\left(\frac{\frac{\mathfrak{S}'}{\psi} + \frac{H}{2}}{2 + \frac{H^2}{a^2}}\right)^2 - \frac{a^2}{8\left(1 + \frac{1}{2} \frac{H^2}{a^2}\right)}} \quad (302)$$

Das Pluszeichen vor der \sqrt gilt, weil wir die obere „stabile“ Parabel (aus Fig. 884) zu wählen haben, welcher der grössere der beiden Parameter zukommt. Ist hieraus der Parameter c bestimmt, so folgen x_1 und y_1 aus (300) und (301). Für den aufsteigenden Kurvenast ist noch die Spannung \mathfrak{S}'' oben an der

*) Aus folgender Betrachtung: $y_1^2 = 2cx$, $y_2^2 = 2cx_2$, $y_1 + y_2 = a$, $x_2 - x_1 = H$, woraus $y_2^2 - y_1^2 = 2c(x_2 - x_1) = 2cH$, d. i. $(y_2 + y_1)(y_2 - y_1) = 2cH$; somit gemäss dem Werthe der Ordinaten summe: $y_2 - y_1 = 2cH : a$ u. s. w.

Rolle zu suchen. Sie beträgt $\mathfrak{S}'' = \psi (c + x_2)$. Hiervon \mathfrak{S}' mit $\psi (c + x_1)$ abgezogen, kommt:

$$\mathfrak{S}'' = \mathfrak{S} + \psi (x_2 - x_1) = \mathfrak{S}' + \psi H \quad \dots (303)$$

und numerisch wegen $\psi = 0,0091$:

$$\mathfrak{S}'' = \mathfrak{S}' + \frac{H}{110} \quad \dots \dots \dots (304)$$

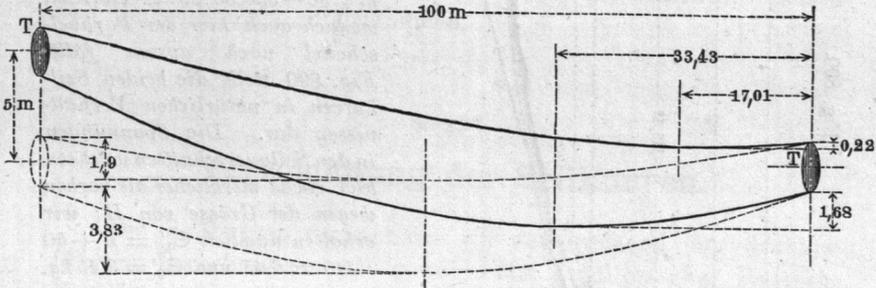
1. Beispiel. Es sei $a = 100 \text{ m}$, $\mathfrak{S}_1' = 6$, so käme zunächst, wenn $H = 0$ wäre, $c = (6 \cdot 110 + 0) : 2 + \sqrt{330^2 - (100^2 : 8)} = 330 + \sqrt{108\,900 - 1250} = 330 + 328,1 = 658,1 \text{ m}$. Hiermit erhielte man aus (300) $x_1 = x_2 = h_1 = a^2 : 8c = 10\,000 : 8 \cdot 658,1 = 1,899 \sim 1,9 \text{ m}$. Für das geführte Trum, wo $\mathfrak{S}_2' = 3$, erhielte man $c = 165 + \sqrt{27225 - 1250} = 326,17 \text{ m}$ und damit $h_2 = 1000 : 8 \cdot 326,17 = 3,83 \text{ m}$. Es sei nun aber $H = 5 \text{ m} = 0,05 a$. Dann erhält man:

a) Für das führende Trum:

$$c = (6 \cdot 110 + 2,5) : (2 + 0,05^2) + \sqrt{(662,5 : 2,0025)^2 - 100^2 : 8 (1 + 0,00125)}$$

$$= 330,84 + \sqrt{109\,452,46 - 1248,44} = 330,84 + 328,94 = 659,78 \text{ m, also}$$

Fig. 889.



wenig mehr als bei $H = 0$; die Senkung h_1' wird $= 100^2 : (8 \cdot 659,78) + 329,88 \cdot 0,0025 - 2,5 = 1,894 + 0,825 - 2,5 = 0,219 \text{ m}$, und $h_1'' = h' + 5 = 5,219 \text{ m}$; der Scheitelabstand y_1 wird dabei $= (100 : 2) - (659,78 : 20) = 50 - 32,989 = 17,01 \text{ m}$.

b) Für das geführte Trum:

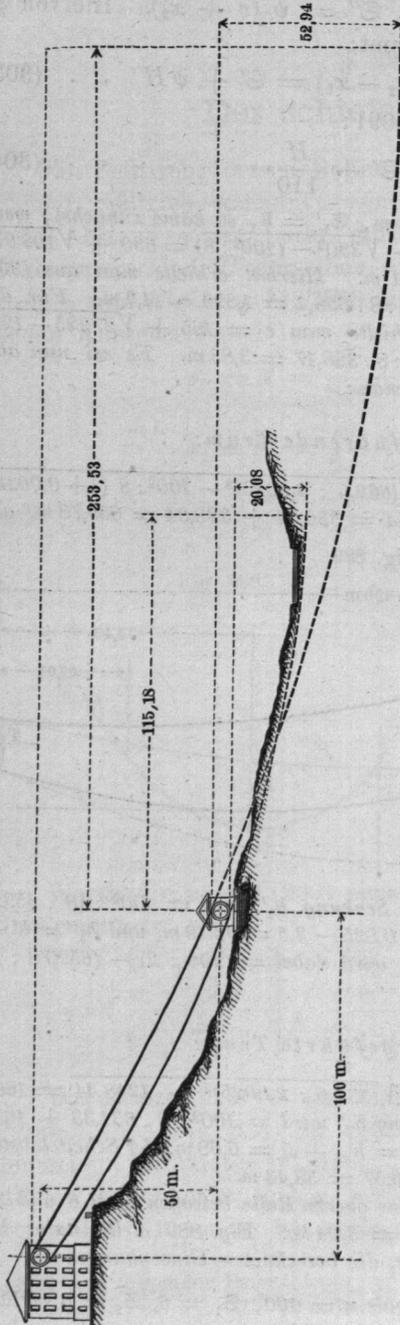
$$c = (3 \cdot 110 + 2,5) : 2,0025 + \sqrt{(332,5 : 2,0025)^2 - 1248,44} = 166,04 + 165,29 = 331,33 \text{ m};$$

die Senkung h_2' wird $= 100^2 : 8 \cdot 331,33 + 165,67 \cdot 0,0025 - 2,5 = 1,68 \text{ m}$, wo $h_2'' = h_2' + 5 = 6,68 \text{ m}$, der Scheitelabstand $y_1 = 50 - 331,33 \cdot 0,05 = 50 - 16,57 = 33,43 \text{ m}$.

Die Spannungen im Seil an der oberen Rolle betragen statt 6 und 3 kg $6 + \frac{5}{110} = 6,04$ und $3 + \frac{5}{110} = 3,04 \text{ kg}$. Fig. 889 stellt, unter Verdreifachung der Höhenverhältnisse, die berechneten Einsenkungen dar.

2. Beispiel. Es sei abermals $a = 100$, $\mathfrak{S}_1 = 6$, $\mathfrak{S}_2 = 3$ verlangt, nun aber $H = 50 \text{ m}$, so erhält man was folgt.

Fig. 890.



a) Für das führende Trum:

$$c = (6 \cdot 110 + 25) : 2,25 + \sqrt{(685 \cdot 4 : 9)^2 - 1250 : 1,125}$$

$$= 304,44 + \sqrt{92686,15 - 1111,11}$$

$$= 304,44 + 302,61 = 607,05;$$

sodann $h_1' = x_1 = 1250 : 607,05 + 303,53 \cdot 0,25 - 0,5 \cdot 50 = 2,06 + 75,88 - 25 = 52,94$ m mit dem Scheitelabstand $y_1 = 50 - 607,05 \cdot 0,5 = 50 - 303,53 = -253,53$ m; der Parabelscheitel fällt ausserhalb des Rollenzwischenraums.

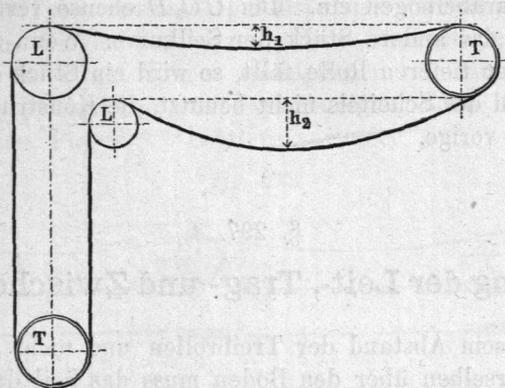
b) Für das geführte Trum:

$$c = (3 \cdot 110 + 25) : 2,25 + \sqrt{(355 \cdot 4 : 9)^2 - 1111,11} = 157,78 + 172,58 = 330,36$$
 m. Hiermit kommt $h_2' = x_1 = 1250 : 330,36 + 165,18 \cdot 0,25 - 25 = 3,78 + 41,30 - 25 = 20,08$ m und $y_1 = 50 - 330,36 \cdot 0,5 = -115,18$ m, wonach auch hier der Parabelscheitel nach aussen fällt. Fig. 890 stellt die beiden Seilkurven in natürlichen Verhältnissen dar. Die Spannungen in den Seilquerschnitten wachsen hier etwas merklicher als vorhin wegen der Grösse von H ; wir erhalten nämlich $\mathcal{E}_1' = 6 + 50 : 110 = 6,45$ und $\mathcal{E}_2' = 3,45$ kg.

Die oberste Grenze für den schiefen Seiltrieb ist diejenige, bei welcher die Seilträger senkrecht (die Parameter der Parabeln ∞ gross) werden. Beim senkrechten Seiltrieb kann durch die Seilsenkung die erforderliche Anspannung nicht erzielt werden, sondern sind die Rollenlager mit anderen Mitteln (Federn, Gewichten u. s. w.) entsprechend auseinander zu spannen.

Durch Zuhilfenahme von Leitrollen kann man aber, wie Fig. 891 andeutet, einen geraden oder auch einen schiefen Seiltrieb mit

Fig. 891.



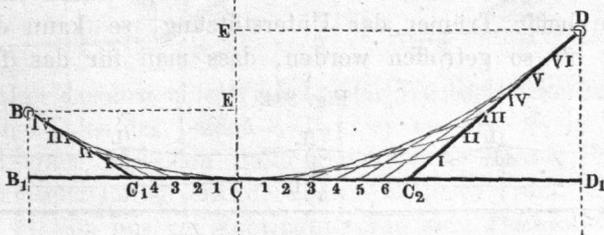
dem senkrechten verbinden und hat dann für diesen die passenden Seilseukungen zu bestimmen.

§. 296.

Verzeichnung der Seilkurven.

Die Seilkurven verzeichnen wir entsprechend den durchgeführten Berechnungen als gewöhnliche (apollonische) Parabeln. Nachdem man, Fig. 892, den Scheitel C eines Seiltrums BCD bestimmt hat, halbire man die beiden Abschnitte B_1C und D_1C

Fig. 892.



der horizontalen Scheiteltangente B_1D_1 in C_1 und C_2 , ziehe BC_1 und DC_2 , so geben zunächst diese beiden Linien die Richtungen des Seiles in den Aufhängepunkten B und D an.

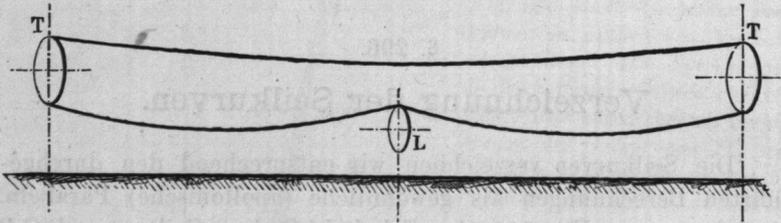
Hierauf theile man CC_1 in gleiche Stücke $C, 1, 2, 3 \dots$ und die C_1B in ebensoviele gleiche Stücke $C_1 I, II, III \dots$, und ziehe 1 I, 2 II, 3 III u. s. w., so hüllen diese als Tangenten den gesuchten Parabelbogen ein. Bei CC_2D ebenso verfahren, bestimmt man das andere Stück der Seilcurve. Wenn der Scheitel C jenseits der tieferen Rolle fällt, so wird ein Stück der Parabel in der Gegend des Scheitels nicht benutzt, die Konstruktion bleibt indessen die vorige.

§. 297.

Anordnung der Leit-, Trag- und Zwischenrollen.

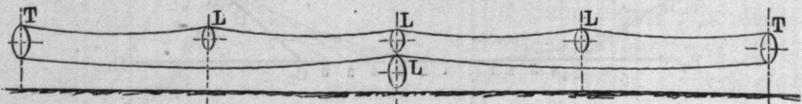
Bei grossem Abstand der Treibrollen und nicht ausreichender Höhe derselben über den Boden muss das Seil durch Rollen unterstützt werden; unter Umständen nur im geführten Trum, s. Fig. 893, während man das führende Trum frei gehen lassen kann. Einen zwischen zwei aufeinander folgende Rollen eines

Fig. 893.



Seiltriebs fallenden Theil desselben wollen wir eine Strecke des Seiltriebs nennen; somit geht hier das führende Seil in einer, das geführte in zwei Strecken vom Anfangs- zum Endpunkt. Bedürfen beide Trümer der Unterstützung, so kann die Einrichtung oft so getroffen werden, dass man für das führende

Fig. 894.

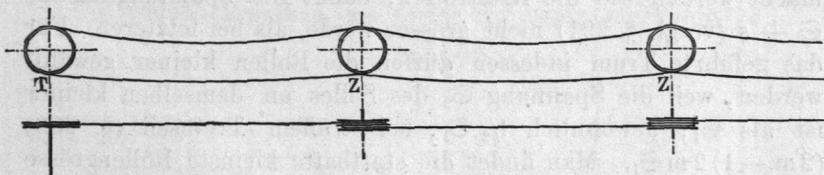


Trum halb so viel Stützpunkte oder doppelt so lange Strecken einrichtet, als für das geführte, s. Fig. 894. Man nennt die hier zur Anwendung kommenden Leitrollen, weil sie nur zu tragen, nicht abzulenken haben, Tragrollen und die an den Tragpunkten

anzubringenden Aufbauten mit entsprechend gelagerten Rollen Tragstationen. Der letzt dargestellte Seiltrieb hat danach drei Tragstationen, zwei einfache und eine doppelte oder zweirollige, das führende Trum zwei, das geführte vier Strecken.

Ingenieur Ziegler hat eine andere Einrichtung eingeführt, welche er in einer Reihe vorzüglicher Ausführungen verwirklicht hat, diejenige mit zweikimmigen oder zweispurigen Zwischenrollen, Fig. 895. Letztere vertreten jede zwei einzelne

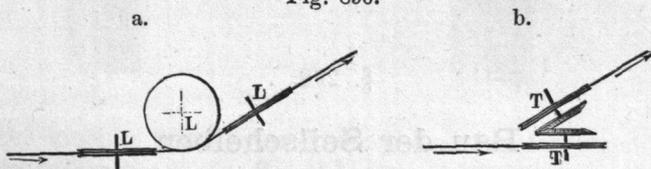
Fig. 895.



Treibrollen und zerlegen im Grunde den Seiltrieb in mehrere aufeinanderfolgende; jeder Strecke entspricht ein Seiltrieb. Am besten ist es dabei, die Strecken gleich lang zu machen, damit jederzeit ein schon zusammengesplissenes Vorrathsseil für ein etwa schadhaft gewordenes Treibseil eingelegt werden kann.

