

: 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.

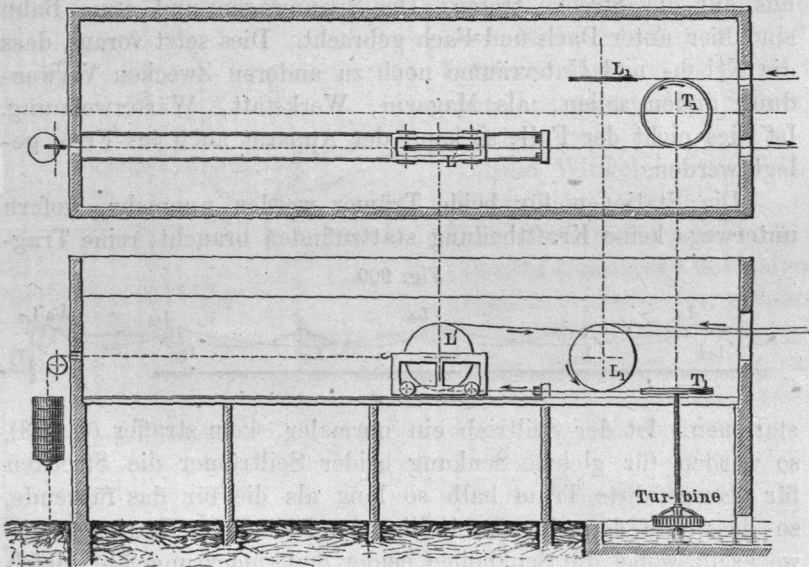
f) Die Nothwendigkeit, die Seile für die Sommerszeit, wo sie durch die Wärme am meisten ausgedehnt sind, genügend scharf anzuspannen, in Folge wovon sie zur Winterszeit unnöthig scharf angespannt sind.

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.

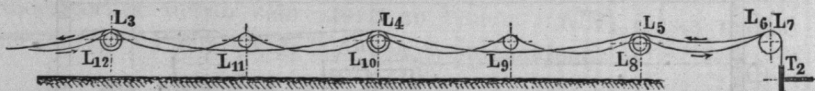
Zu dem Ende bringen wir in der Kraftstätte, wie wir die Kraftmaschinenstation nennen wollen, die erste Treibrolle T_1 , Fig 908, liegend unmittelbar auf der Kraftmaschinenwelle oder

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.



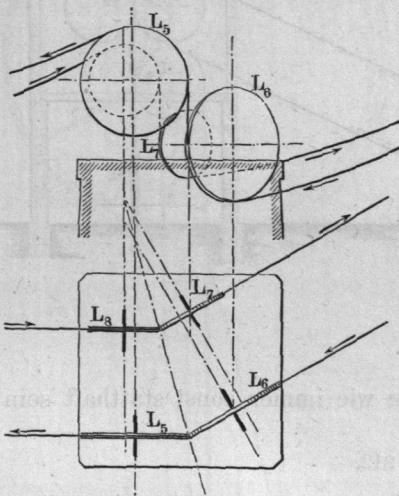
stationen. Ist der Seiltrieb ein normaler, kein straffer (§. 293), so werden für gleiche Senkung beider Seiltrümer die Strecken für das geführte Trum halb so lang als die für das führende, so dass nun doppelte (zweirollige) und einfache Stationen abwechseln, wobei die Senkhöhen beider Seiltrümer ungefähr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



