

DER RIEMENTRIEB.

§. 276.

Selbstleitende Riementriebe.

Die Riemscheiben sind indirekt wirkende Reibungsräder (§. 191) und die Riementriebe als Zugorganwerke (§. 261) Kombinationen aus Treibung und Leitung. Solche, welche ohne besondere Leitvorrichtungen zu gehen vermögen, heißen selbstleitende Riementriebe. Die Selbstleitung entsteht für Riemen mit cylindrischen Rollen dann, wenn die Kanten des prismatischen Riemens in Ebenen auflaufen, welche zur Rollenachse senkrecht stehen, oder, wie man es auch ausdrückt, wenn die Mittellinie des auflaufenden Riementrums in die Mittelebene der Rolle fällt.

Läuft ein normal zur Rollenachse gerichteter Riemen auf eine kegelförmige Rolle auf, so sucht er sich kegelschraubenförmig

Fig. 840.

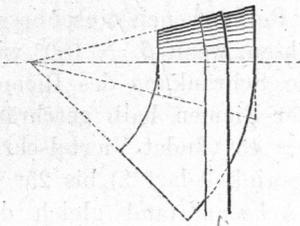
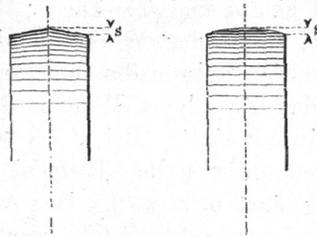
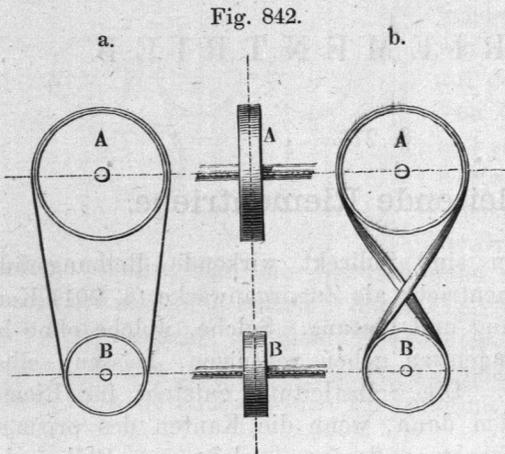


Fig. 841.



auf die Rolle zu wickeln, was man alsbald erkennt, wenn man sich den Kegelmantel in eine Ebene ausgebreitet denkt, Fig. 840. Bildet man deshalb die Rolle tonnenförmig oder „ballig“, Fig. 841, so bewegt sich der auflaufende Riemen nach der Mitte der balligen Umfläche hin, selbst wenn die Zuleitung nicht genau ist. Bei der bei Lederriemen üblichen Ballenhöhe  $s = \frac{1}{20}$  der Riemenbreite kann die Zuleitungslinie bis zu  $2\frac{1}{3}^\circ$  ( $tg = 4$  Proz.)

von der Mittellinie der Rolle abweichen; bei Baumwollriemen muss wegen der geringeren Elastizität des Materials die Ballung  $s$  auf etwa  $\frac{1}{150}$  der Riemenbreite beschränkt bleiben, wodurch sich die erlaubte Schiefe des Auflaufens entsprechend vermindert. An gewöhnlichen Riemscheibenpaaren gestaltet man mindestens



eine der beiden Rollen ballig.

Die einfachsten selbstleitenden Riementriebe sind die für parallele Achsen, Fig. 842 *a* und *b*; *a* offener, *b* gekreuzter Riemen; beide können in beiden Drehungssinnes umlaufen.

Für zusammenfallende und für winklige Achsen sind

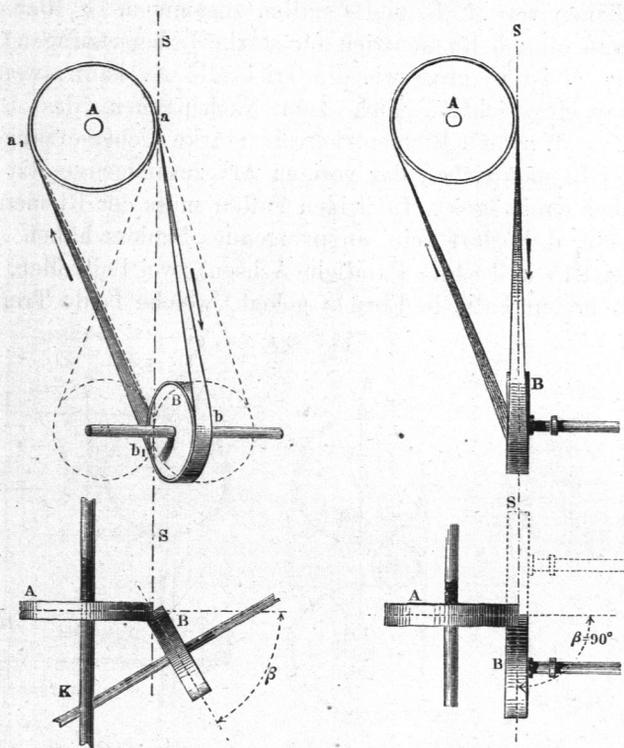
selbstleitende Riementriebe nicht ausführbar, wohl aber für geschränkte Achsen, wenn man nämlich die Rollen so legt, dass die Spur  $SS$  der Rollenebenen beide Rollen an der Ablaufstelle des Riemens trifft, Fig. 843. Die Zuleitungslinie fällt dann in die Mittelebene jeder der beiden Rollen; die Ablauflinie aber nicht, weshalb nur Drehung in einem Sinne statthaft ist. Ablaufstellen sind hier *a* und *b*. Dieser Riementrieb liefert den offenen Riemen, wenn der Winkel  $\beta$ , den die Rollenebenen einschliessen,  $= 0$ , den gekreuzten oder verschränkten, wenn  $\beta = 180^\circ$  wird. In den Zwischenstellungen findet die Schränkung des Riemens theilweise statt. Bei  $\beta = 90^\circ$  ist der Riemen halb geschränkt (sogenannter halber Riemen), bei  $\beta = 45^\circ$  findet Viertelschränkung statt u. s. w.\*). Der Ableitungswinkel darf\*\*) bis  $25^\circ$  betragen, was stattfindet, wenn der Achsenabstand gleich dem zweifachen Durchmesser der grösseren Rolle wird. Soll ferner

\*) Die angegebene geometrische Anordnung des Riementriebs für geschränkte Achsen ist nur annähernd richtig. Eine durchgeführte genaue Lösung des nicht einfachen Problems hat J. B. Webb in den „Transactions of the American Soc. of mechanical Engineers“ Bd. IV (1883), S. 165 gegeben; Uebersetzung in den Berliner Verhandlungen, 1885.

\*\*) Nach Redtenbacher.

der Riemen durch das Verwinden an der Ablaufstelle bei halber Schränkung nicht zu sehr angegriffen werden, so hat man\*) den

Fig. 843.



Achsenabstand auch nicht unter  $10\sqrt{bD}$  zu nehmen, wenn  $b$  = Riemenbreite,  $D$  = Durchmesser der treibenden Rolle\*\*).

## §. 277.

**Riementriebe mit Leitrollen.**

Bei einem Riementrieb mit Leitrollen wird die Leitung richtig vollzogen, wenn jede Rolle an der Ablaufstelle von der

\*) Nach Völkers, s. Zeitschr. d. V. deutsch. Ing. IV (1860), S. 125.

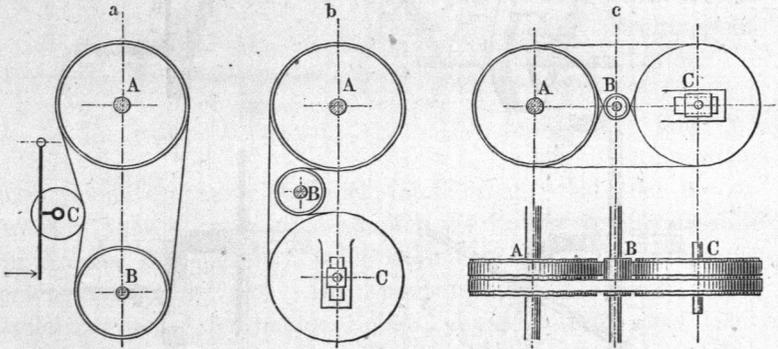
\*\*\*) Der Riemenfabrikant Gehrckens in Hamburg hat mit bestem Erfolg Verstärkung des halbgeshränkten Riemen an dessen konvexer Seite eingeführt.

Spur ihrer Ebene mit derjenigen der nächstfolgenden Rolle getroffen wird\*).

Fig. 844 a, b, c Riementriebe für parallele Achsen, die Mittelebenen von *A*, *B*, und *C* fallen zusammen. *a* Riementrieb mit Spannrolle; *b* Riementrieb für starke Uebersetzungen\*\*); die Leitrolle *C* ist so gross wie die Triebrolle *A*, kann, wenn verschiebbar eingerichtet, auch zum Nachspannen des Riemens dienen. *c* Weaver's Riementrieb für starke Uebersetzungen\*\*\*), aus zwei Riementrieben der vorigen Art zusammengesetzt (angewandt bei Kreissägen). In beiden Fällen muss der Riemen glattläufig sein, d. h. darf kein vorspringendes Schloss haben.

Fig. 845 und 846. Parallele Achsen, zwei Leitrollen. Diese sind im ersten Falle in Ebenen gelegt, welche beide Treibrollen

Fig. 844.



berühren; Betrieb in beiden Drehungssinnen statthaft. Gewöhnlich wird nur ein Drehungssinn erfordert, wobei die zweite Anordnung, welche eine leichtere Aufstellung gestattet, genügt. Behandelt man *B* als Leitrolle, in welchem Falle man sie auch lose auf die Achse von *A* stecken kann, so können *C* und *D* als Treibrollen dienen. Können die Leitrollen zwischen den Achsen von *A* und *B* statt ausserhalb angebracht werden, siehe Fig. 847, so erhalten sie gleichen Drehungssinn und können daher auf gemeinschaftlicher Achse befestigt werden; Drehung in nur einem Sinne statthaft.

\*) Annähernd richtig, vergl. die erste Anmerkung auf S. 754.

\*\*) Eckert'scher Mechanismus zum Betrieb der Trommel an Dreschmaschinen, pat. im D. R.

\*\*\*) S. Scientific American, auch Cooper's Use of belting (Philadelphia 1878), S. 171.