Man sucht im allgemeinen darauf zu halten, dass der Seiltrieb in gerader Grundrisslinie angelegt wird und muss auch mit Sorgfalt die aufeinanderfolgenden Rollen in eine gemeinschaftliche Ebene legen. Lässt sich aber der ganze Zug nicht geradlinig führen, so gibt man der Grundrisslinie einen Bruch

Fig. 896.



und schaltet daselbst eine Winkel- oder Wechselstation ein. Man kann dabei jedes der beiden Seiltrümer mittelst zweier stehenden und einer liegenden Rolle um die Ecke führen, Fig. 896 a, was aber sechs Rollen erfordert, drei für jedes Trum. Einfacher fällt die Station aus bei Anbringung von zwei Treibrollen, deren Achsen durch Winkelräder gekuppelt sind, Fig. 896 b.

In manchen Fällen ist es erwünscht oder erforderlich, von einer Station aus mittelst Triebwellen oder eines Nebenseiltriebs Kraft seitlich abzugeben, was unter Anwendung von Winkelrädern

und zugehörigen Wellen geschehen kann und vielfach geschieht. Eine derartig eingerichtete Station heisst wegen der Theilung der zugeleiteten Kraft eine Theilstation oder ein Theilstock.

Was die Grösse der Leit-, Trag- und Zwischenrollen betrifft, so ist hervorzuheben, dass mit dieser nicht gespart werden sollte. Manche Drahtseiltriebe haben raschen Seilverschleiss, weil man sich nicht hat entschliessen wollen, genügend grosse Tragrollen anzuwenden. Die Stationsrollen für das führende Trum müssen unter allen Umständen so gross gemacht werden wie die Kraftrollen, damit die Spannungssumme $\mathcal{E} + s$ (vergl. §. 291) nicht grösser werde, als bei letzteren. Für das geführte Trum indessen dürfen die Rollen kleiner gewählt werden, weil die Spannung \mathcal{E}_2 des Seiles an demselben kleiner ist als \mathcal{E}_1 , gewöhnlich $\frac{1}{2} \mathcal{E}_1$, bei straffem Treibseil (§. 289) $(2m - 1) 2m \mathcal{E}_1$. Man findet die statthafte kleinste Rollengrösse R_2 aus (279) und der Tabelle §. 291.

1. *Beispiel.* Gewöhnlicher Drahtseiltrieb mit $\mathcal{E}_1 = 6$, $\mathcal{E}_2 = 3$. Die Drahtdicke sei 1,5 mm, das Material Eisen, so erhält man für die kleinste Grösse des Treibrollenhalbmessers nach der genannten Tabelle: $R = 833 \cdot 1,5 \sim 1250$ mm, und für die Tragrollen $R_2 = 666 \cdot 1,5 \sim 1000$ mm.

2. *Beispiel.* Für ein Treibseil sei $\delta = 1$, $\mathcal{E}_1 = 4$, $\mathcal{E}_2 = 2$, Material wieder Eisen, so kommt $R = 714$, $R_2 = 625$ mm.

3. *Beispiel.* Das Treibseil sei ein straffes und $m = 3$, so wird bei $\delta = 1,5$ und $\mathcal{E}_1 = 6$ die Spannung $\mathcal{E}_2 = \mathcal{E}_1 (2 \cdot 3 - 1) : 6 = 5$ und deshalb R wie vorhin $= 1250$, $R_2 = 769 \cdot 1,5$, d. i. 1153 mm, was aber einen zu geringen Unterschied zwischen Treib- und Tragrollengrösse ergibt, als dass er von erheblichem praktischen Werth wäre.

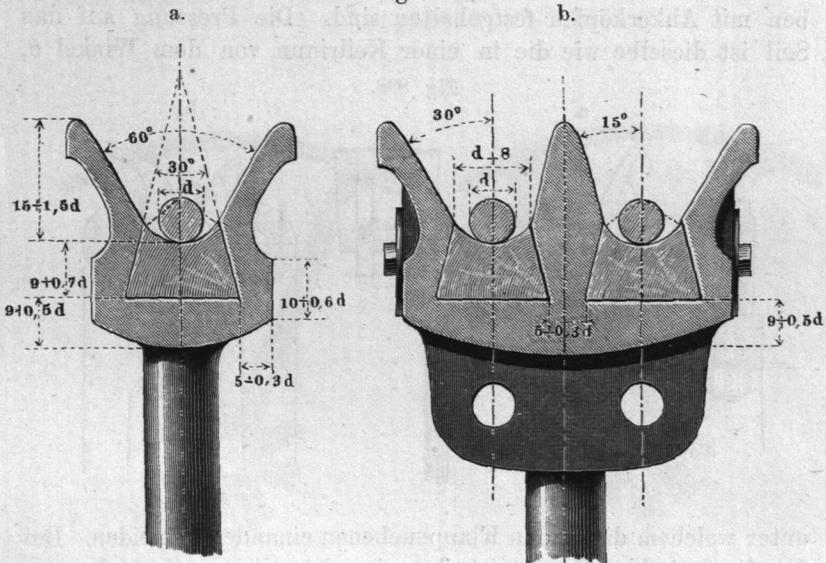
§. 298.

Bau der Seilscheiben.

Die Treibseile auf der nackten eisernen Kimme laufen zu lassen, geht wegen der Kleinheit des Koëffizienten der Reibung von Eisen auf Eisen nicht an. Man griff deshalb früh zur Besetzung des Rollenkranzes mit einem weichen Stoff. Nachdem man anfänglich hölzerne Rollenfelgen mit Längsbesatz aus Leder oder Guttapertscha u. s. w. angewandt, hat man sich durch grosse Praxis überzeugt, dass zunächst eiserne, genau abgedrehte Rollenkränze fraglos vorzuziehen sind und dass der beste Besatz der aus Lederabschnitten, welche in der Achsenebene stehen —

stehender Lederbesatz — sei*). Fig. 897 a einfacher, b doppelter gusseiserner Rollenkranz. Die Ränder der einfachen Kimme sind um 30° gegen die Mittelebene des Rades geneigt. Bei der Doppelkimme liefert diese Neigung ein sehr schweres Mitteltheil, weshalb hier (entsprechend vielen erprobten Ausführungen) die Mittelrippe steiler, nämlich mit nur 15° Neigung angegeben ist. Die Verhältnisszahlen beziehen sich auf die Seildicke d , wobei $d=10$ als kleinstes Maass vorausgesetzt ist. Der Flächendruck p zwischen Seil und Besatz lässt sich aus (274) berechnen. Er ergibt sich z. B. bei $i=36$, $R:\delta=1000$, $\mathfrak{C}=6$ zu $2.6.8\delta:1000\delta=0,096 \sim 1/10$, welche Pressung das Leder gut vertragen kann.

Fig. 897.



Die inneren Ränder der Kimmen sind unterschritten, damit die Zentrifugalkraft die Besatzstücke nicht hinauszuschleudern vermag. Man fertigt die Lederbesatzstücke aus altem durchgefettetem Riemenleder, oder hat, wenn neues Leder benutzt werden soll, dasselbe durch Kochen in Fischthran gehörig einzufetten. Die trapezförmig ausgeschnittenen Lederstücke werden mit einem Stemmholz fest in die Kimme eingetrieben und der zuletzt ver-

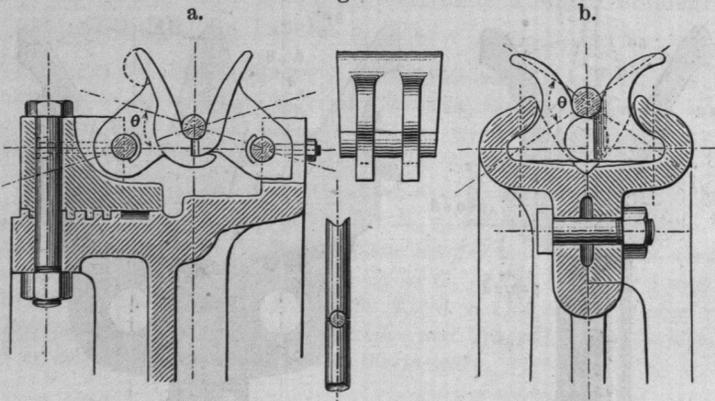
*) Vergl. D. H. Ziegler, „Erfahrungsergebnisse über Betrieb und Instandhaltung des Drahtseiltriebs“, Winterthur, Westfaling, 1871.

bleibende Raum, in welchem das Stemmen nicht mehr angeht, mit Guttapertscha vollgeschlagen, darauf der Besatz abgedreht.

Die Seilscheiben der Fördermaschinen, welche nur Tragrollen sind, hat man früher bei uns gar nicht besetzt, sondern das Seil auf dem glatten Eisen laufen lassen; mehr und mehr führt man aber jetzt Besetzung ein. Besatz aus vulkanisirtem Kautschuk hat man in Amerika fast durchweg eingeführt und sehr bewährt gefunden.

Die von Fowler erfundene Greifer- oder Greiftrommel, Klappentrommel (vergl. Fig. 794 c) hat einen Kranz von der in Fig. 898a dargestellten Konstruktion. Die Klappen sind um eiserne Bolzen drehbar gemacht, welche in würfelförmigen Knaggen durch Schrauben mit Ankerköpfen festgehalten sind. Die Pressung auf das Seil ist dieselbe wie die in einer Keilrinne von dem Winkel θ ,

Fig. 898.



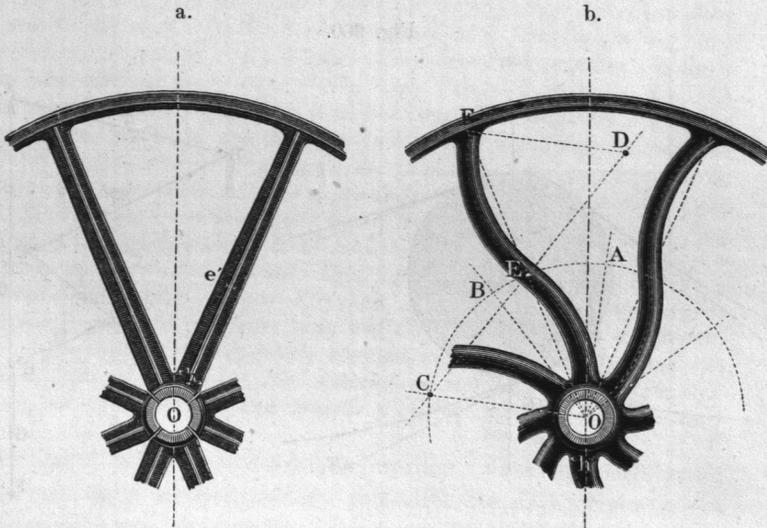
unter welchem die beiden Klappenebenen einander schneiden. Bei der Fowler'schen Bauart ist der eine der Klappenringe beweglich, und zwar auf Gewinde gesetzt, um dem andern genähert werden zu können, wenn die Abnützung der Greifer oder die Verdünnung des Seiles es erheischt. Ist die Rollenachse stehend anzubringen, so erhalten die unteren Klappen einen (durch Punktirung in unserer Figur angedeuteten) Beschwerungswulst am äusseren Rande. Fig. 898 b zeigt die amerikanische Form der Greiftrommel, welche ungleich einfacher herzustellen ist als die englische. Statt der Bolzen sind Halbzapfen benutzt (§. 95), die Klappen der einen und anderen Seite nicht verschieden modellirt. Der Keilwinkel θ findet sich dabei nicht so klein gemacht, als bei der Fowler'schen Trommel geschieht.

Der Radkörper der Seilscheibe wird gewöhnlich der Felge gleich aus Gusseisen hergestellt; doch hat man bei Trag- und Zwischenrollen auch eingegossene schmiedeiserne Speichen angewandt (vergl. Fig. 901). Grössere gusseiserne Scheiben werden zweitheilig hergestellt, schon weil sie anders zu schwierig zu transportiren sind. Eine brauchbare Anzahl \mathfrak{A} der Speichen erhält man, wenn man nimmt:

$$\mathfrak{A} = 4 + \frac{1}{40} \frac{R}{d} \dots \dots \dots (305)$$

Die gusseisernen Speichen erhalten kreuzförmigen oder ovalen Querschnitt, für dessen Höhe h in der Rollenmitte man in beiden Fällen nehme:

Fig. 899.



$$h = 4d + \frac{1}{4} \frac{R}{\mathfrak{A}} \dots \dots \dots (306)$$

Beim Kreuzquerschnitt wird die Rippendicke $e = \frac{1}{5}h$, die Dicke e' der Nebenrippe $= \frac{2}{3}e$ genommen; der ovale Querschnitt erhält wie bei den Riemscheibenspeichen an jeder Stelle die halbe Höhe zur Breite. Nach aussen wird die Speichenhöhe bis auf $\frac{2}{3}$ der Höhe in der Radmitte verjüngt.

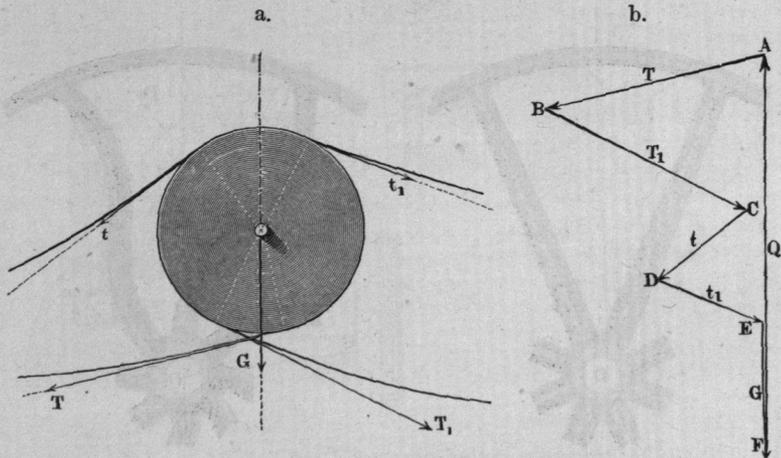
Die Speichen mit Kreuzquerschnitt werden in der Regel gerade, die mit ovalem gerne gebogen ausgeführt, siehe Fig. b. Zur Auffindung einer guten (zweifachen) Armkrümmung beschreibe man zuerst mit $OA = \frac{1}{2}R$ einen Kreis aus der

Rollenmitte, trage auf demselben die Speichentheilung AB auf und mache $AE = \frac{2}{3} AB$, ziehe sodann OC .. normal AO und ermittle den Krümmungsmittelpunkt C durch Errichtung einer Senkrechten auf der Mitte von OE . Der zweite Krümmungshalbmesser DE wird dem ersten gleich gemacht.

Die Nabe der eintrumigen Seilscheibe ist bei Anwendung gerader Speichen mit Fugen zu giessen, s. Fig. 899 a, die durch Füllstücke geschlossen und durch Zwingringe festschliessend gemacht werden. Wegen der getheilten Naben siehe §. 283, wo auch die Wanddickenbestimmung.

Den Zapfen der einfachen Trag- und Zwischenrollenachsen gibt man den Abstand $\frac{1}{5} R$ bis $\frac{1}{2} R$. Ihre Belastung geschieht durch das Rollengewicht und die durch die Achse gehenden

Fig. 900.



Komponenten der Seilkräfte, die man leicht zeichnerisch zusammensetzen kann, siehe Fig. 900.

Das Rollengewicht G hängt so sehr von selbst kleinen Unterschieden in den Wand- und Armdicken ab, dass eine allgemeine Formel nur ungenaue Ergebnisse liefert und deshalb hier nicht gegeben wird. Einige Beispiele aus der Praxis seien angeführt.

1. *Beispiel.* An dem von Rieter & Co. ausgeführten Drahtseiltrieb an der hohen Mark bei Oberursel (unweit Frankfurt a. M.) sind 12armige 3750 mm hohe gusseiserne Scheiben mit geraden Speichen von ovalem Querschnitt angewandt; die einspurigen Endscheiben wiegen 1148 kg, die zweispurigen Zwischenrollen ~ 1264 kg (Drahtzahl $i = 36$, Drahtdicke $\delta = 1,75$ mm).