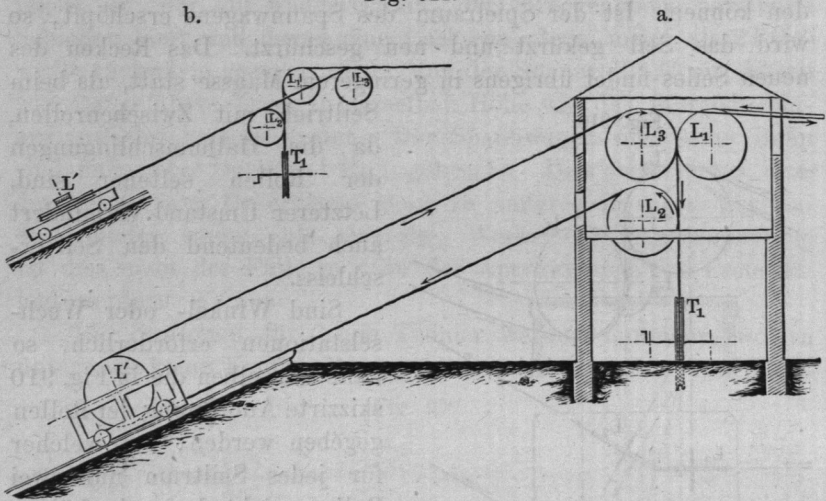
Seiltrieb mit Zwischenrollen, da die Halbumschlingungen der Rollen seltener sind. Letzterer Umstand vermindert auch bedeutend den Seilverweiss.

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.

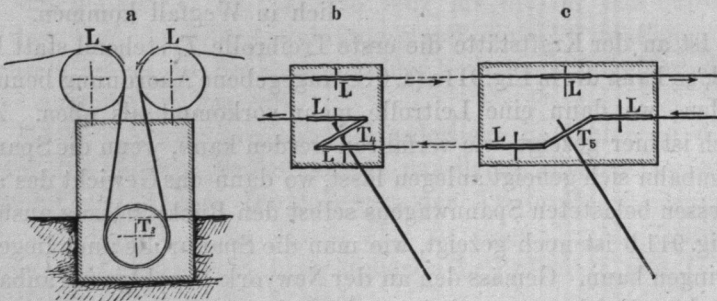
Muss die Treibrolle T_2 im Fabrikgebäude in der Ebene eines der beiden Seilträger gelegt werden, so wird ihr das andere über eine einfache Winkelstation zugeleitet. Ist der Seiltrieb recht lang, erfordert er also eine grössere Anzahl von Tragstationen, so gestattet noch die Leichtigkeit, mit welcher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



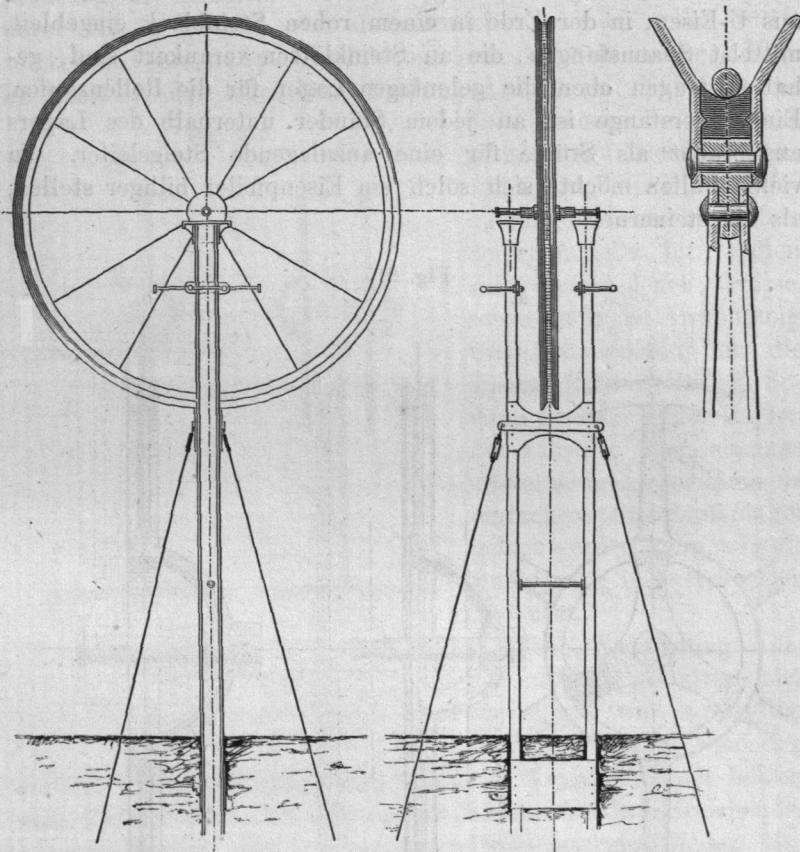
Anders als früher gestalten sich nun auch die Theilstationen. Auch bei ihnen kann zunächst das Zahnräderwerk gänzlich vermieden werden. Sodann ergeben sich leicht die Anordnungen für Ableitungen in verschiedenen Richtungen. Fig. 912 Ableitung bei tiefliegender Achse der Nebenrolle, *a* bei rechtwinkliger,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