Fig. 848 (a. f. S.), Winkelriementrieb, aus der Anordnung Fig. 846 ableitbar (s. die Punktirung), einsinnige Drehung. Die Leitrollen laufen nicht in gleichem Sinne um, sind aber wegen

Fig. 845.

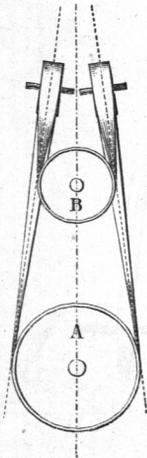


Fig. 846.

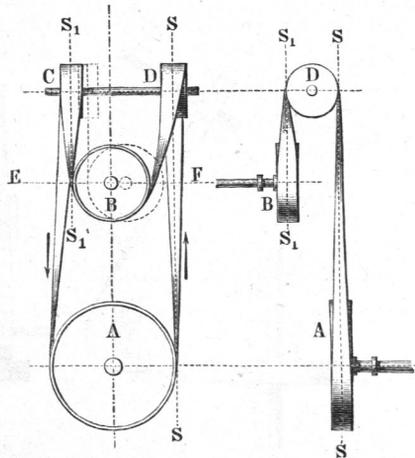
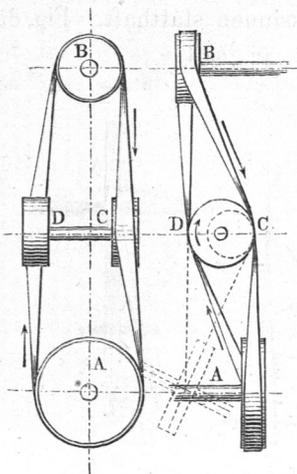


Fig. 847.



des Zusammenfallens ihrer geometrischen Achsen bequem aufzustellen.

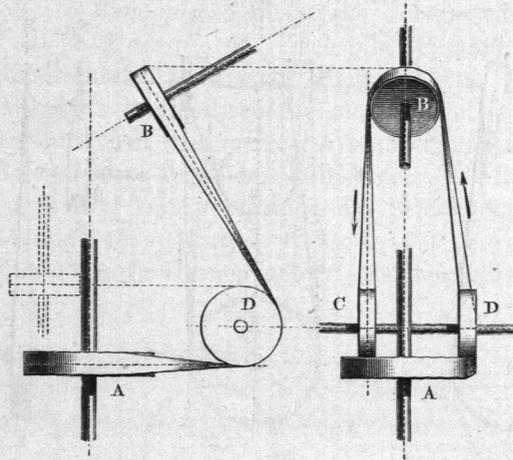
Fig. 849 (a. f. S.), halbgescränkter Riemen mit Leitrolle. Das eine Riementrum ist in die Spur  $SS$  der Rollenebenen gelegt; dann ist von einem beliebigen Punkte  $c$  der  $SS$  das Tangentenpaar  $ca, cb$  gezogen und in dessen Ebene die Leitrolle  $C$  angebracht. Drehung in beiderlei Sinn statthaft. Fig. 850 (a. f. S.), andere Anordnung des halbgescränkten Riemen mit Leitrolle. Das von  $A$  ablaufende Trum schief nach  $B$  geleitet, das auflaufende über die Leitrolle  $C$ , welche in

der Ebene von  $A$  liegt und  $SS$  berührt, angebracht. Diese Riemenleitung ist sehr geeignet für den Betrieb reihenweis stehender Wellen von einer liegenden Welle aus\*).

\*) S. z. B. Jacob's 40gängige Getreidemühle in Uhland's Prakt. Masch.-Konstr. 1868, S. 83 ff. und 1869, S. 242.

Fig. 851. Allgemeiner Fall für geschränkte Achsen. In der Spur  $SS$  der Rollenebenen wähle man zwei Punkte  $c$  und  $c_1$  und ziehe aus ihnen die Tangentenpaare  $ca$ ,  $cb$  und  $c_1a_1$ ,  $c_1b_1$

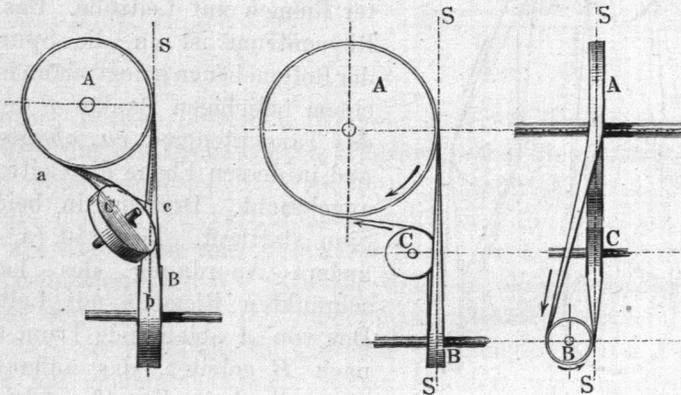
Fig. 848.



an die Rollen, um die Ebenen für die Leitrollen  $C$  und  $C_1$  zu erhalten. Umlauf in beiden Drehungssinnen statthaft. Fig. 852,

Fig. 849.

Fig. 850.



Anwendung auf den Fall, dass  $SS$  durch die Mitte einer der Rollen geht.

Eine Vereinfachung des allgemeinen Falles wird erzielt, wenn man die Leitrollen auf eine und dieselbe geometrische Achse  $C'C'$  bringt, Fig. 853, welche man parallel den beiden

Triebrollen legt. Schiefe Ableitung geschieht nur bei den Leitrollen. Es ist aber wegen derselben nur ein Drehungssinn statthaft,

Fig. 851.

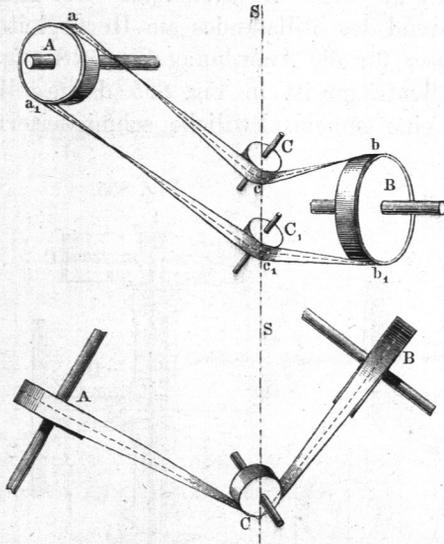
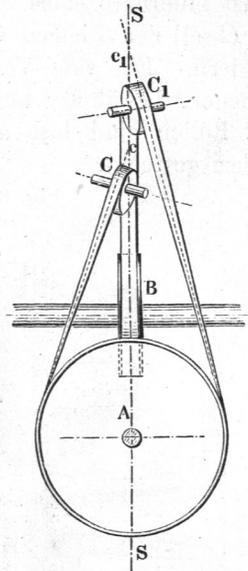
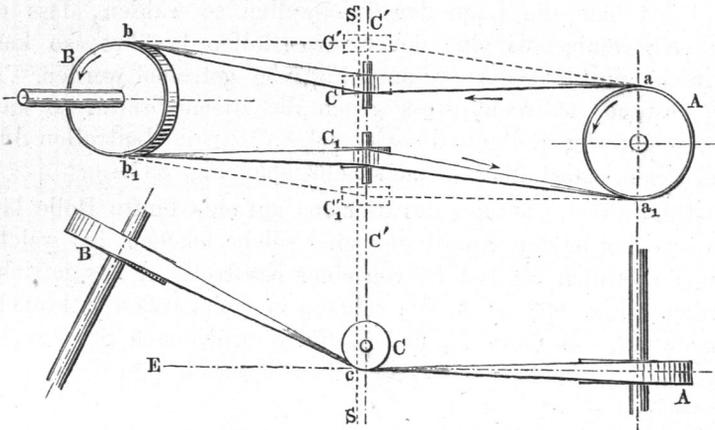


Fig. 852.



den die Pfeile andeuten; ist der umgekehrte vorgeschrieben, so sind die punktirten Lagen der Leitrollen zu wählen. Der Ab-

Fig. 853.



leitungswinkel darf nicht zu gross sein, weil sonst der Riemen leicht abfällt, namentlich beim Stillstand des Riementriebs.

Den Leitrollenachsen gibt man besonders ausgebildete Träger. Ein recht praktischer ist der in Fig. 854 dargestellte Leitrollenträger\*). Die wegen Oelzuführung gehöhlte Achse von *C* ist innerhalb eines Kegels am Arme *D* verstellbar. Der Rand an *C* soll den Riemen während des Stillstandes am Herabgleiten hindern. Ein vom Verfasser für die Anordnung Fig. 848 angegebener, bewährter Leitrollenträger ist in Fig. 855 dargestellt; die Rollen sind lose auf eine gemeinschaftliche schmiedeeiserne Achse gesteckt.

Fig. 854.

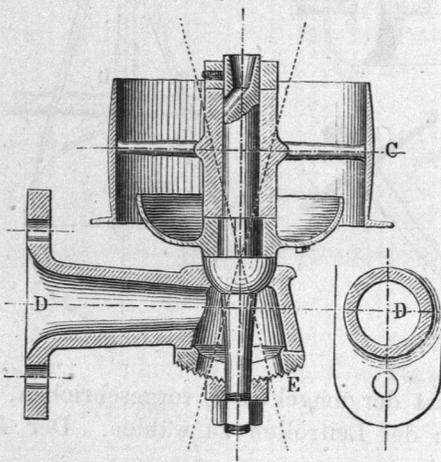
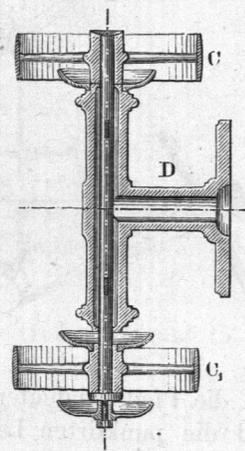


Fig. 855.



Lässt sich die Lage der Triebwellen so wählen, dass die Spur *SS* wenigstens eine der beiden Rollen berührt, so kann die recht praktische Anordnung Fig. 856 getroffen werden. Ist der Abstand *AC* recht gross gegen die Riemenbreite, so kann man wegen der Rollenballung (vergl. §. 276) die Leitrollen auch noch neben- statt übereinander anbringen, Fig. 857.