2. Beispiel. Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft liefert Tragrollen mit schmiedeisernen Stangenarmen, wie Fig. 901 andeutet, von folgenden Gewichten G:

R = 500 600 700 800 900 1000 1250 1500 1750
 G = 80 96 112—140 128—156 144—176 144—230 240—285 340 400

Hiernach sind die Belastungen der Rollenzapfen nicht gross. Man kann hieraus den wichtigen Vortheil ziehen, den Zapfen grosse Längenverhältnisse und damit kleine Flächendrucke zu geben, wobei alsdann gusseiserne Schalen in gelenkigen Lagern (§. 116) zu benutzen wären, welche durch Selbstöler leicht in gutem Zustande zu erhalten sind. In vielen Fällen empfiehlt es sich, die Rollennachsen aus Kernstahl*) herzustellen, um die Zapfendicken bei vollster Sicherheit der Konstruktion auf ein ganz kleines Maass zu bringen.

3. Beispiel. Die im ersten Beispiele angeführten Zwischenrollen üben gemäss den nach Fig. 900 b zusammengesetzten Belastungen auf ihre (schmiedeisernen) Zapfen einen Gesamtdruck von 1380, auf den einzelnen Zapfen also 690 kg aus. Dies ergäbe nach Tabelle §. 91 bei $l:d = 1,5$ nur die Zapfendicke $d = 30$ mm. Man hat ihnen aber thatsächlich 95 mm Dicke gegeben, wohl um den Flächendruck p auf die Schalengrundfläche thunlichst herabzuziehen und dadurch die Schmierhaltung zu sichern. In der That ergibt sich bei $l = 120$, wie angewandt ist, $p = 690 : 95 \cdot 120 \sim \frac{1}{16}$ kg (vergl. S. 272 Anm.). Wählten wir unter Benutzung von Formel (89) $l:d = 4$ und S wie gewöhnlich $= 6$, so erhielten wir $d = \sqrt{16 \cdot 4 \cdot 690 : 6\pi} = 48,43 \sim 50$, $l = 4d = 200$ mm. Dies liefert $p = 690 : 50 \cdot 200 = 1:14,5$, was bereits sehr günstig wegen Kleinheit des Werthes ist; dabei würde zudem das Moment der Zapfenreibung auf rund die Hälfte des stattfindenden herabgehen (Zapfen und Schale könnten so, wie in Fig. 324 und 25 angegeben, gebaut werden). Bei Anwendung von Kernstahl könnte man $d = 30$, $l = 240$ nehmen und erhielte $p \sim \frac{1}{10}$, den Effektverlust nur etwa $= \frac{1}{4}$ des obigen.

Es muss noch hervorgehoben werden, dass die Erfahrung gezeigt hat, dass die Seilscheiben mit aller Sorgfalt ausgewuchtet (ausbalancirt) werden müssen, damit ein ungleichförmiger, den Betrieb schädigender Gang derselben verhütet werde.

§. 299.

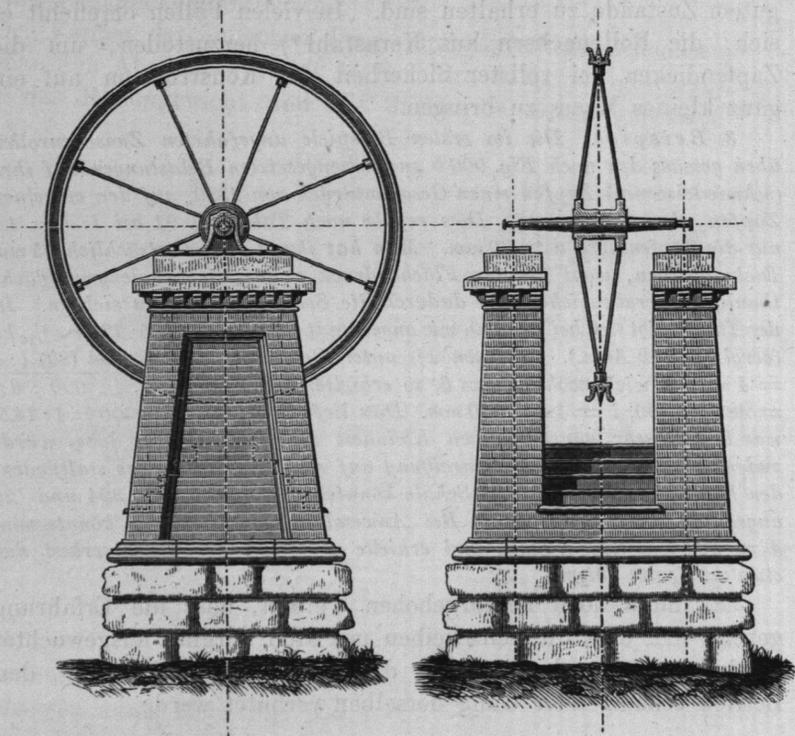
Bau der Stationspfeiler.

Die ausserordentliche Höhe der spezifischen Leistung des Drahtseiltriebs hat, wie schon gesagt, dahin geführt, denselben zur Ueber-

*) Kernstahl von Mannesmann in Remscheid, glasharter Gussstahlkörper mit weichem Schmiedeisenkern, welche Materialverwendung mit grossem Vortheil u. a. für Lokomotivtheile in Aufnahme kommt.

tragung grosser Kräfte auf sehr weite Entfernungen zu benutzen, das Arbeitsvermögen von Wassergefällen weithin an die Stellen zu leiten, wo es nutzbar gemacht werden soll, dasselbe an verschiedene Abnehmer und Anlagen zu vertheilen und auf diese Weise die mechanische Naturkraft sogar gemeinnützig zu verwerthen. Bei aller Einfachheit des Systems bereiten indessen fernleitende Seiltriebe gewisse Schwierigkeiten wegen der Stationspfeiler; jedenfalls gehört der Bau der letzteren zu den wichtig-

Fig. 901.



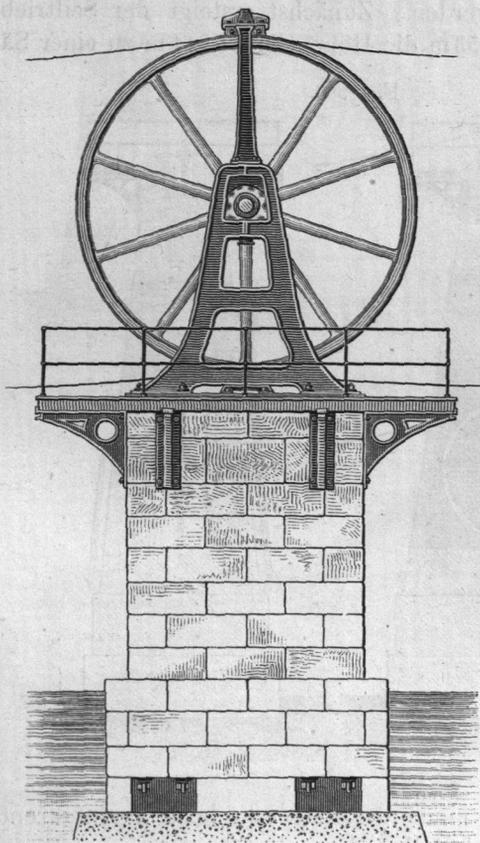
sten Theilen des Ganzen, weshalb hier noch Angaben darüber gemacht werden sollen*). Hierbei kann wesentlich auf gute Ausführungen verwiesen werden.

Fig. 901 stellt einen gemauerten Stationspfeiler für eine Zwischenstation dar. Es ist Ziegelmauerwerk auf Bruchstein-

*) Vergl. D. H. Ziegler: „Grosse Turbinen und Drahtseiltransmissionsanlagen, entworfen und ausgeführt von Joh. Jak. Rieter & Co. in Winterthur (Schweiz), 1876 (nicht im Buchhandel).“

unterbau angenommen; ähnlich gebaut, nur etwas einfacher, sind die Pfeiler des im vorigen §. angeführten Seiltriebs von Oberursel, betrieben seit 1858, welcher 104 PS auf 966 m Entfernung überträgt; er ist in acht gleiche Strecken geteilt, hat also zwei End- und sieben Zwischenstationen; Streckenlänge $966 : 8 = 120,75$ m, $R = 1875$, $n = 114,5$, $v = 22,37$, $\delta = 1,75$, $i = 36$; Höhenunterschied zwischen den Endpunkten 44,406 m.

Fig. 902.



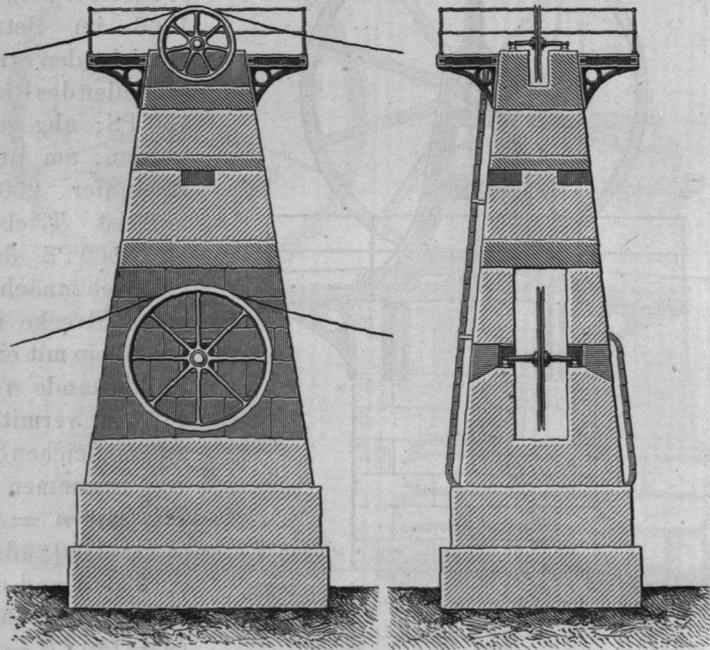
Die Anlage der Wasserwerksgesellschaft in Schaffhausen (erbaut von J. J. Rieter & Co.), seit 1866 im Betrieb, entzieht den Stromschnellen des Rheins 760 PS; abgegeben werden: am linken Rheinufer 200 PS mittelst Triebwellen, 560 PS durch Seiltrieb zunächst in einer Strecke über den Rhein mit einem Rollenstande a von 117,6 m, vermittelt zweier gleichen Seile von zusammen 530 PS (mit $n = 180$ $R = 2250$, also $v = 23,56$) und eines dritten von 30 PS ($n = 180$, $R = 900$) und von der daselbst aufgestellten Wechsel- und Theilstation

etwa 480 PS rheinaufwärts in drei Hauptstrecken von den Längen 115,2, 101,4 und 138,9 m. Drahtzahl bei den schweren Seilen $i = 80$, Drahtdicke $\delta = 1,85$, 8 Litzen zu 10 Drähten. Einen Zwischenstationspfeiler stellt Fig. 902 dar; er darf als ein Muster von gutem Maschinenbaustil bezeichnet werden. Es liegen zwei Scheiben hintereinander. Man hat, um das Herausspringen der

Seile aus den Kimmen unmöglich zu machen, über dem Scheibenscheitel einen Schutzbalken angebracht, solchen indess bei späteren Konstruktionen als entbehrlich weggelassen.

Die ebenfalls von Rieter & Co. erbaute Turbinen- und Seiltriebanlage der *Société générale suisse des eaux et forêts* in Freiburg in der Schweiz, entzieht der Sarine gegenwärtig eine Arbeitsstärke von 600 Pferden*), von welchen 300 mittelst Drahtseiltriebs an verschiedene, weit von der Wasserstätte entfernte Fabriken abgegeben werden. Zunächst ersteigt der Seiltrieb in fünf Strecken von je 153 m die Höhe von 81,844 m zu einer Säge-

Fig. 903.



mühle; Fig. 903 stellt einen der hier sehr hoch auszuführenden Stationspfeiler mit zwei Rollen dar; eine der Stationen (Nr. II.) liegt in einem für den Seiltrieb hergestellten Tunnel. Drahtzahl i des Seiles 90, Drahtdicke $\delta = 1,8$ mm, 10 Litzen zu 9 Drähten, $R = 2250$, $n = 81$, $v = 19$ m. Von da aus geht die Kraft zu einem Theil mittelst Winkel- und Theilstation zu der gedachten

*) Im Plane liegt, 2100 PS mittelst vier verschiedener Seiltriebe von der Sarineschlucht auf das Plateau von Perolles zu führen.

Sägemühle und zum anderen Theil weiter. Fernere Theilungen und Richtungswechsel finden dann noch statt. Fig. 904 stellt eine der Winkel- oder Wechselstationen dar. Ausser der erwähnten Sägemühle (von 16 Gattern) werden noch eine Waggonfabrik, eine Giesserei, eine Düngerfabrik und mehrere andere kleinere Betriebe

Fig. 904 a.

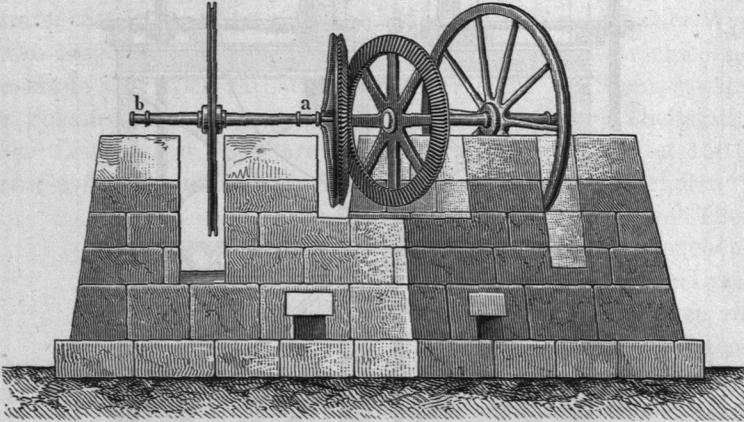
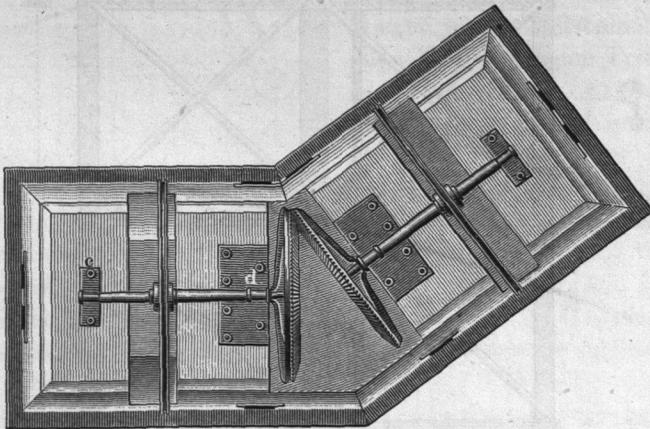


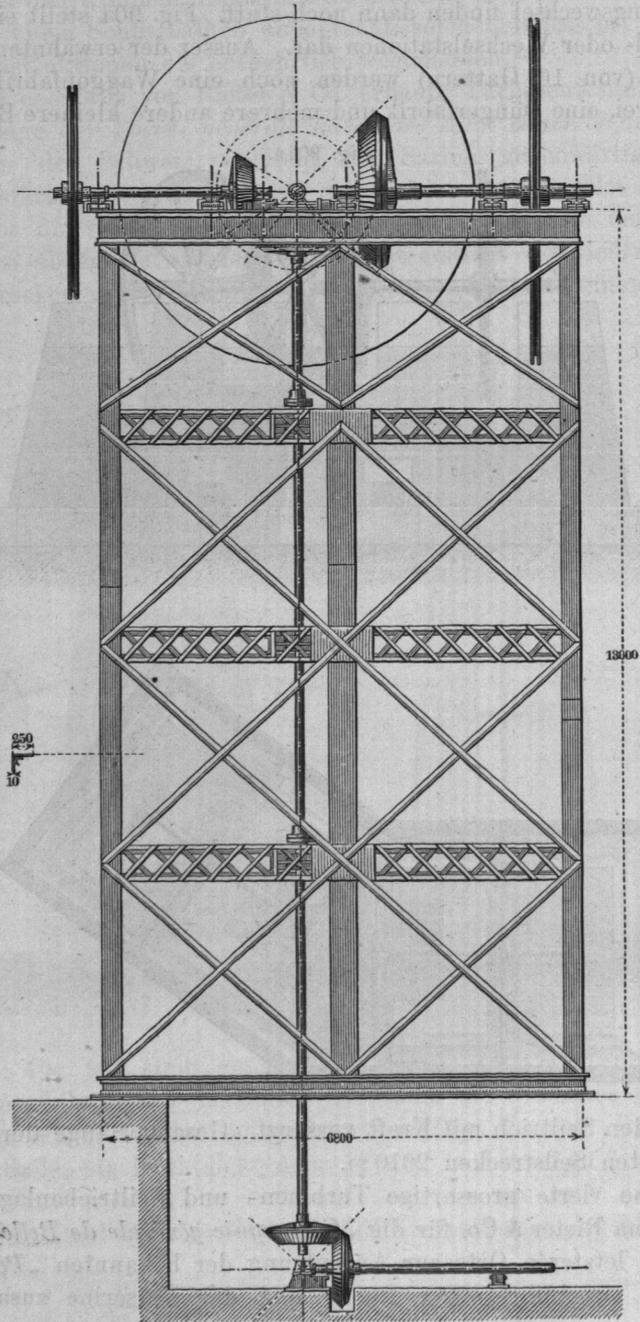
Fig. 904 b.



durch den Seiltrieb mit Kraft versorgt. Gesammtlänge der dafür angelegten Seilstrecken 2010 m.