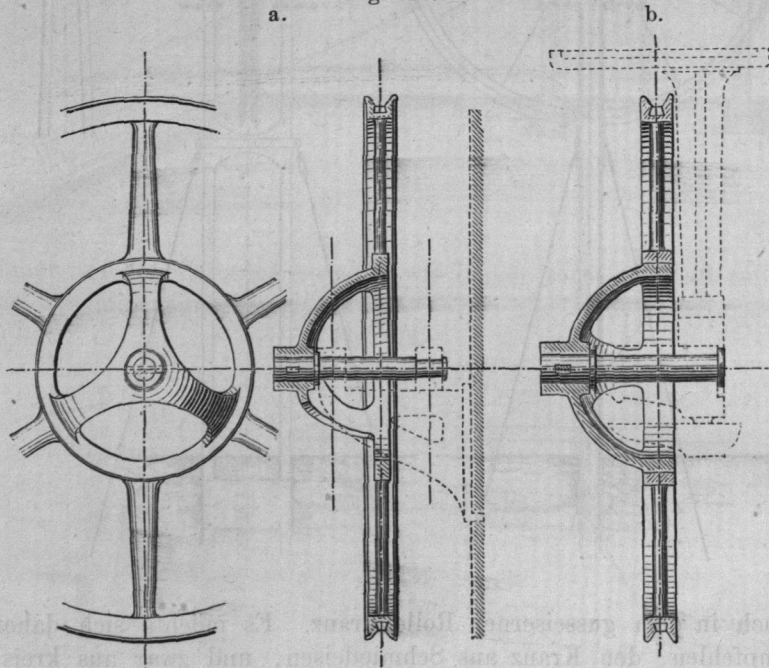


noch in dem gusseisernen Rollenkranz. Es möchte sich daher empfehlen, den Kranz aus Schmiedeisen, und zwar aus kreisförmig gebogenem Winkeleisen mit zwischengenieteter Formschiene als Felgenkranz herzustellen, Fig. 914. Für das Biegen der Felgen wären geeignete Biegewalzwerkchen anzuwenden. Das Festhalten 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.

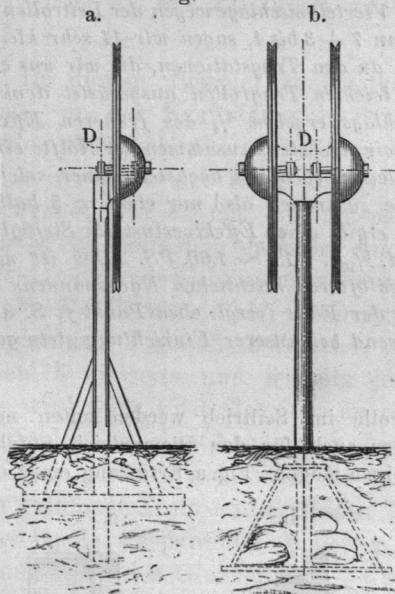
Fig. 915.



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.)