Durch Weiterleitung des Riemens auf eine fünfte Rolle lässt sich aus der letzten Anordnung eine solche machen, bei welcher zwei Treibrollen  $B_1$  und  $B_2$  von einer Kraftrolle *A* aus getrieben werden. Fig. 858 zeigt eine solche, in Spinnereien gebrauchte Anordnung, wo dann  $B_1$  und  $B_2$  in verschiedenen Stockwerken liegen, auch beide noch Losscheiben bei sich führen\*\*). Ver-

\*) Der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft im D. R. patentirt.

\*\*\*) S. Fairbairn, Mills and Millwork II (London 1863), S. 103. Ueber die theoretische Bedeutung dieses mehrfachen Antriebs siehe §. 301.

wandt ist die folgende Riemenleitung, Fig. 859 (a. f. S.), bei welcher von der Rolle *A* aus zwei parallele Wellen getrieben werden,

Fig. 856.

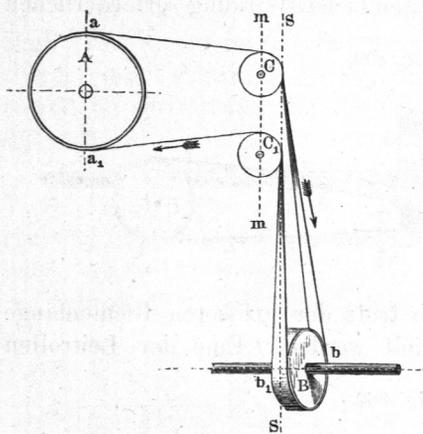
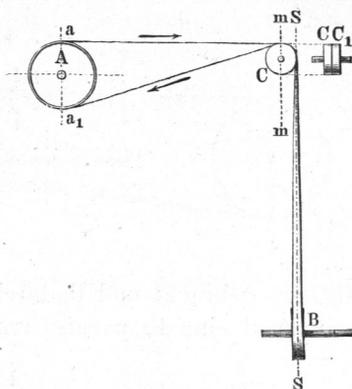
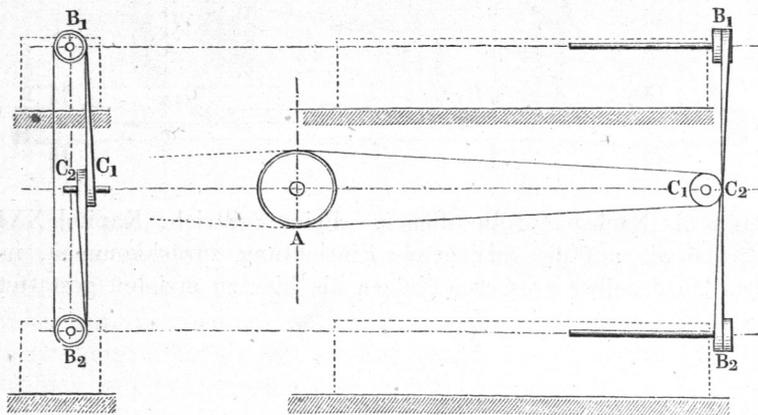


Fig. 857.



von denen die eine rechtwinklig schneidend, die andere desgleichen geschränkt zu *A* liegt\*).

Fig. 858.

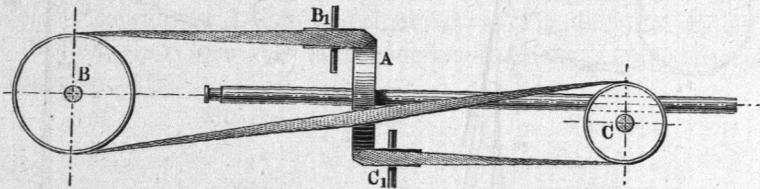


Schliesslich sei noch auf die vom Verfasser angegebene Anordnung Fig. 860 hingewiesen. Hier wird das ablaufende Riemenzentrum durch eine Leitrolle *C1* oder *C2*, ein zweites mal auf die Treibrolle geführt (vergl. Fig. 795, (wodurch eine reichliche Verdoppe-

\*) Scientific American 1869, Mai, S. 340; Aehnliches auch bei Cooper a. a. O. S. 878.

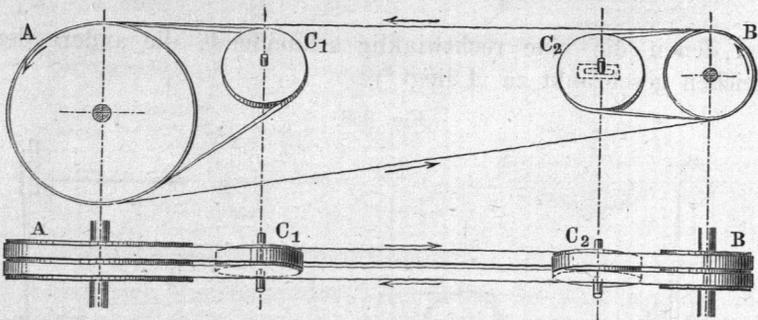
lung des Umfassungswinkels  $\alpha$  erzielt und der Reibungsmodul  $e^{f\alpha}$  (§. 264) entsprechend gesteigert wird. Man kann diesen Riementrieb einen doppeltwirkenden nennen. Der Riemenquerschnitt kann bei ihm auf  $\frac{6}{10}$  des für einfache Wirkung erforderlichen

Fig. 859.



Maasses gebracht und dadurch trotz der grösseren Riemenlänge manchmal eine Ersparniss erzielt werden. Eine der Leitrollen

Fig. 860.



kann als Nachspannrolle dienen. Beim Seiltrieb, Kapitel XXI, werden wir auf die vorliegende Einrichtung zurückkommen, indem sie daselbst grösseren Nutzen als hier zu erzielen gestattet.

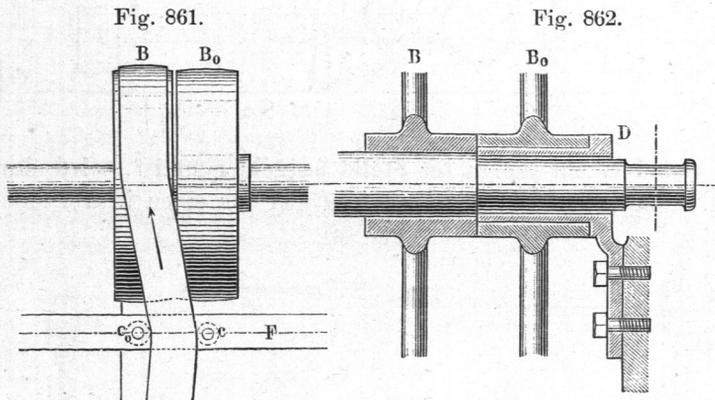
## §. 278.

**Fest- und Losscheibe.**

Die Losscheibe, lose Scheibe, Leerrolle eines Riementriebs, dient zu dessen Ausrückung. Im Grunde gehört sie einem zweiten, dem ersten benachbarten Riementrieb an, zu welchem der Riemen durch den sogenannten Riemenführer geleitet wird.

Die Stifte, Gabelzinken und andere den Riemen unmittelbar in die neue Richtung treibenden Theile sind, wie aus der Erörterung S. 692 hervorgeht, nichts anderes als Leitrollen, auch wenn sie nicht mit drehbaren Hülscen oder wirklichen Rollen besetzt sind. Die Riemenführer sind demnach verschiebbare Leitrollenträger; die Punktirung in Fig. 861 deutet die durch die Stifte  $c$  und  $c_0$  vertretenen um Zapfen drehbaren Leitrollen  $C$  und  $C_0$  an\*).

Es ist zweckmässig, die Losscheibe stets auf der getriebenen Welle anzubringen, weil nur dann der Riemen nach der Ausrückung im Laufe bleibt und durch den Riemenführer  $F$ , Fig. 861, leicht schraubenförmig auf die Nebenscheibe zu leiten ist. Für die Schnelligkeit der Ueberleitung ist es gut, die dicht neben-



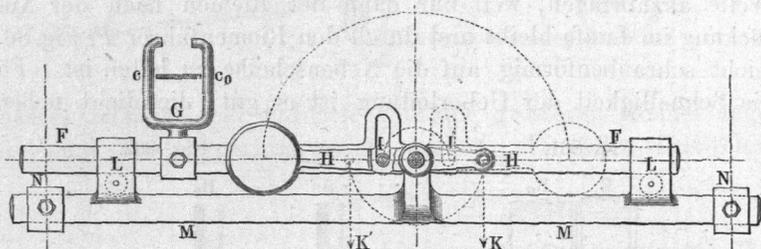
einander sitzenden treibenden Scheiben nicht oder nur schwach ballig zu machen, auch den Riemenführer recht nahe an die getriebene Scheibe zu legen. Die Losscheibe ist innerhalb ihrer Nabe gut in Oelung zu halten, wofür zahlreiche Schmier- vorrichtungen konstruirt worden sind. Die zwischen Nabenhöh- lung und Achse vorhandene Reibung wirkt als treibende Kraft auf die letztere ein, was wiederholt Unglücksfälle zur Folge ge- habt hat. Unschädlich gemacht wird die treibende Wirkung

\*) Man hat gefunden, dass die Baumwollriemen durch Riemenführer an den Kanten stark angegriffen werden, auch wenn kleine Holzröllchen auf die Zapfen  $c$  und  $c_0$  gesetzt werden; es möchte sich wohl empfehlen, hier zu der vollständigen, die Reibung bedeutend herabziehenden Kon- struktion mit genügend grossen Leitrollen  $C$  und  $C_0$  überzugehen.

durch die in Fig 862 (a. v. S.) dargestellte Einrichtung, bei welcher die Losscheibe auf einer ruhenden, zur Welle konaxialen Büchse *D* läuft\*).

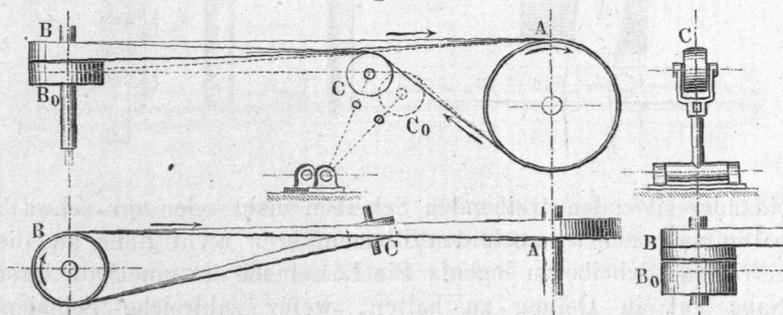
Zur Betreibung der Riemenführergabel hat man mancherlei Mechanismen in Anwendung gebracht\*\*), namentlich solche zu konstruiren gesucht, in welchen der Riemen nicht rückwärts den Führer zu verstellen vermag. Sehr brauchbar ist der Zimmermann'sche Riemenführer, Fig. 863. Der Führer *F*, auf welchem

Fig. 863.



die Gabel *G* an geeigneter Stelle festgeklemmt ist, wird durch den Hebel *H* mittelst des Zapfens *I* aus der einen in die andere

Fig. 864.