Eine vierte grossartige Turbinen- und Seiltriebanlage hat die Firma Rieter & Co. für die „Compagnie générale de Bellegarde“ an dem letzteren Orte zur Ausnutzung der bekannten „Perte du Rhône“ ausgeführt. Der Rhone und der Valserine zusammen

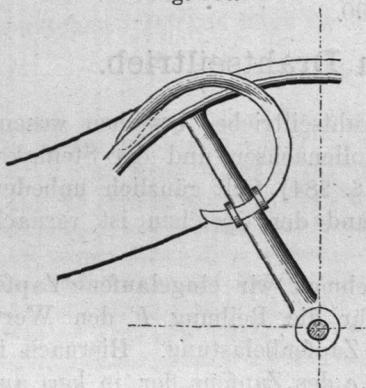
Fig. 905.



können daselbst mittelst fünf Turbinen von je 630 Pferden 3150 PS entzogen werden, welche durch Seiltriebe auf das Plateau von Bellegarde geleitet werden können, einstweilen indess nur zum kleinen Theile dort verbraucht werden*).

Zur Ausnutzung des Arbeitsvermögens der Limmat hat die Stadtgemeinde Zürich eine Turbinen- und Seiltriebanlage bei genannter Stadt errichtet, welche durch die Firma Escher-Wyss & Co. ausgeführt worden ist. Hier sind die wegen verschiedener Umstände sehr hoch zu bauenden Pfeiler nicht aus Stein, sondern aus Schmiedeisen hergestellt. Fig. 905 stellt eine Theilstation dieser Leitung dar. Letztere ist rund 1 km lang und leitet 150 PS von den 900 PS, welche die Turbinen dem Gefälle entnehmen**)

Fig. 906.



ab; 80 PS wurden durch Theilstationen seitlich abgegeben.

Bei Petersburg ist ein Drahtseiltrieb in zehn Strecken zum Betrieb der Kaiserl. Pulverfabriken eingerichtet worden. Von jeder der zehn Stationen, welche sämmtlich ausserhalb der Umwallung der Anlage liegen, wird mittelst einer durch den Wall gehenden Triebwelle der betreffende Kraftantheil in das Betriebsfeld geleitet.

Zum Auflegen der Drahtseile auf die Treib- und Zwischenrollen dient in vorzüglicher Weise der von Ziegler aus dem Herland'schen Riemenaufleger abgeleitete Seilaufleger, Fig. 906, eine windschief gekrümmte Winkel-eisenrinne, welche in die Kimme eingehängt und mit Hakenschauben an eine Radspeiche festgeklemmt wird. Das einmalige Krümmen des Seiles nach dem kleinen Halbmesser schadet dem Seile erfahrungsgemäss nicht.

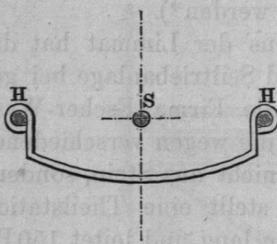
Wenn ein Seiltrieb einen Weg, öffentlichen oder privaten, überschreitet, wird es meist erforderlich oder wird behördlich vorgeschrieben, unter dem Drahtseil eine Schutzvorrichtung anzubringen, welche das etwa zerreisende Seil aufzufangen be-

*) Eine Mittheilung s. Engineering 1874 (Bd. 37).

***) Die ganze durch die Turbinen entnehmbare Leistung beträgt 1150 PS; jetzt werden 750 PS für die städtische Wasserleitung verbraucht.

stimmt ist. Eine sehr einfach gebaute Schutzvorrichtung haben Rieter & Co. eingeführt. Man kann sie eine Hängematte nennen.

Fig. 907.



Unterhalb des laufenden Seiles S, Fig. 907, werden zwei stehende Seile HH ausgespannt und aus ihnen und den quer über sie gelegten schmiedeisernen Bügeln die Fangvorrichtung gebildet. Tiefe der Ausbiegung der Hängematte bei den Rieter'schen Ausführungen $\frac{1}{2}$ m, Abstand der Querbügel oder -Gurten voneinander etwa 3 m.

§. 300.

Effektverluste im Drahtseiltrieb.

Die Nebenhindernisse des Drahtseiltriebes bestehen wesentlich in der Zapfenreibung der Rollenachsen und der Steifigkeit des Seiles; der Schlipfverlust (s. §. 284) fällt gänzlich unbedeutend aus, auch der Luftwiderstand der Speichen ist vernachlässigbar klein*).

a) Zapfenreibungen. Nehmen wir eingelaufene Zapfen an, so haben wir nach (100) für die Reibung F den Werth $\frac{4}{\pi} f Q$ zu setzen, wenn Q die Zapfenbelastung. Hiernach ist bei der Umfangsgeschwindigkeit c des Zapfens der in kgm ausgedrückte Effektverlust: $F_c = \frac{4}{\pi} f Q n d \pi : 60 \cdot 1000$ oder

$$F_c = \frac{f n d Q}{15000} \dots \dots \dots (307)**$$

1. Beispiel. An dem Seiltrieb von Oberursel haben mehrfach Kraftmessungen stattgefunden; Q beträgt für beide Zapfen zusammen beim vierten Pfeiler 1340 kg, d ist 95, $n = 114,6$. Beim Reibungskoeffizienten $f = 0,09$ ***) erhalten wir für diesen Fall $F_c = 0,09 \cdot 114,6 \cdot 95 \cdot 1340$

*) Vergl. Leloutre a. a. O., S. 343, wo eine Berechnung desselben ausführlich durchgeführt ist.

**) Viel angewandt ist die Redtenbacher'sche Formel $F_c = f n d Q : 1910$, wobei d in cm; sie liefert zu kleine Werthe, indem sie nämlich den Faktor $\frac{4}{\pi}$ vernachlässigt; dem gegenüber wird von den Experimentatoren aus den Versuchen ein kleinerer Reibungskoeffizient, als vorhanden ist, abgeleitet, wodurch die Weglassung ausgeglichen wird.

***) Ein Werth, der durch Versuche von Leloutre und Zuber an Ort und Stelle ermittelt wurde.

: 15 000 = 87,53 kgm oder in Pferden: $N_z = 87,53 : 75 = 1,176 \text{ PS}^*$. Für acht Stationen (die Antriebsstelle mit 135 mm dicker Welle ausschliessend) gäbe dies, wenn der gefundene Werth als Mittelwerth gilt, einen Verlust von $8 \cdot 1,176 = 9,36 \text{ PS}$, d. i. rund $\frac{1}{18}$ der ganzen in den Seiltrieb eingeleiteten Arbeitsstärke von 104 PS im Maximum und gar nahe $\frac{1}{4}$ der Minimalleistung von 40,3 PS, welche die Turbinen bei kleinem Wasserstande zeigen. Hieraus geht hervor, dass man die Zapfen für die Rollen ja nicht unnöthig dick nehmen soll.

b) Seilsteifigkeit. Nach den älteren Anschauungen der Seilsteifigkeit müssten die dieselbe veranlassenden Verluste vernachlässigbar klein sein, was aber gemäss den Entwicklungen in §. 268 nicht der Fall ist. Die unter (253) angegebene Weisbach'sche Formel hat, wenn auch einen beschränkten, doch immerhin einigen Werth. Wenden wir sie hier an, so erhalten wir $S = 0,49 + 2,38$, $T' : R$, wenn wir unter T' die Anspannung des Seiles verstehen. Daraus folgt dann für den Effektverlust in kgm :

$$S_v = 2,38 v \left(0,206 + \frac{T'}{R} \right) (308)$$

2. Beispiel. Für den obigen praktischen Fall sind die Angaben $v = 22,37$, $R = 1875$ und $T' = \frac{1}{2}(T + t) = 0,5 \cdot 922 \text{ kg}$, womit kommt: $S_v = 2,38 \cdot 22,37 (0,206 + 461 : 1875) = 53,24 (0,206 + 0,246) = 24,06$. Auf die Strecke oder auf den Pfeiler kommt dieser Verlust zweimal, gibt 48,12 kgm , und für alle acht Strecken: $8 \cdot 48,12 = 384,96 \text{ kgm}$, oder in Pferden ausgedrückt: $N_s = 384,96 : 75 = 5,13 \text{ PS}$. Zählt man diesen Verlust zu dem obigen für Zapfenreibung, so ergibt sich als Gesamtverlust $N_{zs} = 9,36 + 5,13 = 14,49 \text{ PS}$. Direkte Messungen von Ziegler haben ergeben 13,341 Pferdestärken**), wonach die angestellte Steifigkeitsberechnung sich als immerhin anwendbar herausstellt. Der Gesamtverlust, wie wir ihn berechnet und wie er gemessen worden, stellt sich somit zu $14,49 : 104$, d. i. 13,9 Prozent von der maximalen, und zu $14,49 : 40,3$, d. i. 38,9 Prozent von der minimalen Leistung der Turbinen heraus. Auch der kleinere von diesen beiden Prozentsätzen ist von sehr beachtenswerther Grösse.

§. 301.

Des Verfassers System für grosse Drahtseiltriebe.

Die vorstehenden Erörterungen haben gezeigt, wie der Drahtseiltrieb als Kraftträger ausgezeichnete Dienste leisten kann und

*) Versuche von Ziegler sowohl, als von Leloutre und Zuber haben mehr ergeben, schlossen aber auch die Seilsteifigkeit in sich.

**) In Wirklichkeit 15,246 PS, wovon aber hier $\frac{1}{8}$ abgezogen wurde, um den Ueberschuss des Reibungsverlustes, welchen die 122 mm dicke erste Hauptwelle verursachte, auszuschliessen.

auch in der grossen Maschinenpraxis sich eine wichtige Stellung erworben hat. Seine manchmal grossartigen Anwendungen zeigen eine treffliche konstruktive Durchbildung und lösen die gestellte Aufgabe mit befriedigendem Erfolg. Dennoch scheint es möglich, Verbesserungen in der Gesamteinrichtung anzubringen, vor allem da, wo grosse Kraft in erhebliche Entfernung geleitet werden soll und der Seiltrieb deshalb in eine grössere Anzahl von Strecken getheilt werden muss. Für diese Fälle hat sich bis jetzt das Ziegler'sche System der Zwischenrollen allerdings sehr gut bewährt und ist sozusagen zum herrschenden geworden. Immerhin haften aber auch ihm noch Eigenthümlichkeiten an, welche die Anwendung des Drahtseiltriebes erschweren.

a) Die meistens erforderliche grosse Pfeilerhöhe, zu deren Steigerung die unbedingt nothwendige bedeutende Rollenhöhe noch beiträgt.

b) Die unerlässliche Breite des Pfeilers, der nicht nur das untere Seiltrum hoch über den Verkehrsraum heben muss, sondern auch, wenn nur ein Seil aufliegt, einem beträchtlichen Zug in der Streckenrichtung ausgesetzt ist.

c) Die Nothwendigkeit, die Pfeiler für Theilstationen des Räderwerkes wegen sehr stark zu bauen. Alles dieses macht der Zürcher Pfeiler, Fig. 905, recht einleuchtend.

d) Die bisher (wegen unzutreffender Ansichten über die Steifigkeit der Drahtseile) unbeachtet gebliebenen oder doch zu gering veranschlagten Kraftverluste, welche die Seilsteifigkeit mit sich bringt (siehe den vorigen §.).

e) Die Betriebsstörungen wegen des Nachspannens schlaff gewordener Seile.

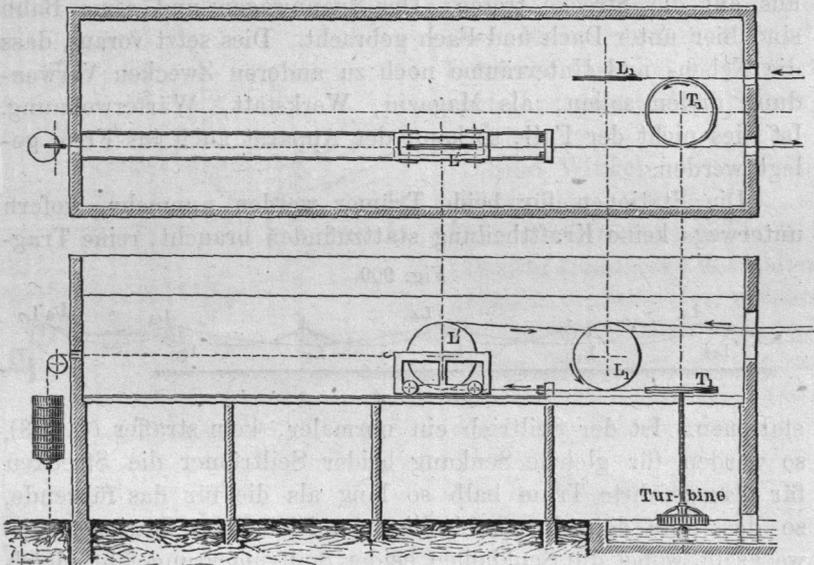
f) Die Nothwendigkeit, die Seile für die Sommerszeit, wo sie durch die Wärme am meisten ausgedehnt sind, genügend scharf anzuspannen, in Folge wovon sie zur Winterszeit unnöthig scharf angespannt sind.

g) Die Unzuträglichkeit, dass die aussen vor der Wand des Fabrikgebäudes angebrachten Treibrollen die Seilschmiere umherschleudern und das Gebäude sowie den Raum unter der Rolle beschmutzen.

h) Die Nothwendigkeit, die Zwischenrollen wegen der starken Seilanspannungen besonders widerstandsfähig und schwer zu bauen, was auch den Kraftverlust für Zapfenreibung erhöht.