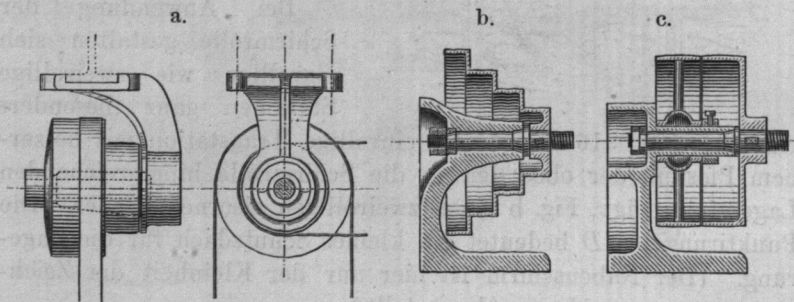
Ein Vergleich dieses Stationsaufbaues mit dem älteren, z. B. demjenigen in Fig. 903, lässt die durch Schirmrolle und das angegebene Seilsystem einzeln wie zusammen erzielbaren Bau-erleichterungen recht deutlich werden. Bemerkt sei noch, dass die Schirmrolle auch als Seilscheibe für Fördermaschinen brauch-

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.

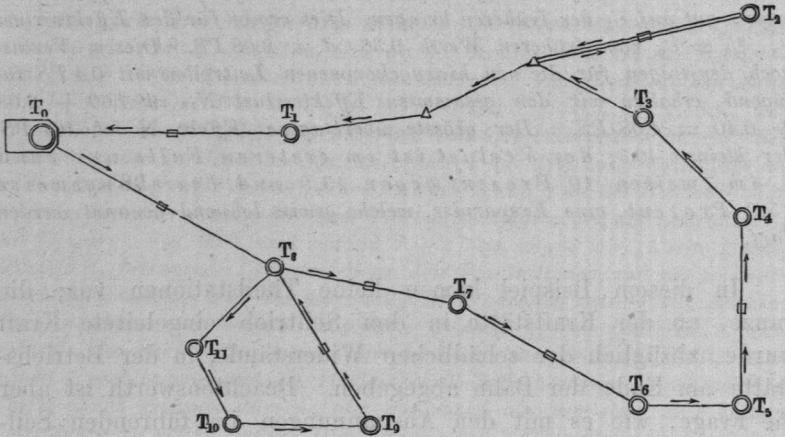
selbstthätig genau die gewünschte Anspannung in allen Seiltrümmern herrscht. — Die Zapfenreibungsverluste können wir beträchtlich herabziehen, die an den sieben Zwischenstationen nämlich durch bedeutende Erleichterung der Tragrollen und die Verminderung der Tragrollenbelastung. Die Gesamtbelastung der 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,

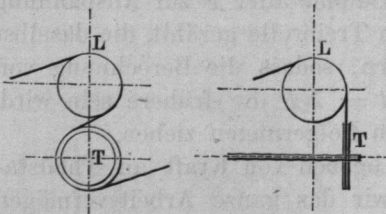
Schwankungen im Kraftbedarf, ja auch Abststellungen eingerechnet. Denn wenn die abzugebende Kraft irgendwo auch sinkt, bis zur Null herab, stellt sich immer von selbst der Spannwagen wegen

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.

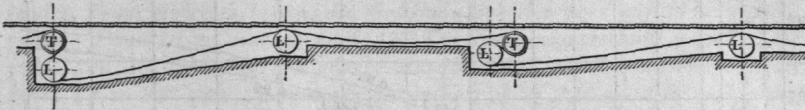


nachdem der Streckenverlauf gerade oder winklig ist, die Theilstationen mit Kreischen ausgezeichnet. Bei T_8 ist gezeigt, wie von dem Hauptseiltrieb noch eine Nebenleitung, ebenfalls ein Kreisseiltrieb, abgezweigt werden kann (derselbe würde ein Kreisseiltrieb

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 :