Hauptstellung verlegt und ist in denselben durch tote Verzahnung gesperrt; man erkennt bei näherer Betrachtung das

\*) Siehe Berliner Verhandlungen 1869, S. 127. Diese vorzügliche Einrichtung wurde vom Mühlhauser Verein zur Verhütung von Unglücksfällen in Fabriken angegeben und für die Schlagmaschinen vorgeschrieben. — Die Konstruktion zeigt in sich sehr deutlich, dass die Losscheibe, wie oben gesagt, einem zweiten Riementrieb angehört.

\*\*) S. Berliner Verhandlungen 1868, S. 171, Rittershaus, Ueber Riemenführer.

ruhende Schaltwerk aus Fig. 754 und 755. Die Umstellung geschieht durch Ausübung von Zug bei  $K$  oder  $K'$ .\*).

Fig. 864, Losscheibe im halbgeschränkten Riemen. Bei dieser vom Verfasser angegebenen Einrichtung dient die an sich nöthige Leitrolle zugleich vermöge Verstellbarkeit zum Führen des Riemens auf die Losscheibe  $B_0$  und zurück auf die Festscheibe  $B$ . Gibt man diesen Scheiben ausreichende Breite, wie in der Skizze rechts angedeutet ist, so kann die Welle  $B$  in ihrer Achsenrichtung etwas verstellt werden, wie z. B. bei den Getreidemühlen wegen des Lichtwerks erforderlich ist.

§. 279.

Die Stufenscheibe.

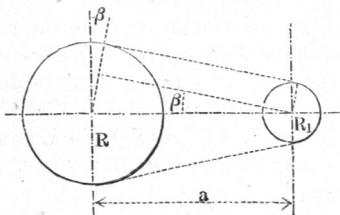
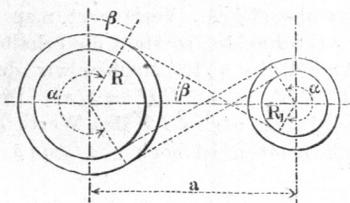
Werden die Scheiben dicht nebeneinander liegender Riementriebe von verschiedenen Uebersetzungszahlen mit einander fest verbunden, so erhält man ein Paar von Stufenscheiben oder sogenannten Stufenkegeln. Es entsteht die Aufgabe, die Halbmesser in allen Stufenpaaren so zu wählen, dass derselbe Riemen auf jedes der Stufenpaare passt, oder geometrisch: dass für alle Stufenpaare die Riemenlänge denselben Werth habe; sie kann wie folgt gelöst werden.

a) Gekreuzter Riemen, Fig. 865. Der Riemen schliesst mit der Zentralen der Scheiben  $R$  und  $R_1$  den Winkel  $\beta$  ein; dann ist die halbe Riemenlänge  $l = R(\pi/2 + \beta) + R_1(\pi/2 + \beta) + a \cos \beta$ , wenn noch  $a$  den Achsenabstand bezeichnet. Es folgt:

$$l = (R + R_1)\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) + a \sqrt{1 - \frac{(R + R_1)^2}{a^2}} \dots (260)$$

Fig. 865.

Fig. 866.



Dieser Werth ist konstant, wenn  $R + R_1$  konstant, oder die Abnahme an dem einen Radius gleich der Zunahme am anderen gemacht wird. Der

\*) Aehnlich ist die Konstruktion des namentlich für Karden bestimmten Riemenführers von Hildebrandt, s. Bulletin von Mühlhausen, 1885.

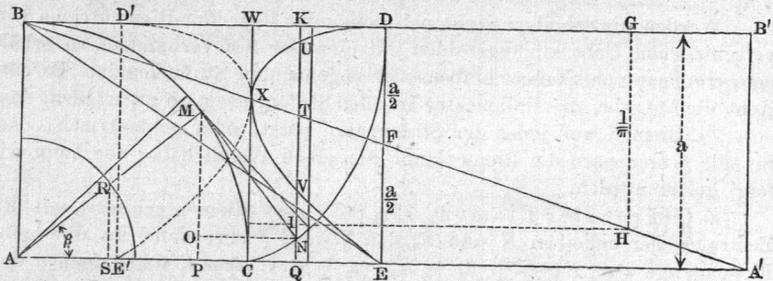
Kreuzriemen wird aber wegen der Reibung der Trümer an der Kreuzungsstelle für den vorliegenden Zweck nur selten angewandt.

b) Offener Riemen, Fig. 866 (a. v. S.). Hier ist  $l = (R + R_1) \pi/2 + (R - R_1) \beta + a \cos \beta$ , zugleich  $a \sin \beta = R - R_1$ , woraus sich ergibt:

$$\left. \begin{aligned} R &= \frac{l}{\pi} - \frac{a}{\pi} (\beta \sin \beta + \cos \beta) + \frac{a}{2} \sin \beta \dots \dots \dots \\ R_1 &= \frac{l}{\pi} - \frac{a}{\pi} (\beta \sin \beta + \cos \beta) - \frac{a}{2} \sin \beta \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (261)$$

Die Funktion ist transcendent, lässt sich aber wie folgt zeichnerisch darstellen. In dem Rechteck  $ABB'A'$ , Fig. 867, ist mit  $AB = a$  der Viertelkreis  $BMC$  aus  $A$  beschrieben. Innerhalb desselben fallen alle in Betracht kommenden Werthe von  $\beta$ . Bei irgend einem derselben  $CAM$  ziehen wir  $MN \perp MA$  und machen  $MN = \text{Bogen } MC = a\beta$ , fällen das Loth  $MP$  auf die  $AC$  und auf dieses das Loth  $NO$ , so ist  $NO = a\beta \sin \beta$ . Durch  $N$  die zu  $AB$  parallele  $QNK$  ziehend, haben wir nun  $AQ = PQ + AP = a(\beta \sin \beta + \cos \beta)$ . Zu allen  $\beta$  zwischen  $0$  und  $90^\circ$  dasselbe Verfahren anwendend, erhält man für die Lagen der Endpunkte  $N$  die Kreis-

Fig. 867.



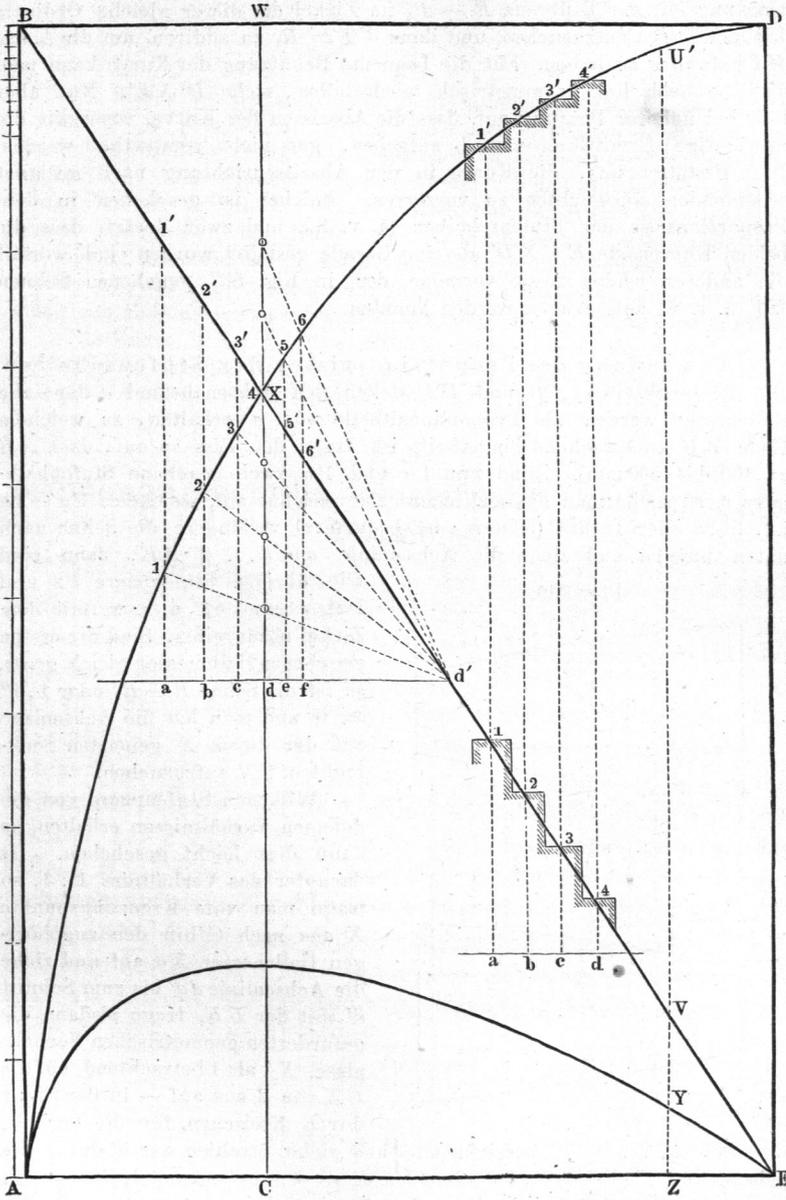
evolvente  $CND$ , wobei  $BD = \text{Bogen } BMC = \pi/2 a$ . Ziehen wir nun die  $DE \parallel BA$  und halbiren sie in  $F$ , so ist  $DF = EF = a/2$  und demnach  $DF : DB = a/2 : \pi/2 a = a : \pi$ , auch aber wegen Aehnlichkeit  $TK = a/\pi Q A = a/\pi (\beta \sin \beta + \cos \beta)$ .

Dieser Werth ist nunmehr von  $l/\pi$  abzuziehen. Verlängert man zunächst die  $BF$ , bis sie die verlängerte  $AC$  schneidet, so steht die erhaltene Länge  $AA' = BB'$  zu  $A'B'$  in dem Verhältniss  $\pi : 1$ . Machen wir demnach  $BG = l$  und ziehen die  $GH \parallel A'B'$ , so ist  $GH = l/\pi$ . Diese Länge nach  $IK$  parallel hinübertragend, haben wir in  $IT$  den Werth  $l/\pi - a/\pi (\beta \sin \beta + \cos \beta)$  vor uns. Zu demselben ist noch  $\pm a/2 \sin \beta$  zu fügen.