Es wird also zweckmässig sein, Einrichtungen zu treffen, vermöge deren die Pfeiler niedrig und leicht gebaut, die Seile leicht, womöglich selbstthätig nachgespannt werden können; es wird gut sein, die Zahl der Spleissungen zu vermindern, die Kraftrollen im Innern des Fabrikgebäudes anzubringen, wo durch Schutzhüllen das Umherschleudern der Schmiere verhütet werden kann, und sodann, wo es immer geht, sehr leichte Scheiben anzuwenden. Alles dieses kann durch die im Folgenden zu besprechenden Anordnungen in einem hohen Grade von Vollkommenheit erreicht werden.

Fig. 908.



Zunächst ist zu empfehlen, so weit immer thunlich das Seilwerk eines ganzen Seiltriebes von der treibenden bis zur getriebenen Rolle aus einem einzigen endlosen Seil bestehen zu lassen, damit möglichst viele Rollen nur als Tragrollen zu wirken haben und daher ganz leicht gebaut werden können. Sodann wird es zweckmässig sein, beide Seiltrümer auf gleiche, und zwar die geringste statthafte oder erwünschte Höhe über den Boden zu verlegen.

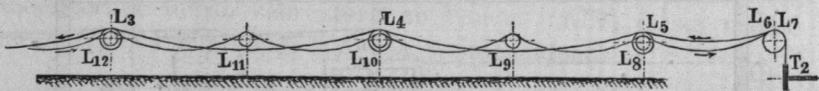
Zu dem Ende bringen wir in der Kraftstätte, wie wir die Kraftmaschinenstation nennen wollen, die erste Treibrolle T_1 , Fig 908, liegend unmittelbar auf der Kraftmaschinenwelle oder

auf einer mittelst Stirnrädern von dieser betriebenen Vorgelegewelle an, leiten sodann das führende — stark gespannte — Seiltrum über eine stehende, im Kraftmaschinenhaus in festen Lagern laufende Leitrolle L_1 und führen es in waagerechter, steigender oder fallender Richtung von da hinaus auf die erste Strecke.

Das geführte Trum lassen wir von der Treibrolle T_1 aus auf eine Spannrolle L' gehen, welche auf einem Spannwagen gelagert ist, der auf waagerechten, der Streckenebene parallelen Schienen läuft und durch eine Last von etwas mehr als $2t$ Gewicht rückwärts gezogen wird. Von der Spannrolle L' aus lassen wir das geführte Trum in derselben Höhe wie das führende hinaus auf die Strecke treten. Der Spannwagen und seine Bahn sind hier unter Dach und Fach gebracht. Dies setzt voraus, dass die Neben- und Unterräume noch zu anderen Zwecken Verwendung finden sollen, als Magazin, Werkstatt, Wärterwohnung. Ist dies nicht der Fall, so kann der Apparat auch ins Freie gelegt werden.

Die Stationen für beide Trümer werden nunmehr, wofern unterwegs keine Krafttheilung stattzufinden braucht, reine Trag-

Fig. 909.



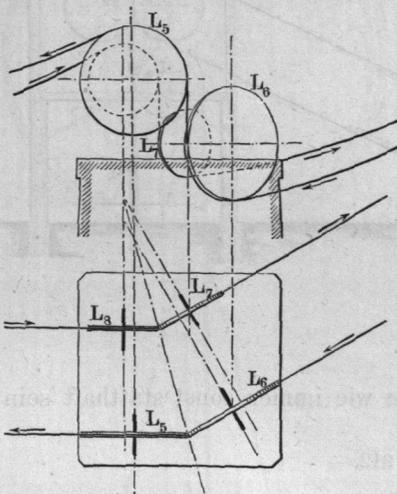
stationen. Ist der Seiltrieb ein normaler, kein straffer (§. 293), so werden für gleiche Senkung beider Seiltrümer die Strecken für das geführte Trum halb so lang als die für das führende, so dass nun doppelte (zweirollige) und einfache Stationen abwechseln, wobei die Senkhöhen beider Seiltrümer ungefähr gleich gross ausfallen, s. Fig. 909.

Ist kein Richtungswechsel erforderlich, so laufen in dieser Weise die beiden Seiltrümer in parallelen Ebenen in einem Abstand gleich dem Durchmesser der Treibrolle T_1 bis zum Fabrikgebäude und in dieses oder in einen Vorbau desselben hinein, und gehen dort über stehende Leitrollen L_6 und L_7 auf die stehende Treibrolle T_2 über.

Nach dem Abstellen der Kraftmaschine zieht das führende Seiltrum den Spannwagen nach der Turbine hin, da beide Trümer dann die Anspannung $\frac{1}{2}(T + t)$ annehmen. Am Bahnende können Federbuffer angebracht werden. Auch den Lagerstuhl der ersten Leitrolle L_1 des führenden Trums kann

man gegen federnde Buffer legen und kann daselbst auch dynamometrische Beobachtungen vorsehen. Wird der Seiltrieb aus dem Stillstand in den Bewegungszustand übergeführt, so läuft die Spannrolle L' langsam zurück und erteilt dem geführten Trum die richtige Anspannung t . Je mehr das Seil sich (anfänglich) streckt, um so weiter zurück verlegt sich das Spiel des Spannagens, welchem allenfalls die Buffer nachgerückt werden können. Ist der Spielraum des Spannagens erschöpft, so wird das Seil gekürzt und neu geschürzt. Das Recken des neuen Seiles findet übrigens in geringerem Maasse statt, als beim

Fig. 910.



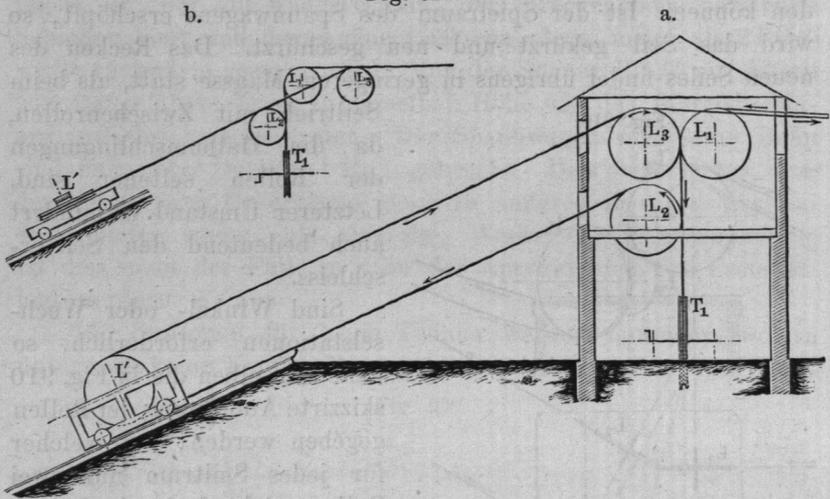
Seiltrieb mit Zwischenrollen, da die Halbumschlingungen der Rollen seltener sind. Letzterer Umstand vermindert auch bedeutend den Seilverweiss.

Sind Winkel- oder Wechselstationen erforderlich, so kann denselben die in Fig. 910 skizzierte Anordnung der Rollen gegeben werden, bei welcher für jedes Seiltrum nur zwei Rollen, nicht drei, wie früher, erforderlich sind und Zahnräder mit ihrem nicht unbedeutenden Kraftverlust gänzlich in Wegfall kommen.

Ist an der Kraftstätte die erste Treibrolle T_1 stehend statt liegend, so kann die in Fig. 911a (a. f. S.) angegebene Anordnung benutzt werden, wo dann eine Leitrolle mehr vorkommt als oben. Zugleich ist hier gezeigt, wie verfahren werden kann, wenn die Spannagenbahn sich geneigt anlegen lässt, wo dann das Gewicht des angemessen belasteten Spannagens selbst den Rückwärtszug ausübt. In Fig. 911 b ist noch gezeigt, wie man die Spannrolle auch liegend anbringen kann. Gemäss den an der Newyork-Brooklyner Taubahn gemachten Erfahrungen scheint es für Seiltriebe von stark wechselnder Wirkung sich zu empfehlen, dem Spannagen eine Bremse zu geben, welche ihn zwar nicht beim Spannen, wohl aber beim Rückgang gegen die Kraftrolle hin in seiner Bewegung mässigt. Ein Reibungsgesperre nach Fig. 709 würde sich hierzu eignen, wenn man den Winkel σ etwas grösser wählt, als Formel (233) angibt.

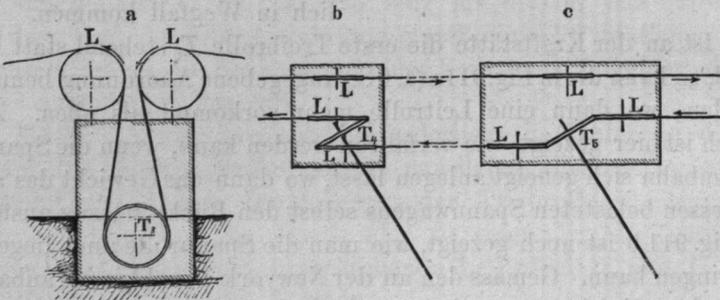
Muss die Treibrolle T_2 im Fabrikgebäude in der Ebene eines der beiden Seilträger gelegt werden, so wird ihr das andere über eine einfache Winkelstation zugeleitet. Ist der Seiltrieb recht lang, erfordert er also eine grössere Anzahl von Tragstationen, so gestattet noch die Leichtigkeit, mit welcher wir unsere obigen Winkelstationen bilden können, die beiden Seil-

Fig. 911.



träger auf den Strecken so nahe wie immer sonst statthaft sein mag, zusammenzurücken.

Fig. 912.



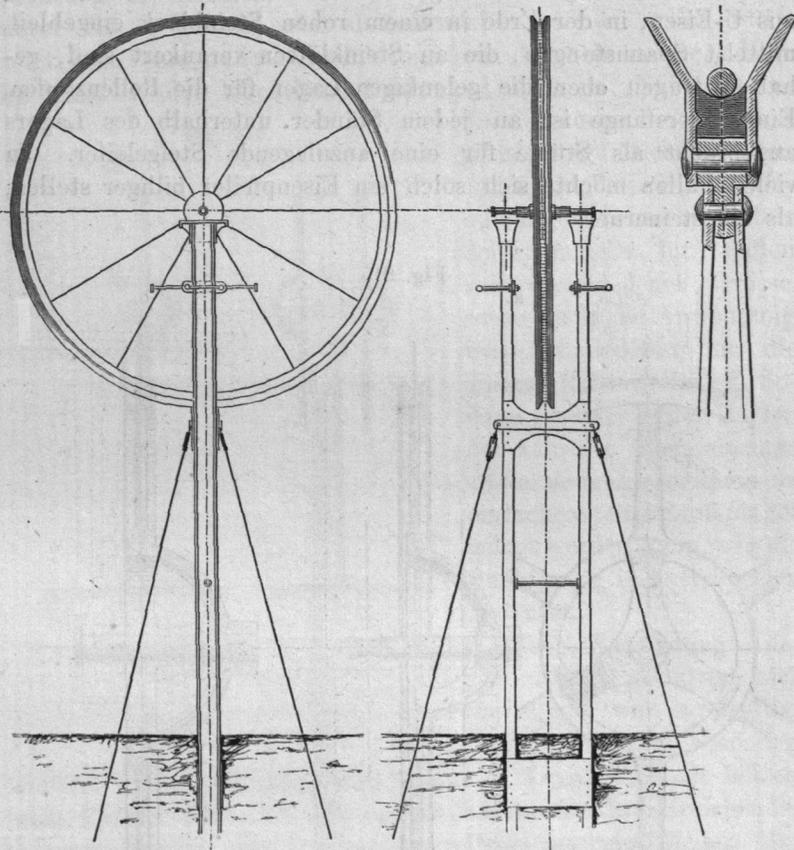
Anders als früher gestalten sich nun auch die Theilstationen. Auch bei ihnen kann zunächst das Zahnräderwerk gänzlich vermieden werden. Sodann ergeben sich leicht die Anordnungen für Ableitungen in verschiedenen Richtungen. Fig. 912 Ableitung bei tiefliegender Achse der Nebenrolle, *a* bei rechtwinkliger, *b*

und c bei schiefwinkliger Stellung derselben zur senkrechten Streckenebene.

Die Kleinheit der Kräfte, welche bei dem vorliegenden System auf die Tragrollen kommen, gestattet es, wie schon angedeutet, diese Rollen sehr leicht zu bauen. Ein Hinderniss hierfür liegt

Fig. 913.

Fig. 914.

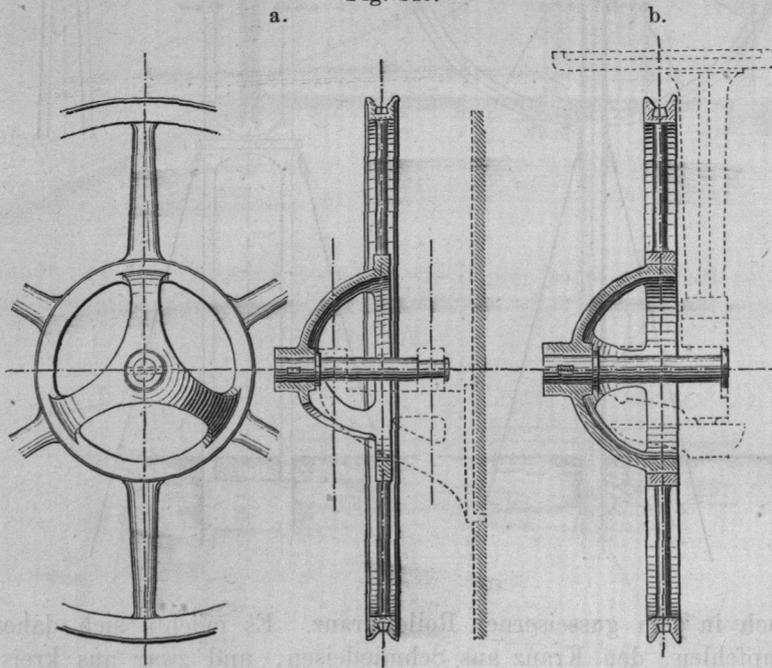


noch in dem gusseisernen Rollenkranz. Es möchte sich daher empfehlen, den Kranz aus Schmiedeisen, und zwar aus kreisförmig gebogenem Winkeleisen mit zwischengenieteter Formschiene als Felgenkranz herzustellen, Fig. 914. Für das Biegen der Felgen wären geeignete Biegewalzwerkchen anzuwenden. Das Festhalten der Lederbesatzblätter wird hier durch vorspringende Kerbringe erzielt. Die Speichen lassen sich aus dünnem Flach-

eisen bilden, die Nabe aus Gusseisen, zum Aufschrauben der Speichen vorgerichtet, herstellen, oder auch die letzteren in die Nabe eingiessen, wobei dieselbe auch unschwer zweitheilig zu bilden wäre. Das Gewicht einer solchen Scheibe wird sehr gering ausfallen.

Für die Tragpfeiler eignet sich sodann u. a. eine Bauart, wie die in der Figur 913 angedeutete. Zwei senkrechte Ständer aus U-Eisen, in der Erde in einem rohen Steinblock eingeleit, mittelst Spannstangen, die an Steinklötzen verankert sind, gehalten, tragen oben die gelenkigen Lager für die Rollzapfen. Eine Querstange ist an jedem Ständer unterhalb des Lagers angebracht als Stütze für eine anzulegende Steigeleiter. In vielen Fällen möchte sich solch ein Eisenpfeiler billiger stellen, als ein steinerner.

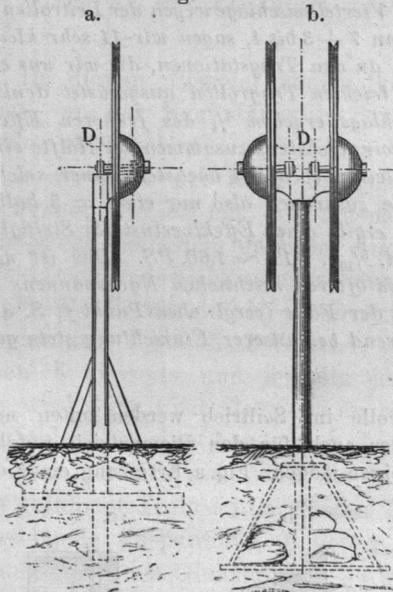
Fig. 915.