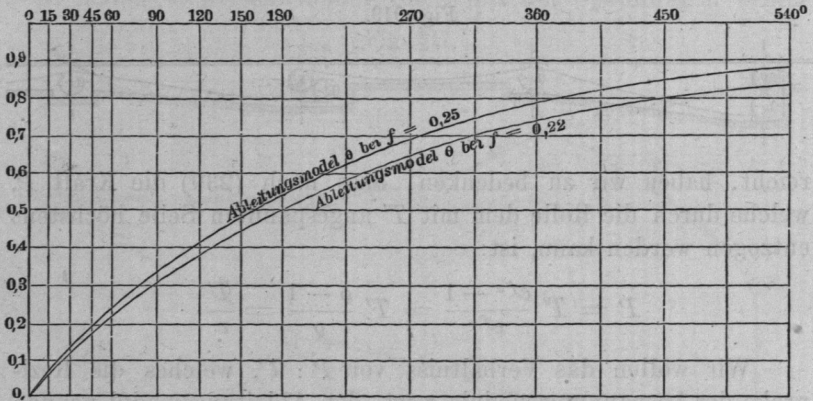
$\alpha =$	15°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°	270°	360°	450°	540°
$f = 0,22$	0,06	0,11	0,16	0,21	0,29	0,38	0,44	0,50	0,65	0,75	0,86	0,83
$f = 0,25$	0,07	0,12	0,18	0,24	0,33	0,41	0,48	0,54	0,69	0,79	0,81	0,87

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.

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

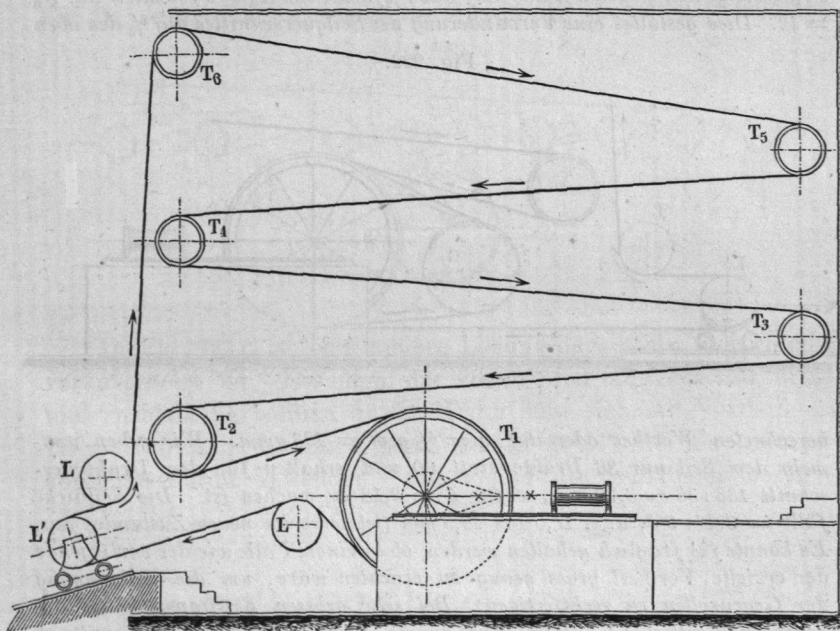
Die Einschlebung der Gegenrolle in die Rollenanlage der Kraftmaschine ist selten schwierig.

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.