Zu dem Ende machen wir  $AR = a/2$ , worauf das Loth  $RS = a/2 \sin \beta$  wird. Diese Länge von  $T$  aus vor- und rückwärts auf die  $QK$  auftragend, erhalten wir Punkte  $U$  und  $V$  und damit in  $IU$  den Halbmesser  $R$ , in  $IV$  den zugehörigen  $R_1$ . Die Ausführung des Verfahrens für alle  $\beta$  liefert die Kurve  $DUXVE$ , welche zur Bestimmung aller gewünschten Halbmesserpaare dienen kann, indem alle ihre von der  $HI$  aus gemessenen Ordinatenpaare zusammengehörige Stufenhalbmesser liefern.

Fig. 868.

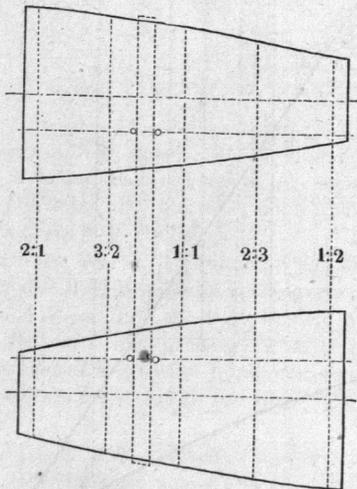
Proportionsriss der Stufenscheiben.



Beachtenswerth ist nun, dass man die Längen  $l$  und  $l/\pi$  nicht eigentlich braucht, denn  $VU$  ist die Differenz zweier, vielleicht gegebener Stufenhalbmesser und  $VI$  der kleinere der Halbmesser selbst. Somit braucht man nur mit der Differenz  $R - R_1$  im Zirkel die dieser gleiche Ordinate  $UV$  der Kurve aufzusuchen, und dann  $VI = R_1$  zu addiren, um die Achse  $HI$  gefunden zu haben. Für die bequeme Benutzung der Kurve kann man dieselbe nach links symmetrisch wiederholen, siehe  $D'XE'$ . Nun aber fällt bei näherer Prüfung auf, dass die Abszissen der Kurve, wenn wir die unwichtige Ermittlung von  $l$  aufgeben, gar nicht verwerthet werden. Dies gestattet uns, die Kurve in der Abszissenrichtung nach geeignet scheinenden Rücksichten zu verzerren. Solches ist geschehen in dem Proportionsriss der Stufenscheiben (a. v. S.), und zwar derart, dass die beiden Kurvenäste  $EVXD'$  als eine Gerade gestaltet worden sind, worauf die anderen beiden Aeste vermöge der in Fig. 867 gegebenen Sehnen  $UV$  u. s. w. aufgetragen werden konnten.

Anwendung des Proportionsrisses der Stufenscheiben. Die Rechteckseiten  $AB$  und  $DE$  stellen den Achsenabstand  $a$  dar; alle Halbmesser werden als Proportionaltheile von  $a$  erhalten, zu welchem Ende  $AB$  entsprechend eingetheilt ist (trage den Riss so auf, dass  $AB = 400$  bis  $500$  mm). Sind nun  $1a$  und  $1'a$  zwei gegebene Stufenhalbmesser, so suche man die senkrechte Kurvensehne auf, welche  $= 1'a - 1a$  ist, links oder rechts (letzteres ist bequemer) verlängere die Sehne nach unten um  $1a$  und ziehe die Achsenlinie  $abcd... \parallel AE$ , dann sind

Fig. 869.



alle übrigen Stufenpaare  $b_2$  und  $b_2'$ ,  $c_3$  und  $c_3'$  u. s. w. mit dem Zirkel abzugreifen. Sind die ersten gegebenen Halbmesser gleich gross, so ist die Sehne  $R - R_1$  oder  $1.1'' = 0$  und man hat die Achsenlage auf der durch  $X$  gehenden Senkrechten  $CX$  aufzusuchen.

Will man Stufenpaare von gegebenen Verhältnissen erhalten, so kann dies leicht geschehen. Ist darunter das Verhältniss  $1:1$ , so trage man vom Kreuzungspunkte  $X$  aus nach  $C$  hin den zugehörigen Halbmesser  $Xd$  auf und ziehe die Achsenlinie  $dd'$  bis zum Schnitt  $d'$  mit der  $BE$ , trage alsdann die geforderten geometrischen Verhältnisse,  $Xd$  als 1 betrachtend, auf die  $CX$  von  $d$  aus auf — in der Figur durch Kreiseln für die Verhält.

nisse  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$ ,  $\frac{5}{4}$ ,  $\frac{3}{2}$  bezeichnet — und ziehe Strahlen aus  $d'$  durch die betreffenden Theilpunkte, so schneiden diese den gebogenen Kurvenast in den zu ermittelnden Endpunkten der  $R_1$  ein. Man erhält so z. B. die Halbmesser:

$a$	1	und	$a$	1'	vom	Verhältniss	1	:	4
$b$	2	"	$b$	2'	"	"	"	:	4
$c$	3	"	$c$	3'	"	"	"	:	4
$d$	$X$	"	$d$	$X$	"	"	"	:	4
$e$	5	"	$e$	5'	"	"	"	:	4
$e$	6	"	$e$	6'	"	"	"	:	4

Die Stufen können auch ganz dicht aufeinander folgen, so dass die Stufenkegel in Konoide übergehen, auf denen der Riemen wieder durch einen Riemenführer verlegt wird und auch an bestimmter Stelle zu halten ist (Leitung). Für Spinnmaschinen werden an den Wickelvorrichtungen solche Konoide erfordert. Fig. 878 stellt ein derartiges Konoidpaar vor, dessen Halbmesser mit Hilfe des Proportionsrisses aufgesucht sind. Bei diesen Konoiden sollen die Verschiebungen des Riemens die Winkelgeschwindigkeit arithmetisch steigern; man hat entsprechend die zusammengehörigen Halbmesser zu vertheilen, wie denn in der Figur geschehen ist.

Die Kurve  $EYA$  im Riss bezeichnet die Grenze, bis zu welcher die Achsenlinien sich der  $AE$  nähern dürfen, was nicht weiter sein darf, als dass  $R + R_1 = a$ . Es ist demnach  $VY = \frac{1}{2}(AB - VU)$  gemacht.

## §. 280.

## Riemenquerschnitt. Spezifische Leistung eines Riemens.

Der bandförmige Riemen von der Breite  $b$  und der Dicke  $\delta$  wird gemäss §. 264 im führenden Trum durch die Anspannung  $T$  beansprucht und ist danach zu berechnen. Man hat bei der Spannung  $\mathcal{S}$  im Riemenquerschnitt:  $T = b\delta\mathcal{S}$ .

Das Minimalverhältniss von  $T$  zu der zu übertragenden Umfangskraft  $P$  wird durch den Anspannungsmodul  $\tau$  ausgedrückt, indem  $T = \tau P$  (§. 264),  $\tau$  aber  $= \varrho : (\varrho - 1)$  ist, wenn  $\varrho$  den Reibungsmodul  $e^{f\alpha}$  bezeichnet. Hiernach hat man, wenn  $N$  Pferdestärken bei  $v$  Meter Riemengeschwindigkeit übertragen werden sollen:  $N = Pv : 75 = b\delta\mathcal{S}v : 75\tau$ . Es kommt also bei der Berechnung auf den Querschnitt des Riemens, nicht bloss auf seine Breite an\*). Führt man den Querschnitt in die Rechnung ein — und zwar wollen wir der bequemereren Zahlenwerthe wegen den  $qcm$  als Einheit für die Querschnittgrösse  $q$  annehmen, so dass  $100q = b\delta$  — so erhält man:

$$N = \frac{100qv\mathcal{S}}{75\tau}$$

\*) Es ist bisher so überaus üblich gewesen, die Dicke  $\delta$  konstant vorzusetzen, beziehungsweise bei doppelten und dreifachen Riemens die entsprechend vergrösserte Konstante als unterstellt anzunehmen, dass trotz starker Verschiedenheiten in der Riemendicke diese in Quellen sehr häufig nicht angegeben ist, und man nur von breiteren oder schmäleren Riemens spricht.

Diese Formel lässt sich sehr nützlich verwerthen, indem sie eine leichte Bestimmung der Nutzleistung des Riemens auf die Querschnittseinheit und die Geschwindigkeitseinheit erlaubt. Bezeichnet man letztere Leistung (in *PS*) mit  $N_0$ , wobei  $N_0 = N : q v$ , so erhält man:

$$N_0 = \frac{4}{3} \frac{\mathfrak{S}}{\tau} \cdot \dots \dots \dots (262)$$

Dieser Werth hat die Eigenthümlichkeit, nur vom Riemenmaterial und dem Anspannungsmodul, demnach vom Umfassungswinkel  $\alpha$ , aber wegen  $f$  auch darin vom Riemen- und dem Scheibenmaterial abhängig zu sein, also bei demselben  $\alpha$  rein von den Materialien abzuhängen, ähnlich wie das spezifische Gewicht. In Anlehnung an den letzteren Ausdruck schlage ich vor, den Werth  $N_0$  die spezifische Leistung des Riemens zu nennen. Es ist ersichtlich, dass man bei Kenntniss der spezifischen Leistungsfähigkeit einer Riemengattung den Querschnitt für einen gegebenen Werth von  $N$  mit Leichtigkeit bestimmen kann, indem man die Geschwindigkeit  $v$  zu wählen hat und dann  $q$  aus der Gleichung

$$q = \frac{N}{N_0 v} \cdot \dots \dots \dots (263)$$

sofort erhält. Für die Ausrechnung sind noch die Konstanten  $\mathfrak{S}$  und  $\tau$  festzusetzen.

Als Material für den Treibriemen dienen:

Leder, und zwar lohgares Kuhleder,

Baumwolle, am besten bandförmig gewebt\*) und mit Fett getränkt,

Kautschuk unter Einlegung von Leinwand oder Baumwollstoff.

Die aus der Praxis zu entnehmenden Anhaltspunkte betreffs der Spannungen  $\mathfrak{S}$  schwanken begreiflicherweise; die Werthe hängen auch sehr von der Materialgüte ab. Als brauchbar kann genommen werden für:

Leder . . .  $\mathfrak{S} = 0,30$  bis  $0,45$

Baumwolle . . .  $\mathfrak{S} = 0,20$  „  $0,30$

Kautschuk . . .  $\mathfrak{S} = 0,25$  „  $0,35$ .