Auch die gusseiserne Trag- und Zwischenrolle lässt sich auf eine häufig Vortheil gewährende Weise umgestalten, nämlich so wie Fig. 915 darstellt. Die Nabe der Rolle wird ausserhalb der beiden Zapfen, die Mittelebene der Rolle aber nach wie vor

zwischen den Zapfenmitteln angebracht. Die Ansätze der Arme an die Nabe erhalten dabei ein etwa glocken- oder schirmförmig ausbildbares Profil; der Verfasser schlägt daher für diese von ihm angegebene Rolle den Namen Schirmrolle vor. Dieselbe gewährt den Vortheil, fliegend auf der Achse befestigt, also seitlich frei zu sein, ohne die Zapfen ungleich und in entgegengesetzter Richtung zu belasten. Die Berechnung der Rollenachse fällt unter die in §. 132 unter d behandelte Aufgabe. Fig. 915 b zeigt noch eine andere Ausführungsform der Schirmrolle. Hier ist zunächst der eigentliche Schirm, Armschirm, Nabenschirm,

Fig. 916.



für sich ausgeführt und eine geradarmige Scheibe ihm aufgesetzt, was die Benutzung eines und desselben Schirmmodells für Rollen von verschiedener Grösse, sowie auch die Anwendung von Schmiedeisen für die äussere Rolle gestattet. Sodann sind die beiden Zapfen der Achse in einen einzigen zusammengezogen, der in ein einfaches steifes Zapfenlager gelegt werden kann, wie die Punktirung in zwei Formen andeutet.

Bei Anwendung der Schirmrolle gestalten sich einrollige wie zweirollige Stationen ganz besonders

einfach. Fig. 916 a zeigt eine einrollige Tragstation mit hölzernem Pfosten, der oben den in die Schirmrolle hineinreichenden Lagerstuhl trägt, Fig. b einen zweirolligen eisernen Pfeiler. Die Punktirung bei *D* bedeutet ein kleines Schutzdach für die Lagerung. (Der Nabenschirm ist hier nur der Kleinheit der Zeichnung wegen geschlossen dargestellt.)

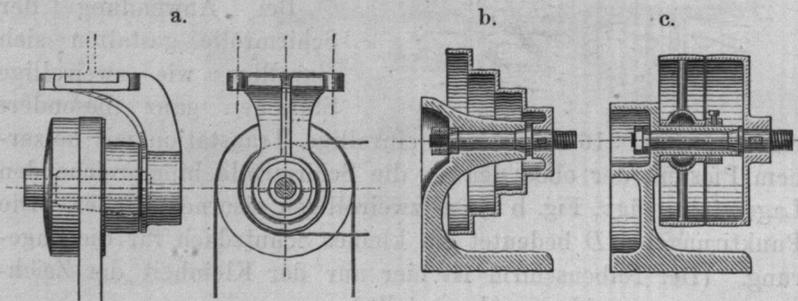
Ein Vergleich dieses Stationsaufbaues mit dem älteren, z. B. demjenigen in Fig. 903, lässt die durch Schirmrolle und das angegebene Seilsystem einzeln wie zusammen erzielbaren Bau-erleichterungen recht deutlich werden. Bemerkt sei noch, dass die Schirmrolle auch als Seilscheibe für Fördermaschinen brauch-

bar ist, desgleichen hie und da für Windetrommeln für Ketten wie Seile*).

Wenden wir das Gefundene nunmehr auf ein praktisches Beispiel an. Wir wählen dazu die Seiltriebanlage aus §. 300.

Beispiel. Der 104 pferdige Seiltrieb von Oberursel hat acht gleiche Strecken mit zwei Kraftrollen, eine an der Kraft-, eine an der Betriebsstätte, und sieben Zwischenrollen an ebensoviel Zwischenstationen ohne seitliche Ableitung. Dies ergibt 16 halbe Umschlingungen der Rollen, wofür wir oben einen Seilsteifigkeitsverlust von 5,13 PS ermittelt haben. Bei Anwendung des vorliegenden Systems erhalten wir drei halbe Umschläge an der Kraftstätte (vgl. Fig. 908), einen halben Umschlag an der Betriebs- oder Werkstätte, ferner ebendasselbst zwei Viertelumschläge wegen der Leitrollen L_6 und L_7 (vgl. Fig. 909), und sodann $7 + 3$ bis 4, sagen wir 11 sehr kleine, vielleicht $\frac{1}{30}$ betragende Umlegungen an den Tragstationen, die wir uns entsprechend umgebaut und mit ganz leichten Tragrollen ausgerüstet denken. Die genannten vier halben Umschläge ergeben $\frac{1}{4}$ des früheren Effektverlustes, die zwei halben werden wir höchstens zusammen der Hälfte einer halben Umschlingung und die 11 kleinen ebenfalls höchstens einer solchen Hälfte gleich rechnen dürfen; alle zusammen also nur etwa = 5 halben Umschlägen zu setzen haben. Dies ergibt einen Effektverlust für Steifigkeit von $\frac{5}{16}$ des früher berechneten, d. i. $\frac{5}{16} \cdot 5,13 \sim 1,60$ PS. Das ist noch ungünstig gerechnet, weil wegen des öfteren reichlichen Nachspannens der Streckenseile diese in der Mehrzahl der Fälle (vergl. oben Punkt f, S. 824) zu stark angespannt werden, während bei unserer Einrichtung stets ganz

*) Anwendungen der Schirmrolle im Seiltrieb werden unten noch mehrfach folgen; sie lässt sich aber auch für den Riementrieb nützlich verwerthen, wie einige Beispiele zeigen mögen. Fig. a Ersetzung einer ein-



fachen Vorgelegewelle durch eine Schirmrolle, b Anwendung der letzteren auf kleine Drehbänke, leichte Fräsbänke und ähnliche Werkzeugmaschinen, c Anwendung auf Fräs- und Bohrbänken etc. unter Anbringung einer losen Rolle nach Fig. 862. Auch für die Laufräder an Laufkränen, Drehscheiben, Schiebebühnen, Förderwägen (Hunden) u. s. w. bietet die Schirmrollenform oftmals Vortheile vor den bisher üblichen Ausführungsformen.

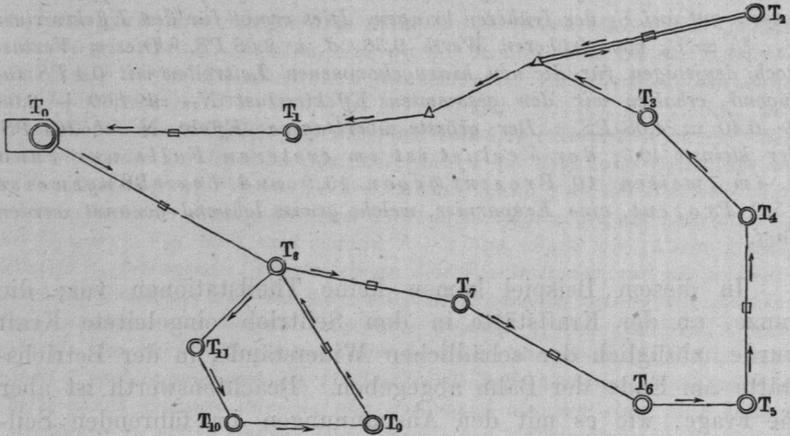
selbstthätig genau die gewünschte Anspannung in allen Seiltrümmern herrscht. — Die Zapfenreibungsverluste können wir beträchtlich herabziehen, die an den sieben Zwischenstationen nämlich durch bedeutende Erleichterung der Tragrollen und die Verminderung der Tragrollenbelastung. Die Gesamtbelastung der Tragrollen dürfen wir, obwohl wir mehr Rollen erhalten, sicherlich auf nur $\frac{2}{3}$ der früheren anschlagen, die Zapfendurchmesser gut auf $\frac{1}{3}$ der früheren bringen. Dies ergibt für den Effektverlust $\frac{1}{3} \cdot \frac{2}{3} = \frac{2}{9}$ vom früheren Werth 9,36, d. i. 2,08 PS. Diesem Verlust noch denjenigen für die neu hinzugekommenen Leitrollen mit 0,4 PS zuzügend, erhalten wir den gesammten Effektverlust $N_{zs} = 1,60 + 2,08 + 0,40 = 4,08$ PS. Der grösste übertragene Effekt N ist 104 PS, der kleinste 40,3; der Verlust ist im ersteren Falle nur rund 4, im zweiten 10 Prozent gegen 13,9 und beziehungsweise 35,9 Prozent, eine Ersparniss, welche gewiss lohnend genannt werden darf.

In diesem Beispiel kamen keine Theilstationen vor; die ganze, an der Kraftstätte in den Seiltrieb eingeleitete Kraft wurde, abzüglich der schädlichen Widerstände, in der Betriebsstätte am Ende der Bahn abgegeben. Beachtenswerth ist aber die Frage, wie es mit den Anspannungen im führenden Seiltrum steht, nachdem dasselbe eine oder mehrere Theilstationen durchlaufen hat. Gibt es an solchen Stationen die Umfangskräfte P_1, P_2, P_3, P_4 u. s. w. ab, so vermindert sich seine ursprüngliche Anspannung T um diese Werthe, was bei Ermittlung der Senkhöhen h diesseits und jenseits jeder Theilstation zu beachten sein wird. So wird also jede an einer Theilstation stattfindende Kraftableitung eine Aenderung der Anspannung des Taus verursachen. Immer aber wird die Summe aller P zur Anspannung t im geführten Trum an der ersten Treibrolle gezählt, die daselbst herrschende Anspannung T liefern, sodass die Berechnung von T und t aus der Gleichung $T - t = \Sigma P$ die frühere sein wird. Hieraus können wir aber wichtige Folgerungen ziehen.

Erheben wir nämlich das Abgeben von Kraft an Theilstationen zum Prinzip, so können wir das ganze Arbeitsvermögen eines Seiltriebes auf Theilstationen vertheilen, und erhalten einen Seiltrieb, in welchem ein einziges Seil die ganze Strecke entlang läuft, wie Fig. 917 (a. f. S.) schematisch darstellt. Das Seil gibt an den Stellen T_1, T_2, T_3, T_4 bis T_{11} Kraft ab, indem es den ganzen Betriebskreis durchläuft. Es tritt unter irgend einem Winkel mit der Anspannung t aus dem Kraftmaschinenhaus heraus und nach vollzogenem Umlauf mit der Anspannung $T = \Sigma P + t$ wieder in das Haus hinein. Alle Anspannungen auf den einzelnen Seilstrecken werden selbstthätig geregelt,

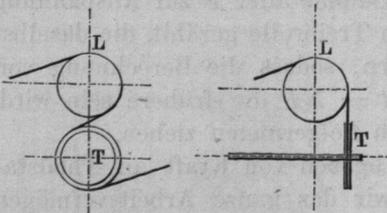
Schwankungen im Kraftbedarf, ja auch Abststellungen eingerechnet. Denn wenn die abzugebende Kraft irgendwo auch sinkt, bis zur Null herab, stellt sich immer von selbst der Spannwagen wegen

Fig. 917.



der Aenderungen der Seilspannungen so ein, dass $T - t = \Sigma P$, wobei t eine Konstante ist. Wir wollen einen solchen Seiltrieb wegen einer Durchlaufung eines Ringes oder Kreises von Betriebsstätten einen Ring- oder Kreisseiltrieb nennen. In unserer Figur sind die Tragstationen mit Viereckchen oder Dreieckchen, je

Fig. 918.

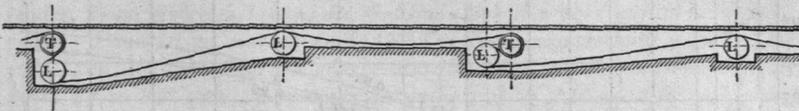


nachdem der Streckenverlauf gerade oder winklig ist, die Theilstationen mit Kreischen ausgezeichnet. Bei T_8 ist gezeigt, wie von dem Hauptseiltrieb noch eine Nebenleitung, ebenfalls ein Kreisseiltrieb, abgezweigt werden kann (derselbe würde ein Kreisseiltrieb

zweiter Ordnung zu nennen sein, vergl. §. 260). Die Stationen lassen sich überall sehr einfach gestalten. Die Tragstationen werden einrollig bei geradem Fortlauf der Strecke, zweirollig bei winkligem; die Theilstationen kann man meistens auf der geraden wie auf der gebrochenen Strecke zweirollig, mitunter sogar einrollig herstellen, vergl. Fig. 918, wofern der Umschlagswinkel α ausreicht; wenn nicht, so sind drei Rollen erforderlich. Manchmal kann es gelingen, die Strecken sogar

unterirdisch anzulegen*), vergleiche Fig. 919. Um zu ermitteln, ob und wann ein Umschlagwinkel von gegebener Grösse α aus-

Fig. 919.



reicht, haben wir zu bedenken, dass nach (239) die Kraft P , welche durch die Rolle dem mit T' angespannten Seile höchstens entzogen werden kann, ist:

$$P = T' \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} = T' \frac{\theta - 1}{\theta} = \frac{T'}{\tau}$$

Wir wollen das Verhältniss von $P : T'$, welches die Reziproke des Anspannungsmoduls τ ist, den Ableitungsmodul nennen und mit θ bezeichnen, und haben also für den Ableitungsmodul:

$$\theta = \frac{1}{\tau} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} \dots \dots \dots (309)$$

Von der Zentrifugalkraft absehend, haben wir nach §. 290 für f' die Werthe $f = 0,22$ und $0,25$ zu berücksichtigen. Mit diesen erhalten wir folgende Zahlenwerthe für den Ableitungsmodul θ :

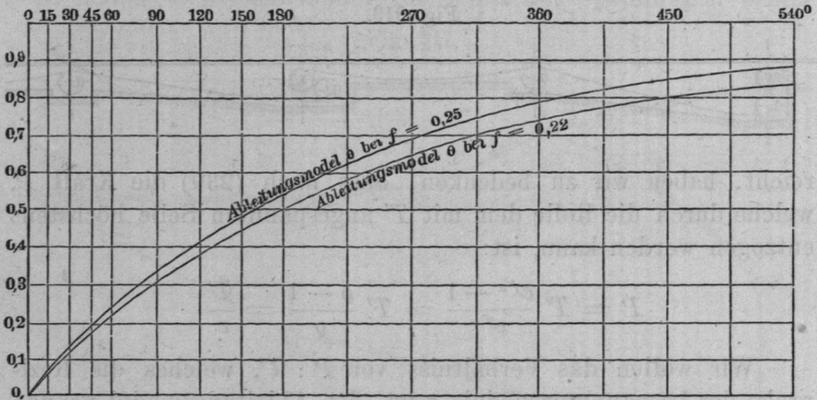
$\alpha =$	15°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°	270°	360°	450°	540°
$f = 0,22$	0,06	0,11	0,16	0,21	0,29	0,38	0,44	0,50	0,65	0,75	0,86	0,83
$f = 0,25$	0,07	0,12	0,18	0,24	0,33	0,41	0,48	0,54	0,69	0,79	0,81	0,87

die in folgender Figur auch zeichnerisch zusammengestellt sind.

*) Unmittelbar vor der Drucklegung des Vorstehenden kamen mir die Vorschläge von J. Boone in S. Francisco, betr. „unterirdische Drahtseiltransmission“, zu Gesicht. Boone lässt das vor- und das rückwärtsgehende Tau in einem Taurohr ähnlich wie bei Taubahnen über kleine Tragrollen laufen, die in kurzen Abständen aufeinander folgen und richtet die Ableitungen ähnlich wie die in Fig. 911a angedeutete ein, wobei er indessen die Leitrollen LL durchschnittlich so klein wählt, dass sie in den Drähten eine zu hohe Biegungsspannung hervorrufen müssen. Siehe Schweiz. Bauzeitung, 1885, Mai, S. 130.