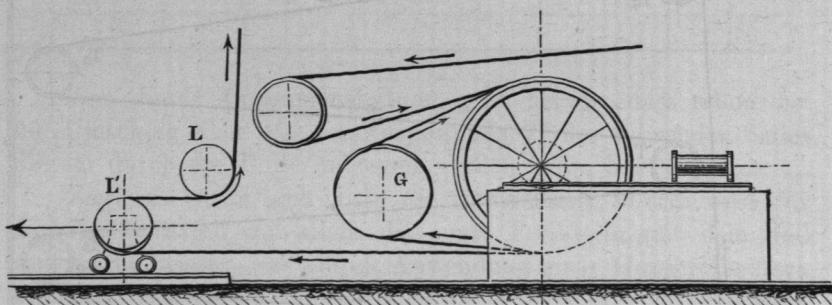


$= 2400 \text{ mm}$ zu nehmen. Hiermit ergibt sich eine Biegungsspannung $s = 10000 \cdot 2,15 : 2400 \sim 9 \text{ kg}$ (vergl. Formel (279), was durchaus mässig und zulässig ist. Wir setzen also nunmehr an die Stelle der 16 spurigen Trommel von $7,6 \text{ m}$ Durchmesser eine einspurige, mit Lederbesatz 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 ν (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.



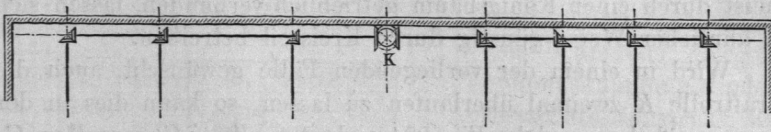
berechneten Werthes oder auf $q = \frac{4}{3} \text{ qcm} = 133 \text{ qmm}$. Wir geben nunmehr dem Seil nur 36 Drähte statt 60 und erhalten für den Drahtquerschnitt $133 : 36 \sim 3,79 \text{ mm}$, wofür $\delta = 2,18$ zu machen ist. Die Seildicke fällt = 8 bis 9 δ , d. i. 17,5 bis 19,5 mm (letzteres 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

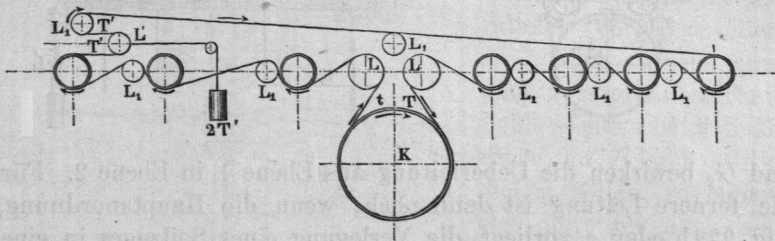
mittelst sieben Winkelräderpaaren ebensoviele Querwellen umgetrieben*). Fig. 923 b zeigt, wie die Längswellen durch ein

Fig. 923 a.



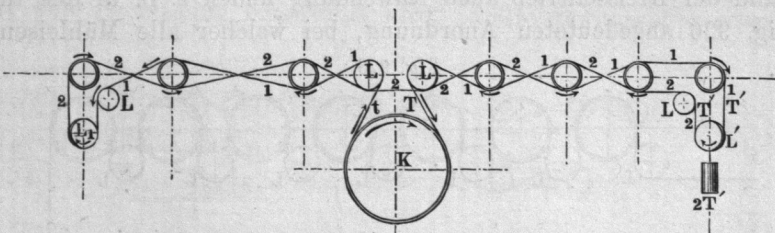
kreisendes Seil ersetzt werden können; es kommen sieben Treib-, neun Leitrollen und eine Spannrolle L' zur Verwendung; die Leitrollen können durchweg in der Form von Schirmrollen, Fig. 915, ausgeführt werden. Die Spannrolle ist mit $2 T'$ belastet.

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.

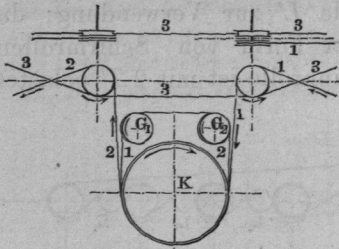
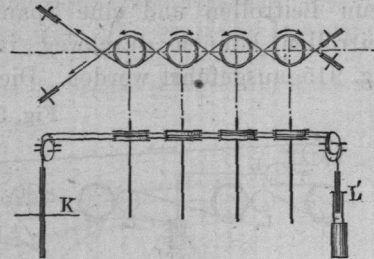


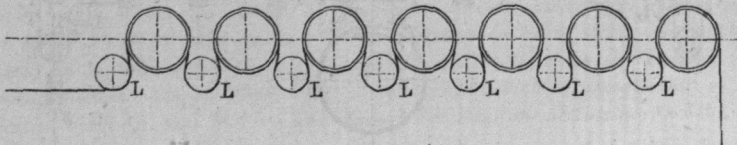
Fig. 925.