Die Riemendicke  $\delta$  ist bei einfachem Leder 4 bis 6 mm; durch Aufeinandernähen, -Leimen, -Kitten, -Zwecken (Ver-

\*) In vorzüglicher Qualität von H. Simon in Manchester geliefert, sogenannte Qualitasriemen, in welchen die Fäden in ganz besonderer Webeart zu einem festen homogenen Bande verwirkt sind.

stiften mit hölzernen Zwecken) u. s. w. werden zwei-, drei-, vier-, ja fünffache Riemen erzielt. Die Baumwollriemen werden in beliebigen Dicken von 6 bis zu 18 mm hergestellt, für die Kautschukriemen wird jede gewünschte Dicke unter Einlegung einer entsprechenden Anzahl von Gewebeschichten in der Form des Bandes, des platten Schlauches, der Fältelung und der platten Spirale erzielt.

Der Anspannungsmodul  $\tau$  hängt stark von  $\alpha$  und  $f$ , letzterer Koeffizient auch vom Gebrauchsalter des Riemens ab, indem die Anhaftefähigkeit gebrauchter Riemen grösser ist, als die neuer. Man wird aber nur auf die Zustände am neuen Riemen rechnen dürfen und da ergibt sich dann unter der Voraussetzung, dass glatte eiserne Riemscheiben angewandt werden, für:

Leder und Baumwolle  $f = 0,16$  bis  $0,25^*)$ , damit  $\varrho = 1,6$  bis  $2,1$   
 Kautschuk . . . .  $f = 0,20$  „  $0,25$ , „  $\varrho = 1,8$  „  $2,1$ .

Hiermit erhält man abgerundet für

Leder und Baumwolle  $\frac{T}{P}$  oder  $\tau = 2,5$  bis  $1,9$

Kautschuk . . . .  $\frac{T}{P}$  „  $\tau = 2,2$  „  $1,9$ .

Diese Werthe und die obigen für  $\mathcal{S}$  in die Formel (262) einsetzend erhalten wir für die spezifischen Leistungen der Riemen aus:

Leder . . .	$N_0 = 0,16$ bis $0,30$ oder $\frac{1}{6}$ bis $\frac{3}{10}$	} (265)**)
Baumwolle .	„ = $0,11$ „ $0,21$ „ $\frac{1}{9}$ „ $\frac{1}{5}$	
Kautschuk .	„ = $0,15$ „ $0,25$ „ $\frac{1}{7}$ „ $\frac{1}{4}$	

Hierbei sind kleine bis mittelgrosse Geschwindigkeiten (0 bis 15 m oder dergleichen) vorausgesetzt. Wie die aus dem Querschnitt des Riemens abzuleitende Breite zu wählen ist, hängt von den verfügbaren Lederdicken, Gewebestärken u. s. w. ab.

Zweckmässig muss es genannt werden, der Biegungsbeanspruchung wegen  $\delta:R$  nicht gross werden zu lassen. Das Ver-

\*) Towne fand wiederholt  $f = 0,35$ .

\*\*\*) Um die spezifischen Leistungen für englisches Maass, Riemenquerschnitt in Quadratzoll, Geschwindigkeit des Riemens in Fuss pro Sekunde, zu erhalten, multiplizire die oben ermittelten Konstanten mit 1,967. Man erhält damit für Riemen aus:

Leder . . .	$N_0'$ (englisch) = $0,315$ bis $0,590$ oder $\frac{1}{3}$ bis $\frac{3}{5}$
Baumwolle „	„ = $0,216$ „ $0,413$ „ $\frac{2}{9}$ „ $\frac{2}{5}$
Kautschuk „	„ = $0,300$ „ $0,492$ „ $\frac{3}{10}$ „ $\frac{1}{2}$ .

haltmiss  $\delta : R = 1/50$  ist nach Beobachtungen von Fabrikanten eine empfehlenswerthe untere Grenze\*).

Aus der bekannten Spannung und der Dicke des Riemens kann denn auch der Flächendruck  $p$  zwischen Riemenlaubung und Rolle berechnet werden. Wir haben hierfür in Formel (241) für die Breite  $b'$  der Auflagefläche die Riemenbreite  $b$  selbst einzusetzen, und erhalten damit, da  $q = b \delta$  ist, die einfache Beziehung:

$$\frac{p}{\mathfrak{E}} = \frac{\delta}{R} \dots \dots \dots (264)$$

1. *Beispiel.* Ein Lederriementrieb für 100 PS ist zu berechnen, wobei  $n = 80$ ,  $n_1 = 150$  sein soll. Die spezifische Leistung  $1/5$  zu Grunde legend und die Riemengeschwindigkeit 15 m annehmend, erhält man  $q = 100 : 0,2 \cdot 15 = 33,33$  qcm. Ein 10 mm starker Doppelriemen von 333  $\sim$  335 mm Breite wird also angemessen sein. Für die treibende Scheibe ergibt sich wegen  $2\pi R n : 60 \cdot 1000 = v$  der Werth  $R = 60 \cdot 1000 \cdot 15 : 2\pi 80 \sim 1800$  mm, und für die getriebene  $R_1 = 80/150 \cdot 1800 = 960$  mm. Für die Bestimmung des Flachendruckes  $p$  in der Riemenlaubung hat man zunächst  $P = 75 \cdot 100 : 15 = 500$ , also  $T = 2,5 \cdot P = 1250$ , somit  $\mathfrak{E}_1$  am führenden Trum:  $1250 : 335 \cdot 10 \sim 0,373$  und am führenden Trum wegen  $t = 1,5$   $P = 750$ ,  $\mathfrak{E}_2 = 0,249$ , im Mittel 0,311; daraus aber nach (264) im Mittel  $p = 0,311 \cdot 10 : 1800 = 1/580$  an der grossen, und  $0,311 \cdot 10 : 960 = 1/387$  an der kleinen Scheibe. Probe:  $1800 \pi \cdot 335$  qmm Berührungsfläche an der grossen Scheibe,  $f = 0,16$ , Reibung  $1800 \pi \cdot 335 \cdot 0,16 : 580 \sim 522,2$  kg.

2. *Beispiel.* Wieviel PS kann ein Baumwollriemen von 100 mm Breite und 9 mm Dicke bei 10 m Geschwindigkeit übertragen? Die spezifische Leistung  $1/7$ , welche sich sehr bewährt gezeigt hat, zu Grunde legend haben wir aus (262):  $N = qv N_0 = 10 \cdot 0,9 \cdot 10 : 7 = 90 : 7 \sim 12,9$  PS. Der Flächendruck  $p$  kommt im Mittel 1,98 : R.

3. *Beispiel.* Ein Kautschukriemen für eine Zentrifugalpumpe sei zu berechnen (an feuchten Betriebsstellen sind die Kautschukriemen besonders brauchbar); es sei  $N = 20$ , die Umlaufszahl des Kreisels 300, die der Vorgelegewelle 80. Bei der spezifischen Leistung  $1/5$  kommt, wenn die Riemengeschwindigkeit 10 m sein soll:  $20 = q \cdot 10 \cdot 0,2$ , woraus  $q = 10$  qcm, was bei  $\delta = 5$  mm  $b = 200$  mm gibt. Für die getriebene Scheibe folgt der Halbmesser  $R_1 = 60 \cdot 1000 \cdot 10 : 2\pi 300 = 319 \sim 320$ , und für die treibende dann  $R = (300 : 80) 320 = 1200$  mm.  $\mathfrak{E}$  kommt im Mittel 0,3, daher  $p = 0,3 \cdot 5 : 1200 = 1/800$  an der grossen, und  $0,3 \cdot 5 : 320 \sim 1/218$  an der kleinen Scheibe.

Für aussergewöhnliche Fälle ist auf die Grundformeln zurückzugehen. Für den doppelwirkenden Riemen z. B. (s. Fig. 860) kommt, wegen  $\alpha = 2\pi$  statt  $\pi$ , der Werth  $f\alpha \sim 1$  und der Anspannungsmodul auf 0,6 des früheren Werthes zu stehen, weshalb  $q$  in demselben Verhaltmiss kleiner genommen werden darf. — Ist die Riemen-

\*) Bei den Baumwollriemen haben sich die geringeren Dicken, 6 bis 10 mm, bedeutend besser bewährt, als die grösseren.

geschwindigkeit  $v$  sehr gross, so darf nicht, wie geschehen, die Zentrifugalkraft vernachlässigt werden. Bei  $v = 25$  und  $\xi = 0,4$  erhält z. B. (siehe Tabelle §. 264) der Exponent im Reibungsmodul statt  $f\alpha$  den Werth  $0,84f\alpha$ , woraus bei  $f = 0,16$  und  $\alpha = \pi$  folgt  $f'\alpha = 0,84 \cdot 0,16 \pi = 0,42$ . Dies liefert  $\tau = 2,91$ , das ist rund  $\frac{7}{6}$  mal so viel als im Normalfalle, fordert also auch den  $1\frac{1}{6}$  fachen Werth für den Riemenquerschnitt  $q$ . Die oberste Grenze für die Riemen geschwindigkeit  $v$  im gewöhnlichen Riementrieb möchte bei  $v = 30$  liegen\*).

## §. 281.

**Ausgeführte Riementriebe.**

Die nachstehend tabellarisch zusammengestellten Beispiele praktisch ausgeführter Riementriebe geben eine Reihe von werthvollen Anhaltspunkten für die Berechnung.

Nr.	$N$	$n$	$R$	$v$	$P$	$b$	$\delta$	$\xi$	$N_0$	Bemerkungen
1	624	$\frac{40}{100}$	$\frac{6907}{2760}$	14,67	3234	2665	17	0,36	0,19	2 Lederriemen nebeneinander**)
2	200	$\frac{52}{182}$	$\frac{3500}{1000}$	19,05	787	610	12	0,27	0,14	Leder
3	190	$\frac{65}{223}$	$\frac{1824}{573}$	12,40	1149	539	6	0,86	0,45	„ ***)
4	175	$\frac{120}{228}$	$\frac{1445}{762}$	18,10	715	737	9	0,27	0,14	„
5	153	$\frac{120}{160}$	$\frac{1600}{1200}$	20,10	571	320	13	0,34	0,18	„ **)
6	130	$\frac{36}{94}$	$\frac{3250}{1152}$	12,25	702	255	10	0,69	0,37	„
7	90	$\frac{65}{182}$	$\frac{2128}{760}$	14,4	470	304	9	0,43	0,23	„
8	81	$\frac{55}{137,5}$	$\frac{2500}{1000}$	14,4	422	250	13	0,32	0,17	„ **)
9	60	$\frac{100}{100}$	$\frac{1500}{1500}$	7,80	287	310	12	0,19	0,10	„

\*) Beim Arlbergtunnelbau war ein Windrad angewandt, dessen Riemen mit nahe 24 m lief und durch 14 Monate unausgesetzt gut wirkte.