Ableitungsmodell θ für die Reibungskoeffizienten 0,22 und 0,25.

Fig. 920.



Aus dieser Zusammenstellung geht hervor, dass schon bei 30° Umschlag über $\frac{1}{10}$ der Anspannung T' des führenden Seiles diesem durch die Rolle entzogen werden kann, bei 90° gegen $\frac{1}{3}$.

Zugleich ergibt sich noch, wie zweckmässig es sein wird, für den Kreisseiltrieb vor allem die erste Treibrolle mit dem Seil weit zu umfassen, was durch Anwendung einer Gegenrolle nach Fig. 795 gut bis zu vier, ja auch sechs Rechten geschehen kann (vergl. S. 762 den doppeltwirkenden Rientrieb). Bei einspuriger Gegen-, also zweisepuriger Hauptrolle wird $\alpha \geq 360^\circ$, sodass man θ mit mindestens 0,75 einzusetzen hat. Hiermit wird die spezifische Leistung des Drahtseiles beträchtlich erhöht und zwar auf das $1\frac{1}{2}$ fache. Setzt man $\tau = 1 : \theta$ mit dem Werthe $\frac{4}{3}$ in Gleichung (276) §. 290 ein, so erhält man für die spezifische Leistung des Drahtseiltriebs mit Gegenrolle: $N_0 = \frac{4}{3} \mathfrak{S}_1 : \frac{4}{3}$, d. i.

$$N_0 = \mathfrak{S}_1 \dots \dots \dots (310)$$

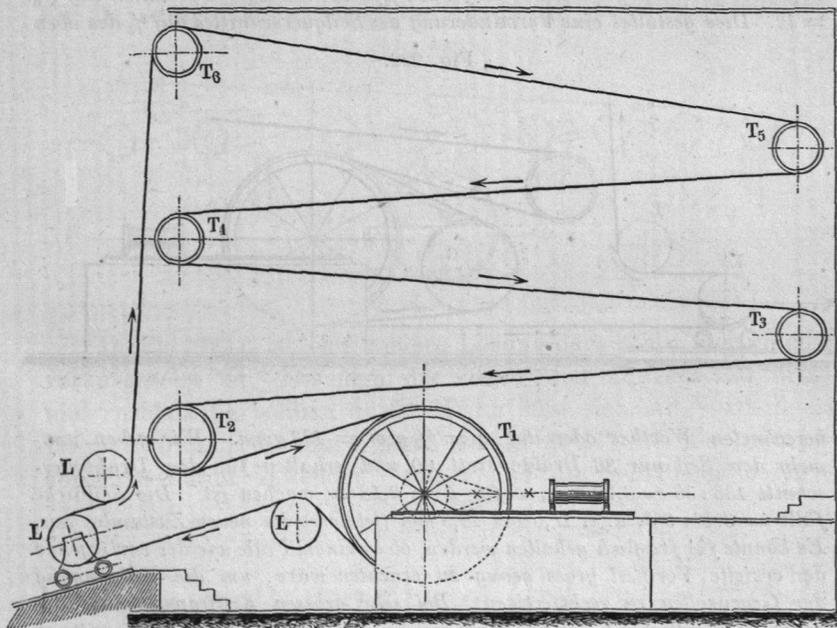
Die Einschlebung der Gegenrolle in die Rollenanlage der Kraftmaschine ist selten schwierig.

So weit gekommen, können wir nunmehr auch den Kreisseiltrieb zur Betreibung einer auf ein Gebäude beschränkten Fabrikanlage anwenden, auch ihn mit Vortheil an die Stelle des jetzt so sehr gebräuchlichen Hanfseiltriebes setzen. Dies sei an einem Beispiel gezeigt.

1. Beispiel. Die in Fig. 881, S. 787 dargestellte Hanfseiltriebanlage habe 16 Seile von 50 mm Dicke, welche jedes mit einer spezifischen Leistung $N_0 = \frac{1}{15}$ bei $v = 12$ m arbeiten. Dabei ist q , wie im 1. Beispiel S. 786

berechnet, $= 20 \text{ qcm}$. Dies gibt $N = q \cdot v \cdot N_0 = 20 \cdot 12 \cdot \frac{1}{15} = 16 \text{ PS}$ für jedes Seil, zusammen $16 \cdot 16 = 256 \text{ PS}$. Wir wählen nun die Anordnung Fig. 921 und ersetzen die 16 Hanfseile durch ein einziges 60drähtiges Stahldrahtseil, in welchem wir die mässige Zugspannung von 12 kg im führenden Trum eintreten lassen, die Geschwindigkeit v aber auf 16 m erhöhen wollen. Dann ist zu machen nach (276) der Gesamtquerschnitt q der Drähte $= \frac{3}{2} \cdot 256 : 16 \cdot 12 = 2,00 \text{ qcm}$ oder $= 200 \text{ qmm}$, d. i. auf den einzelnen Draht $200 : 60 = 3,67 \text{ qmm}$, was einer Drahtdicke $\delta = 2,16 \sim 2,15$ entspricht. Für obige Hanfseilanlage sei an der Dampfmaschine der Treibrollenhalbmesser 1800 mm gewesen; den Halbmesser haben wir, um die Seilgeschwindigkeit von 12 auf 16 m zu erhöhen, $\frac{4}{3}$ mal so gross, das ist

Fig. 921.

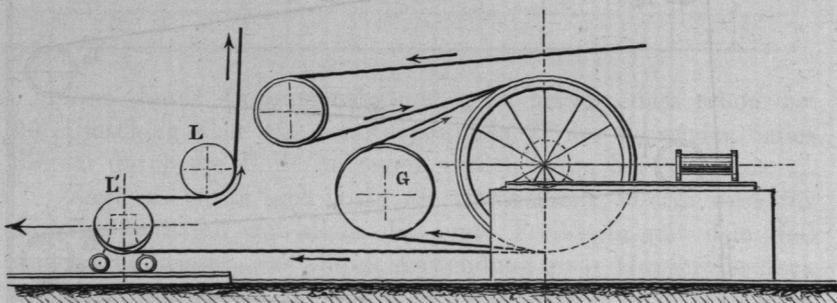


$= 2400 \text{ mm}$ zu nehmen. Hiermit ergibt sich eine Biegungsspannung $s = 10000 \cdot 2,15 : 2400 \sim 9 \text{ kg}$ (vergl. Formel (279), was durchaus mässig und zulässig ist. Wir setzen also nunmehr an die Stelle der 16 spurigen Trommel von $7,6 \text{ m}$ Durchmesser eine einspurige, mit Lederbesatz nach Fig. 897 ausgerüstete Scheibe von $4,8 \text{ m}$ Höhe. Wichtig bleibt auch die Frage der Biegungsspannung bei den Lastrollen T_2, T_3 u. s. w. Angenommen, sie hätten beim Hanfseiltrieb 900 mm Halbmesser gehabt, so haben wir ihnen nun, um die alte Umlaufzahl beizubehalten, $\frac{16}{12} \cdot 900 = 1200 \text{ mm}$ zu geben. Damit erhalten wir aber nach (279) die Biegungsspannung $s = 10000 \cdot 2,15 : 1200 \sim 13$, was zur Zugspannung $\mathcal{E}_1 = 12$ addirt, erst 25 kg ergibt, eine Gesamtspannung, welche für Stahldraht nach §. 266 noch gering ist. Die Leitrollen L nehmen wir gerade so gross wie die Treibrollen $T_3, T_4 \dots$, die Spannrolle L' kann leicht (um ihren Steifigkeitswiderstand klein zu halten)

etwas grösser genommen werden. Die schädlichen Widerstände werden kleiner als beim Hanfseiltrieb, da wir für Drahtseil einen kleineren Anspannungsmodul τ (nämlich 2 statt $2\frac{2}{3}$, s. §. 287) und wegen der vergrösserten Seilgeschwindigkeit auch eine kleinere Umfangskraft P erhalten; auch der Seilsteifigkeitsverlust wird kleiner; ganz in Wegfall kommt der Gleitungsverlust, den wir in §. 287 besprochen und als durchaus nicht unbedeutend erkannt haben.

Will man in einem Falle wie der vorliegende noch die Gegenrolle zu Hülfe nehmen, so kann man sie in der in Fig. 921 angedeuteten Lage anbringen. Gegenrolle G und Spannrolle L' kommen beide dann soviel schief zu stehen, dass die Entebnung des Seiles, welche die Gegenrolle erfordert, durch die Spannrolle wieder ausgeglichen wird. Die spezifische Leistung des Seiles steigt hier wegen $\alpha > 360^\circ$ auf das $1\frac{1}{2}$ fache, von $N_0 = 8$ reichlich auf $N_0 = 12$. Dies gestattet eine Verminderung des Seilquerschnittes auf $\frac{2}{3}$ des oben

Fig. 922.



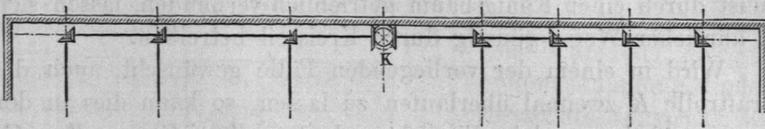
berechneten Werthes oder auf $q = \frac{4}{3} \text{ qcm} = 133 \text{ qmm}$. Wir geben nunmehr dem Seil nur 36 Drähte statt 60 und erhalten für den Drahtquerschnitt $133 : 36 \sim 3,79 \text{ mm}$, wofür $\delta = 2,18$ zu machen ist. Die Seildicke fällt = 8 bis 9 δ , d. i. 17,5 bis 19,5 mm (letzteres im neuen Zustande) aus. Es könnte für fraglich gehalten werden, ob in einem Falle wie der vorliegende der erzielte Vortheil gross genug zu erachten wäre, um die Anbringung der Gegenrollen zu rechtfertigen. Bei sehr grossen Kraftansprüchen dagegen, namentlich bei einem weit durchs Revier ziehenden Kreisseiltrieb wird der Vortheil sehr gross. Unter Umständen lässt sich, wie noch bemerkt zu werden verdient, die Gegenrolle so legen, dass ihr Seilzug (beim Dampftrieb) einen Theil des Schwungradgewichtes ausgleicht — vergleiche auch in Fig. 911 — und damit die Zapfenreibung herabzieht.

Manche innere Triebwerke von Fabriken lassen sich bei Anwendung des Ringseiltriebs auch in den Wellenleitungen wesentlich einfacher gestalten, als man bisher bei Benutzung von Zahn-, meistens Kegelrädern, vermochte. Einige Beispiele seien vorgeführt.

Fig 923 a zeigt eine der Praxis entnommene Triebwerkanlage für eine Weberei. Von K aus werden durch zwei Längswellen

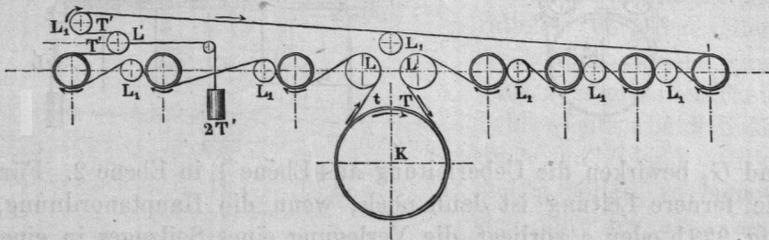
mittelst sieben Winkelräderpaaren ebensoviele Querwellen umgetrieben*). Fig. 923 b zeigt, wie die Längswellen durch ein

Fig. 923 a.



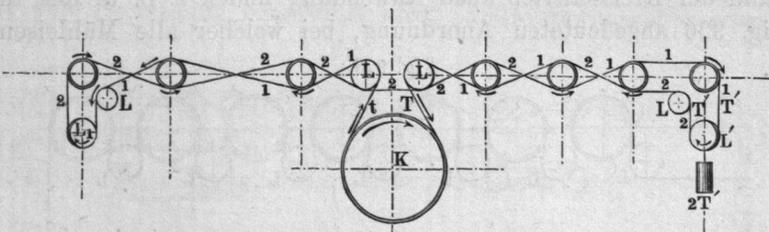
kreisendes Seil ersetzt werden können; es kommen sieben Treib-, neun Leitrollen und eine Spannrolle L' zur Verwendung; die Leitrollen können durchweg in der Form von Schirmrollen, Fig. 915, ausgeführt werden. Die Spannrolle ist mit $2 T'$ belastet.

Fig. 923 b.



In Fig. 923 c ist eine andere Lösung dargestellt, bei welcher vorausgesetzt ist, dass man die Querwellen abwechselnd links- und rechtsläufig treiben dürfe. Dann lässt sich mit Vortheil die Doppeltwirkung des Zugorgans, welche §. 277 bei Fig. 860 besprochen wurde, anwenden. Mit 1 sind die Seilträger bezeich-

Fig. 923 c.



net, welche in der ersten Rollenebene, mit 2 diejenigen, welche in der zweiten laufen; die Ueberführung von Ebene 1 in Ebene 2 und zurück bewirken die Leitrollen L_1 und die Spannrolle L' .

*) In Fabriken, welche Spinnerei und Weberei vereinigen, finden sich öfter 12 bis 18 Querwellen.

Von den sieben Treibrollen empfangen fünf die Doppeltwirkung und sind dafür zweikimmig auszuführen.

Senkrecht übereinanderliegende parallele Wellen, bisher meist durch einen Königsbaum getrieblich verbunden, lassen sich in ähnlicher Weise günstig durch Kreisseil betreiben.

Wird in einem der vorliegenden Fälle gewünscht, auch die Kraftrolle K zweimal überlaufen zu lassen, so kann dies in der Form geschehen, welche Fig. 924 andeutet. Zwei Gegenrollen G_1

Fig. 924.

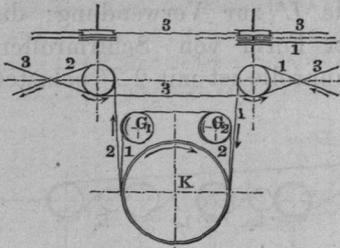
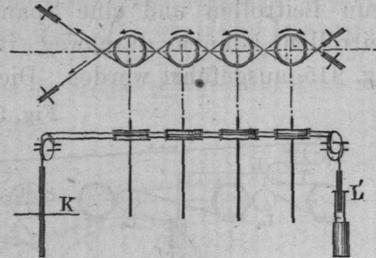


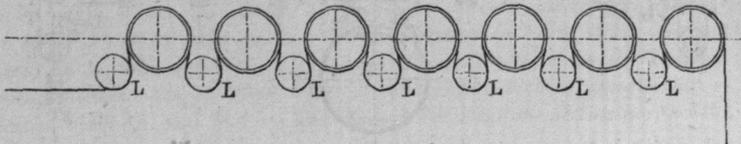
Fig. 925.



und G_2 bewirken die Ueberleitung aus Ebene 1 in Ebene 2. Für die fernere Leitung ist dann noch, wenn die Hauptanordnung, Fig. 923 b oder c vorliegt, die Verlegung eines Seilzuges in eine dritte Ebene (Auseinanderrückung der zwei Rollenkimmen) erforderlich. Fig. 925 zeigt sodann, wie man verfahren kann, wenn eine Reihe paralleler stehender Wellen, welche abwechselnd rechts und links laufen dürfen, von einer liegenden Welle K aus zu treiben wären.