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

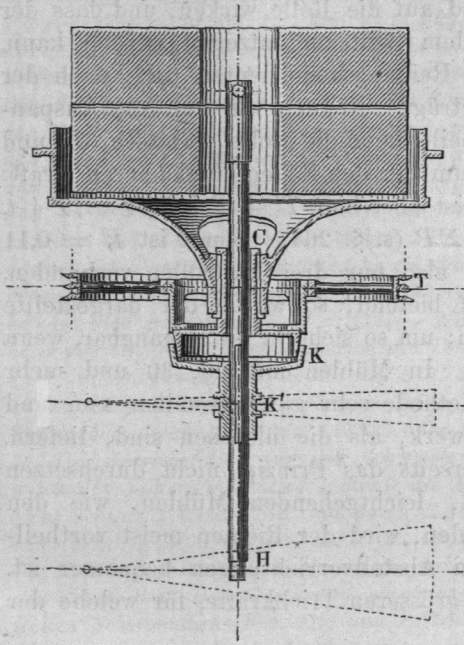
Fig. 926.



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*

Fig. 927.

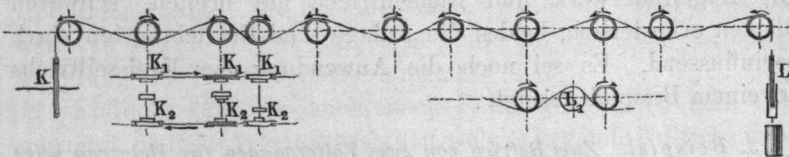


eine Kupplung (Kegelreibungskupplung oder verwandte Konstruktion), bei *K'* Ein- und Ausrückezeug dieser Kupplung, bei *H* Hebe- oder Lichtwerk für das Mühleisen.

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 Kegelhäderwerk 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.

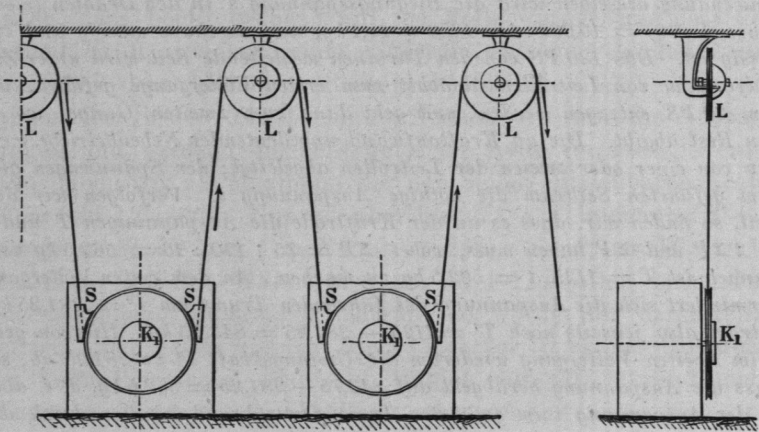
Die Antriebsrollen für die Schleifsteinachsen sind auf die Aussen-seiten der Völtergänge gelegt, damit die Bedienungsmannschaft durch sie nicht behindert wird. Sie sind durch Reibungskupplungen, etwa Adyman'sche (vergl. §. 307) mit den Schleifsteinachsen gekuppelt. Um Ausnutzung der Naben zu verhüten, 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 Deckenriebwerk 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.)