\*\*) Leloutre a. a. O.

\*\*\*) Cooper, Use of belting, Philadelphia 1878.

Nr.	N	n	R	v	P	b	δ	ε	N <sub>0</sub>	Bemerkungen
10	54	$\frac{45}{125}$	$\frac{2500}{900}$	11,78	300	440	6	0,28	0,15	Leder, Mühle
11	42	$\frac{60}{90}$	$\frac{1800}{1200}$	11,30	279	300	5	0,46	0,25	Leder
12	40	$\frac{66}{102}$	$\frac{1250}{988}$	10,50	286	353	6	0,34	0,18	"
13	530	$\frac{60}{262}$	$\frac{3660}{686}$	26,2	1517	965	18	0,22	0,11	Baumwolle
14	497	$\frac{70}{144,4}$	$\frac{2516}{1220}$	18,4	2026	762	18	0,37	0,20	"
15	470	$\frac{62,5}{114}$	$\frac{2440}{1258}$	15,9	2217	813	18	0,38	0,20	"
16	413	$\frac{48}{120}$	$\frac{3050}{1220}$	15,3	2024	762	18	0,36	0,32	"
17	325	$\frac{125}{172,4}$	$\frac{1525}{1105}$	19,9	1174	559	18	0,29	0,15	"
18	134	$\frac{125}{133,3}$	$\frac{1220}{1144}$	15,9	632	254	18	0,29	0,15	"
19	60	$\frac{70}{175}$	$\frac{1875}{752}$	13,75	328	420	12	0,16	0,15	"
20	35	$\frac{81,3}{99,3}$	$\frac{965}{787}$	8,2	320	127	18	0,35	0,19	Weberei Baumwolle
21	66	$\frac{165}{243}$	$\frac{1400}{950}$	24,2	205	300	13	0,13	0,07	Kautschuk mit 8 Einlagen

Bemerkung. Es darf nicht Wunder nehmen, dass manche von den Werthen für  $\epsilon$  und  $N_0$  mit den als angemessen ermittelten so wenig übereinstimmen, während allerdings andere sehr gut zutreffen. Einestheils kommen sehr hohe Spannungen in manchen Lederriemen vor, wahrscheinlich, weil ganz ungewöhnlich hohe Qualitäten benutzt wurden, wobei dann aber auch noch angenommen werden kann, dass die betreffenden Riemen vorzüglich eingelaufen sind und einen weit geringeren Anspannungsmodul als 2,5 (vielleicht nur 1,5) haben, wodurch die thatsächlich eintretende Spannung auf ein weit geringeres Maass gebracht wird. Sodann ist nicht zu übersehen, dass Viele die Riemen nach anderen Ausdrücken als die unsrigen sind, berechnen und zu stark nehmen, was dann zu geringen Grössen für die Spannung  $\epsilon$  führt. Die plausible aber irrige Ansicht, dass der Luftdruck die Anhaftung bewirke, herrscht immer noch an einzelnen Stellen. Sie steht zunächst im Widerspruch damit, dass bei den Seilen dieselben Reibungsmodel eintreten wie bei den Riemen, obwohl sie die Luft zutreten lassen; sie ist aber auch durch zahlreiche Versuche (dabei auch solche unter der Luftpumpe), neuerdings wieder die äusserst sorgfältigen von Leloutre, welche durchaus die Theorie vom Reibungsmodul bestätigt haben, widerlegt worden.

## §. 282.

**Riemenverbindungen oder -Verbünde.**

Die Riemenschlösser oder Riemenverbünde\*), mittelst deren der Treibriemen zu einem in sich selbst zurücklaufenden Bande gestaltet wird, bedingen meistens für die Verbindungsstelle eine stärkere Beanspruchung, als an allen anderen Stellen stattfindet. Die Schwächung auf ein geringes Maass herabzuziehen und ausserdem die rasche Erneuerung der Verbindung nach geschehenem Nachspannen zu erleichtern, ist ein Bestreben, welches Riemenschlossformen in nicht unbeträchtlicher Zahl hat entstehen lassen. Einige der wichtigsten und gebräuchlichsten sind hier dargestellt.

Fig. 870.

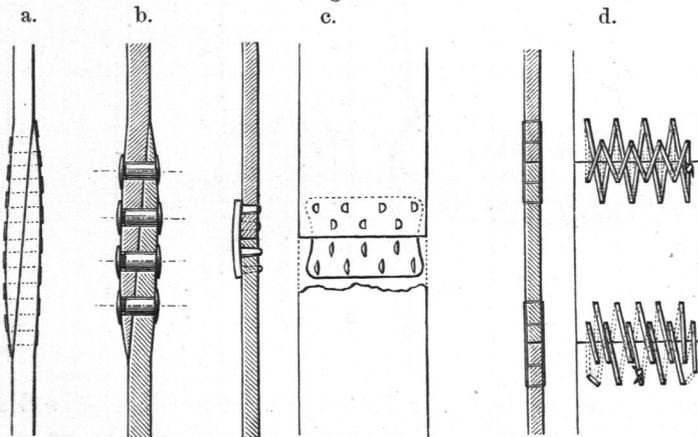
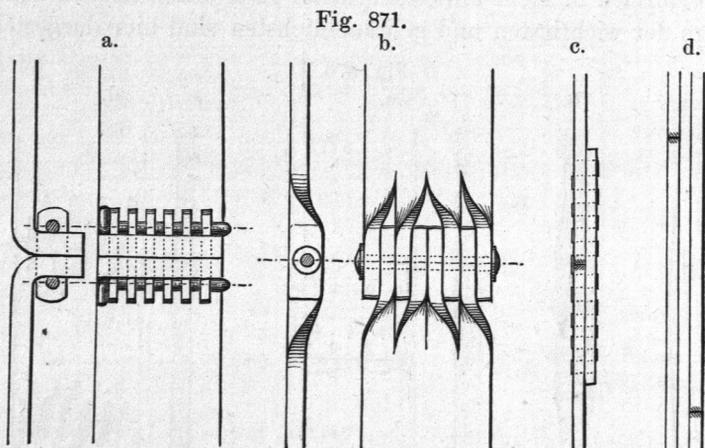


Fig. 870 *a*, Ueberblattung und Vernähung der Riemenenden mittelst Hanffaden (Pechdraht) oder mittelst schmäler Riemenchen aus Kronleder (ein ungemein festes, pergamentartiges Leder). *b*, Ueberblattung und Verschraubung; die Riemenschrauben und -Muttern erhalten flachrunde Köpfe mit zwei Löchern für Zapfenschlüssel. *c*, Krapfen- oder Agraffenschloss. Der Krapfen oder Krapfen ist aus schmiedbarem Guss hergestellt, die Krallen werden umgeklinkt; für Riemen von grösserer Breite als 100mm werden zwei oder mehr Krapfen angewandt. Die Verbindung

\*) Das gute mittelhochdeutsche Wort *verbunt* (neuhochdeutsch *Verbund* zu schreiben) verdient wieder in Gebrauch genommen zu werden.

schwächt wenig und ist sehr leicht herzustellen, weshalb sie bereits sehr verbreitet ist. *d*, Verbund für schwere einfache sowie mehrfache Riemen; stumpfer Stoss, vernäht mittelst Kronlederbändchen; Querschnitt weit geringer als im Riemen selbst, aber wegen des vorzüglichen Materials des Kronleders ausreichend fest\*). Die obere Nath bei *d* hat den Fehler, dass sowohl die Kreuzung der Nathbänder für diese schädlich ist, als dass auch der Nathschluss am Rande des Riemen die Nath schwächt; beide Mängel sind beseitigt bei der zweiten, amerikanischen Form des Kronlederverbundes\*\*).

Fig. 871 *a*, Bötter's Riemenverbund; derselbe ist ein Spangenschloss, für Holländerbetrieb sehr bewährt gefunden; Schwächung



gering, Erneuerung leicht. *b*, Moxon's Spangenschloss\*\*\*) soll sehr widerstandsfähig sein; hier wird die Spange, welche an einem Ende einen Setzkopf hat, leicht verklinkt oder vernietet. *c*, Verbindung mit aufgenähter Lasche, besonders geeignet für Baumwollriemen. *d*, dreifacher Riemen ohne besonderes Schloss, durch vertheilte Ueberblattungen der drei Schichten geschlossen, nicht nachspannbar, weshalb der Riemen durch Spannrollen straff zu halten ist, für Walzwerkbetrieb zweckmässig und angewandt.

\*) Leloutre hat die erste der dargestellten Verbindungen für einen Riemen von 665 mm Breite und 17 mm Dicke mit bestem und dauerndem Erfolg benutzt; Bandbreite 12 mm, Bandquerschnitt 2,75 qmm, Nathlöcher 14 mm weit. S. Leloutre, *Transmission par courvies etc.* (Paris 1884) S. 207.

\*\*\*) Vergl. Cooper, a. a. O., S. 189.

\*\*\*) S. *Chronique industrielle* 1882, Vol. 5, S. 97; auch *Mechanical World*, 1882, Vol. 12, S. 56.

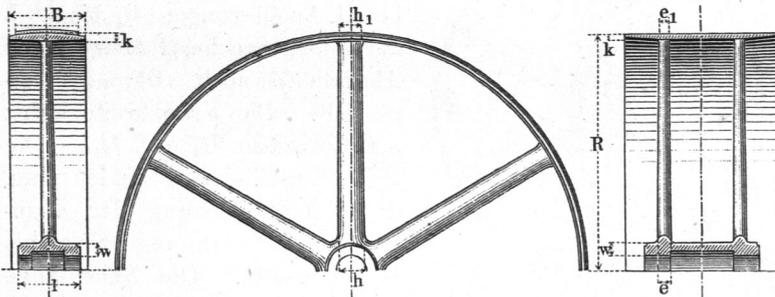
Das Nachspannen und auch das erste Schliessen eines Riemenverbundes ist bei schweren Riemen mit besonderer Sorgfalt so auszuführen, dass die gewünschte Anspannung  $\frac{1}{2}(T + t)$  in dem Riemen entstehe\*). Ganz leichte oder nur leicht beanspruchte Riemen werden häufig durch Aufeinanderleimen der zugeschärften Enden mit „Lederleim“ (Mischung aus Fisch- und Knochenleim, auch Guttapertscha in Schwefelkohlenstoff gelöst) geschlossen.