Bei Getreidemühlen mit reihenweis aufgestellten Steinpaaren kann der Kreisseiltrieb auch Anwendung finden z. B. in der in Fig. 926 angedeuteten Anordnung, bei welcher alle Mühleisen

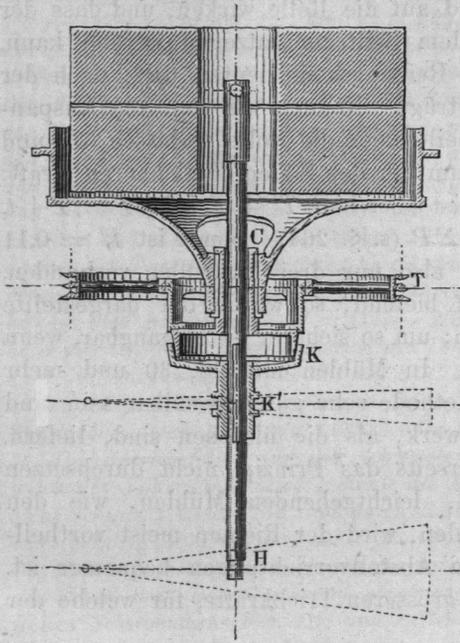
Fig. 926.



gleichläufig betrieben werden. Abwechslung im Drehungssinn würde übrigens hier nicht unzulässig sein, indem die Steinschärfung dann nur wechselnde Richtung zu haben brauchte. Dann aber liesse sich die doppelwirkende Betriebsweise wie in Fig. 925 anwenden. Die zweikimmige Rolle T auf dem Mühleisen könnte dann so, wie Fig. 927 zeigt, angebracht werden. Sie ist wieder

eine Schirmrolle (Fig. 915), bei welcher aber die beiden Drehzapfen in einen einzigen zusammengezogen sind, dieser eine Zapfen ausserdem hohl ist und das Mühleisen mit Spiel konaxial umfasst. Bei *K* eine Kupplung (Kegelreibungskupplung oder verwandte Konstruktion), bei *K'* Ein- und Ausrückezeug dieser Kupplung, bei *H* Hebe- oder Lichtwerk für das Mühleisen.

Fig. 927.

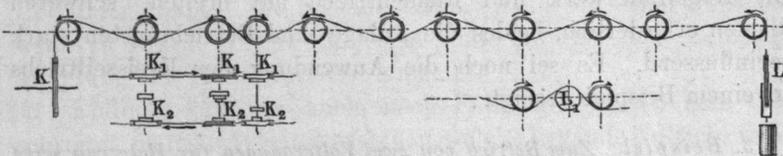


axial umfasst. Bei *K* eine Kupplung (Kegelreibungskupplung oder verwandte Konstruktion), bei *K'* Ein- und Ausrückezeug dieser Kupplung, bei *H* Hebe- oder Lichtwerk für das Mühleisen.

Hat man in einer Werkstatt eine Reihe paralleler Vorgelegewellen zu treiben, welche alle, oder zum grössten Theil bald rechts, bald links umlaufen, bald stille stehen sollen, so eignet sich mitunter auch der Kreisseiltrieb recht gut, z. B. in der in Fig. 928 angedeuteten Form. Das Seil läuft auf der einen

Rollenreihe hin, darauf über die Spannrolle *L'* und über die andere Rollenreihe zurück. Bei *K₁* und *K₂* sind Reibungskupplungen angebracht gedacht, von denen eine für den Links-, eine für den Rechtsgang eingekehrt wird. Sollte gewünscht werden,

Fig. 928.



zwei aufeinanderfolgende der Vorgelegewellen gleichsinnig zu treiben, so hätte man nur eine Leitrolle (Schirmrolle), wie bei *L₁* angegeben, einzuschalten. Die von den Vorgelegewellen nach unten gehenden Riementriebe würden bei einer Anordnung wie die vorliegende besonders einfach ausfallen. In allen dargestellten Fällen wird der Ableitungsmodul entsprechend den oben,

Formel (309), gegebenen Regeln gemäss einzurichten und danach der Umschlagwinkel zu bemessen sein. Nimmt man — um ein Beispiel nach Fig. 925 zu betrachten — an, dass jedes der beiden Seiltrümer die Rolle um 30° umfasse, so hat man zu beachten, dass beide treibend auf die Rolle wirken, und dass der Antheil Kraft, welcher jedem Seiltrum entzogen werden kann, selbst bei dem kleineren Reibungskoeffizienten 0,22, nach der Zahlenreihe S. 835 0,11 beträgt. Nennen wir nun die Anspannungen, mit welchen die Seiltrümer die Rolle verlassen, T' und t' , so haben wir als Maximum der den Seilen entziehbaren Kraft: $P' = 0,11 (T' + t')$. Nun ist aber hier $T' + t'$ immer $= T + t$, und darin $T = 2 \Sigma P$, $t = \Sigma P$ (s. §. 264). Somit ist $P' = 0,11 \cdot 3 \Sigma P \sim \frac{1}{3} \Sigma P$. Wären also nur drei Lastrollen vorhanden, jede denselben Widerstand bietend, so würde der dargestellte Betrieb schon gehen können; um so sicherer ist er gangbar, wenn der Lastrollen mehr sind. In Mühlen mit 20, 30 und mehr Gängen würde somit die Methode sehr gut anwendbar sein und ein weit einfacheres Triebwerk, als die üblichen sind, liefern. Zu weit wird man andererseits das Prinzip nicht durchsetzen dürfen; denn bei kleinen, leichtgehenden Mühlen, wie den Graphit- und den Farbmühlen, wird der Riemen meist vortheilhafter sein, weil er in den Abstellvorrichtungen bequemer ist. Es sind also wesentlich die grösseren Triebkräfte, für welche der Kreisseiltrieb passt.

Zu dieser Klasse von Mühlwerken zählen ausser den oben besprochenen Getreidemühlen noch die Kollermühlen für Trass, Kalk, Zement, Gips u. s. w., aber auch die Papierzeugmühlen und zwar sowohl die Holländer als die Holzzeugmühlen.

In allen diesen Fällen waren bisher meist schwere Längswellen mit Kegelräderwerk und Riementriebe mit breiten, schweren Riemen erforderlich, beides die Anlage- und Betriebskosten stark beeinflussend. Es sei noch die Anwendung des Kreisseiltriebs an einem Beispiel gezeigt.

3. Beispiel. Zum Betrieb von zwei Völtergängen für Holzzeug seien (reichlich gerechnet) zweimal 60 PS von zwei Turbinen aus mittelst Kreisseils zu übertragen; Umlaufzahl der Schleifsteinachsen 125. Wir betreiben von den Turbinenwellen aus mittelst Stirnrädern eine stehende Welle, auf welche wir die Antriebsscheibe des Seiltriebs setzen und geben ihr 125 minutliche Umläufe. Wir haben nun nach (276) die spezifische Leistung des Seiles: $N_0 = \frac{2}{3} \mathfrak{E}_1$, wählen ein Gussstahlseil und setzen $\mathfrak{E}_1 = 15$, so ist $N_0 = 10$. Geben wir nun dem Seil die Geschwindigkeit $v = 16$ m, so erhalten wir für den Seilquerschnitt aus (276) $q = 2 \cdot 120$

: $10.16 = 0,75$ qcm oder 75 qmm. Die Drahtzahl $i = 36$ annehmend, erhalte wir hieraus den Drahtquerschnitt zu $2,08$ qmm und dafür die Drahtdicke $\delta = 1,63$, die wir erhöhen auf $1,8$ mm. Die Umlaufzahl 125 führt uns nun zu einem Rollenhalbmesser $R = 16.1000.60 : 2\pi 125 \sim 1250$ mm. Bei Anwendung desselben wird die Biegungsspannung s in den Drähten (siehe Formel 279) $= 10000.1,8 : 1250 = 14,4$ kg, was durchaus mässig und zulässig ist. Das 120 PS von den Turbinen wegleitende Seil wird unter Zuhilfenahme von Leitrollen zunächst zum ersten Völtergange geführt, wo ihm 60 PS entzogen werden, und geht dann zum zweiten Gange, wo es den Rest abgibt. Die an Kraftaufwand unbedeutenden Nebenbetriebe werden von einer oder zweien der Leitrollen abgeleitet; der Spannwagen gibt dem geführten Seiltrum die nöthige Anspannung t . Verfolgen wir das Seil, so finden wir, dass es an der Kraftrolle die Anspannungen T und $t = 2\Sigma P$ und ΣP haben muss, wobei $\Sigma P = 75.120 : 16 = 562,5$ kg ist; danach ist $T = 1125$, $t = 562,5$ kg zu machen. An dem ersten Völtergang vermindert sich die Anspannung des führenden Trums um $P' = 281,25$ kg, beträgt also jenseits noch $T' = 1125 - 281,25 = 843,75$ kg. Hiervon geht beim zweiten Völtergang wiederum die Umfangskraft $P' = 281,25$ ab, so dass die Anspannung herabgeht auf $843,75 - 281,25 = 562,5$ kg, d. i. aber = der Anspannung t im geführten Trum, fortwährend erhalten durch die Spannrolle, deren Achse mit 1125 kg oder etwas mehr belastet ist.

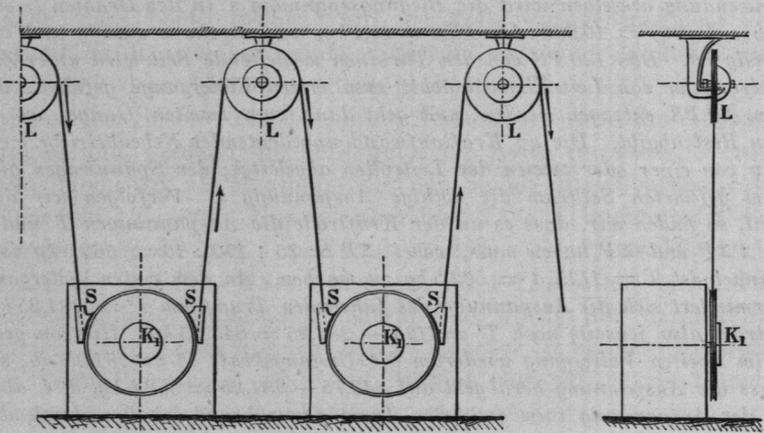
Die Antriebsrollen für die Schleifsteinachsen sind auf die Aussen-seiten der Völtergänge gelegt, damit die Bedienungsmannschaft durch sie nicht behindert wird. Sie sind durch Reibungskupplungen, etwa Adyman'sche (vergl. §. 307) mit den Schleifsteinachsen gekuppelt. Um Ausnutzung der Naben zu verhüten, sowie um zu gestatten, dass die einzelne Schleifsteinachse ohne Betriebsstörung abgebaut werden könne, geben wir den Rollen Schirrnaben (Fig. 915) und stellen den Lagerstuhl für die Rollenachse ausserhalb der Schleifmaschine, getrennt von derselben, auf das Fundament. Wird Störung der konaxialen Lage von Schleifstein und Rollenachse befürchtet, so schalten wir eine gelenkig angekuppelte Zwischenwelle ein.

Bei Holländerbetrieb lässt sich unter Umständen die vortheilhafte Anordnung treffen, dass eine Seilscheibe je zwei Holländer treibt. Die Scheibe kommt dann auf eine Zwischenwelle zu sitzen, welche an jedem Ende mittelst einer Reibungskupplung die Holländerachse antreibt.

Endlich kann es auch noch Fälle geben, wo man dazu schreitet, manche Arbeitsmaschinen, welche liegende Antriebswellen besitzen, mittelst Kreisseils zu betreiben, namentlich wo viele gleichartige Arbeitsmaschinen von grösserem Kraftbedarf hintereinander aufzustellen sind (z. B. Walzmühlen, Schleudermühlen u. s. w.), s. Fig. 929 (a. f. S.). Für das Aus- und Einkehren wären Reibungskupplungen $K_1 K_1 \dots$ anzubringen; die Leitrollen $LL \dots$ an der Decke könnten vortheilhaft als Schirmrollen gebaut, ihre Achsen auf kleine hängende Lagerstühle gelagert werden.

Für die Sicherheit der Bedienungsmannschaft wäre das Triebseil an den Arbeitsrollen mit Schutzhülsen *S* einzuschirmen. Die be-

Fig. 929.



sprochene Anordnung passt besonders gut, wenn in einem oberen Stockwerk eine zweite Reihe Maschinen ähnlich den ersten angeordnet werden kann, wo dann statt der Leitrollen *L* die Antriebsrollen der oberen Maschinenreihe eintreten, jedes Deckentriebwerk also wegfällt. Unter gewissen Umständen muss auch hier die Aufstellung der Antriebsrollen, die als Schirmrollen zu bauen wären, auf getrennte Lagerstühlchen auswärts von den getriebenen Maschinen stattfinden, wie am Schluss des dritten Beispiels angedeutet wurde, um wieder ohne Betriebsstörung jede einzelne Maschine nachsehen und allenfalls abbauen zu können.

Es soll nicht unterlassen werden zu bemerken, dass für vorstehende Verwendung des Kreisseiltriebes die ganze Anordnung der Fabrik beim Neubau derselben einzurichten ist, indem die Orientirung der Arbeitsmaschinen zum Kreisseiltrieb passen muss, wenn dessen Vortheile ganz zur Geltung kommen sollen. In vereinzelten Fällen indessen könnte sich sogar ein Umbau von Wellentrieb auf Kreisseiltrieb lohnen.

Als allerletzte Aufgabe bleibt noch übrig, mit dem Kreisseiltrieb wieder in den einfachen Seiltrieb, denjenigen mit nur einer Last und einer Kraftrolle, zurückzukehren. Bei der bisherigen Einrichtung sah man sich nicht in der Lage, für ganz kleinen Rollenstand den Seiltrieb durchzuführen, weil bei grosser Nähe der Rollen das Seil zu straff wurde; geringe Temperatur-

schwankungen brachten entweder zu scharfe Anspannung oder Schlaffwerden hervor. Behalten wir aber den so wesentlichen Theil des Kreisseiltriebes, die Spannrolle, bei, so schwindet auch diese letzte Schwierigkeit. Es wird sich dabei empfehlen, von der geradlinigen Bewegung der Spannrollenachse auf eine im Kreisbogen schwingende überzugehen, zu ähnlichen Anordnungen also, wie sie beim Riementrieb früher weit mehr als jetzt Anwendung fand, und u. a. in Fig. 844 angedeutet ist. Die konstruktive Ausbildung ist dabei dem Drahtseil anzupassen; die Spannrolle kann häufig mit Vortheil wieder als Schirmrolle ausgebildet werden; Kautschuk- oder Lederbesetzung wird nicht zu unterlassen sein, da Schonung des Seiles eines der ersten Erfordernisse bleibt. Es gibt viele Fälle, in welchen auf diese Weise die hohe spezifische Leistung des Drahtseils vorzüglich verwerthet werden kann.

Somit löst denn der Kreisseiltrieb sowohl die Aufgabe des Ferntriebwerkes in sehr vortheilhafter Weise, vor allem da, wo eine Vertheilung der Triebkraft auf viele Punkte zu geschehen hat, als auch die des Nahe- oder Kurztriebwerkes, und geht mit Beibehaltung seiner Spannrolle in den älteren Seiltrieb über. Alle Bauschwierigkeiten sind bei dem grösseren Kreisseiltrieb geringer als beim älteren System, die Wartung leichter, die Herstellung ungleich billiger. Sein Anwendungsbezirk verspricht deshalb noch grosses Wachsthum; auch erscheint er befähigt, den neuerdings auftretenden Wettbewerb der elektrischen Kraftübertragung siegreich zu bestehen, vor allem, weil diese letztere wegen der Umsetzung von Kraft in Strom und wieder von Strom in Kraft (kleine in grosse und grosse wieder in kleine Geschwindigkeit) von sehr bedeutenden Effektverlusten begleitet ist und ausserdem sehr kostspielige Umsetzungsmaschinen erfordert. (Siehe auch Kap. XXIII die Vergleichung verschiedener Ferntriebwerke.)