§. 283. .

### Konstruktion der Riemscheibe\*\*).

Der Riemscheibenkörper wird bei uns zumeist aus Guss-eisen und eintrümig ausgeführt\*\*\*). Die Arme oder Speichen, welche man früher der Gussspannungen wegen gerne gebogen herstellte, werden mit Vorzug gerade ausgeführt; man wendet einen bis zwei, sogar drei parallele Armsterne je nach der Kranzbreite

Fig. 872.



an. Fig. 872 zeigt eine ein- und eine zweisternige Scheibe. Die Wand- und Armdicken werden nach Anfertigungsrücksichten bestimmt, wobei sie den Anforderungen der Festigkeit bereits genügen.

\*) Leloutre hat mit grossem Vortheil einen dynamometrischen Riemen-spanner u. a. für  $\frac{1}{2}(T + t) = 4000$  kg benutzt; s. a. a. O. S. 211.

\*\*) „Riem“ und „Riemen“ sind beides richtige Formen des Wortes (Weigand, Deutsches Wörterbuch II, 473), weshalb die übliche wohlklin-gende Form „Riemscheibe“ keineswegs fehlerhaft ist, wie neuere Fach-schriftsteller anzunehmen scheinen.

\*\*\*) Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft sowohl als die Firma Briegleb & Hansen in Gotha liefern treffliche, mit Hülfe der Form-maschinen hergestellte Riemscheiben als besonderen Artikel.

Für die Speichenzahl  $\mathfrak{N}$  einsterniger Scheiben erhält man gute Werthe bei

$$\mathfrak{N} = \frac{1}{2} \left( 5 + \frac{R}{b} \right) \dots \dots \dots (266)$$

Hieraus ergibt sich folgende Zahlenreihe:

$$\frac{R}{b} = 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4 \quad 5 \quad 6 \quad 7 \quad 8 \quad 9 \quad 10 \quad 11 \quad 12 \quad 13$$

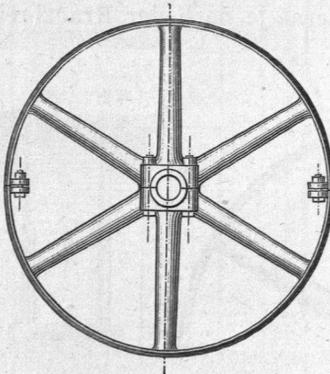
$$\mathfrak{N} = 3 \quad 4 \quad 5 \quad 6 \quad 7 \quad 8 \quad 9$$

die Armhöhe  $h$  in der Rollenmitte wird brauchbar bei:

$$h = 6 + \frac{b}{4} + \frac{1}{10} \frac{R}{\mathfrak{N}} \dots \dots \dots (267)$$

wobei die Höhe  $h_1$  am Randkranz  $= 0,8h$ , die Armdicken  $e$  und  $e_1$  gleich  $\frac{1}{2}h$  und  $\frac{1}{2}h_1$  zu machen sind. Zwei- und dreisternige Scheiben kann man aus zwei, beziehungsweise drei Stück einsternigen zusammengesetzt denken, nehme dann aber die Armhöhen und

Fig. 873.



-Dicken 0,8, beziehungsweise 0,7 mal\*) so gross, als bei der einsternigen Scheibe.

Die Kranzdicke  $k$  wird bei guten Ausführungen  $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{4}h$  gefunden, manchmal aber (durch Abdrehen) noch dünner hergestellt. Die Kranzbreite wählt man zwischen  $\frac{2}{3}$  und  $\frac{3}{4}b$ . Die Nabenwanddicke  $w$  findet man, unter Voraussetzung der angegebenen Ausrechnung  $= h$  bis  $\frac{3}{4}h$  gemacht. Die Nabenlänge genügt, wenn  $= b$  bei einsterniger

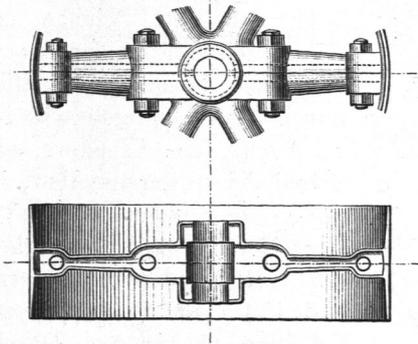
Scheibe, mit  $2b$  bei zweisterniger. Die Befestigung der Nabe auf der Welle kann bei leichteren Scheiben ganz gut mittelst Druckschrauben, siehe Fig. 875 und 877, bewirkt werden; bei schwereren wird der Hohlkeil, Fig. 191, ohne oder mit Druckschrauben benutzt\*\*).

\*) D. i.  $\sim \sqrt[3]{\frac{1}{2}}$  und  $\sqrt[3]{\frac{1}{3}}$  mal.

\*\*) Dass eine leichte, eine Reibungsbefestigung genügen kann, erkennt man aus der oben gefundenen Kleinheit des Läubungsdruckes  $p$  im Riemen. Für gewöhnliche Fälle ergibt sich, dass bei einem Reibungskoeffizienten am Keil von der halben Grösse desjenigen am Riemen der Flächendruck  $p'$  an der Keilläubung 2- bis höchstens 4000 mal so gross sein muss als  $p$ , was aber gemäss den Beispielen §. 280 nicht über 3 bis 4 kg für  $p'$  ergibt.

Für sehr viele Fälle ist es empfehlenswerth, die Riemscheiben hälftig oder „getheilt“ oder „gespalten“ herzustellen, weil solche hälftige Scheiben sehr leicht auf die Triebwellen aufgesetzt werden können. Drei Konstruktionen zeigen die drei Figuren 873 bis 875. Die Herstellung der beiden Hälften findet

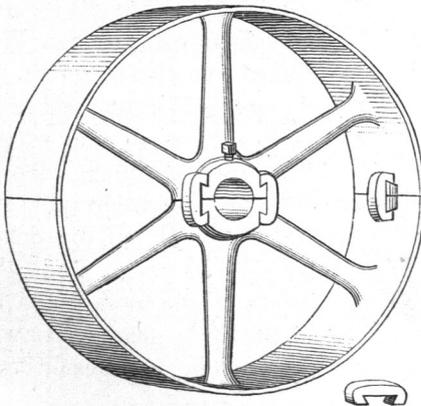
Fig. 874.



gemeinsam statt, worauf die dünnen Verbindungswände, welche bei Fig. 874 besonders gut erkennbar sind, zersprengt werden\*). Fig. 875 zeigt die Verbindung von Walker (Cleveland O.) mit Klammern aus schmiedbarem Guss oder Stahl. In allen drei Fällen bedarf es keines besonderen Befestigungskeils für die Nabe.

In England und Amerika sind Riemscheiben mit schmiedeisernem Kranz und gusseisernem Stern bereits in ausgedehntem Gebrauch. Sie haben den Vorzug, ein sehr einfaches

Fig. 875.



Gussstück im Armstern zu verlangen und ein weit geringeres Gewicht (25 bis 60 Proz.) als die ganz gusseisernen zu besitzen, was bei manchen Triebwerken von grosser Bedeutung für den Kraftverbrauch für Zapfenreibung ist. Fig. 876 (a. f. S.), Medart'sche Scheibe. Die Kranzhälften werden im Biegewalzwerk cylindrisch, auch ballig gebogen und mit versenkten Nieten aufgesetzt.

Vorher werden die Patten der Speichen durch Abschleifen genau

\*) Konstruktion, welche in der Berlin-Anhaltischen Maschinenfabrik gebräuchlich ist.

gerundet, ebenso nach dem Aufnieten der Kranz, so dass das Erzeugniss ein vorzüglich brauchbares wird\*).

*Beispiel.* Die Medart'sche Scheibe (der Hartford Eng. Company) von 60 Zoll Durchmesser und 16 Zoll Breite wiegt 320 Pfd. oder 145 kg; die ebenso grosse der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft ( $2R = 1525$ ,  $B = 400$ ) wiegt 318 kg, diejenige von Briegleb, Hansen & C<sup>ie</sup> (bei etwas geringerer Breite) 240 kg.

Fig. 876.

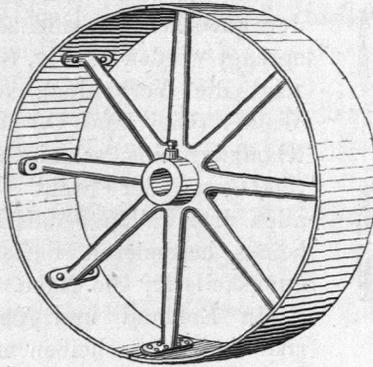


Fig. 877.

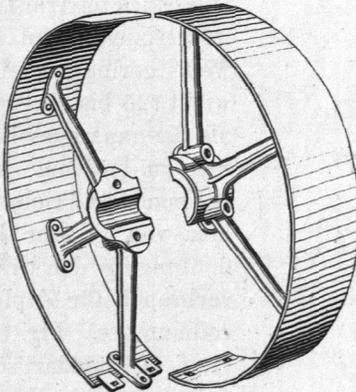


Fig. 877, Goodwin's getheilte oder gehälftete Scheibe mit Schmiedeisenkranz, der aus cylindrischer Form in die ballige durch Abdrehen gebracht ist.

Auch den Armstern aus Schmiedeisen herzustellen, ist mit Erfolg versucht worden\*\*). Die Herstellungsschwierigkeiten treten indessen hindernd in den Weg; nur für sehr grosse Scheiben (5 bis 8 m Durchmesser) scheint diese Bauart dauernd Anerkennung zu finden\*\*\*).

Ganz stählerne Riemscheiben wendet Sturtevant†) zu seinen vorzüglichen Windrädern (Ventilatoren) an. Auf die gussstählerne Achse des Fachrades wird eine vorgearbeitete stählerne Scheibe mit Nabe fest aufgeschraubt, siehe Fig. 878, und auf die Scheibe der bereits aus- und abgedrehte Kranz, dem innen eine seichte Kerbe gegeben ist, warm aufgezogen (aufgeschrumpft)

\*) In England führen Richard's & Co. in Manchester die Medart'schen Scheiben aus.

\*\*\*) Starck & Comp. in Mainz liefern z. B. solche Scheiben; in Deutschland wollen sich dieselben nicht verbreiten.

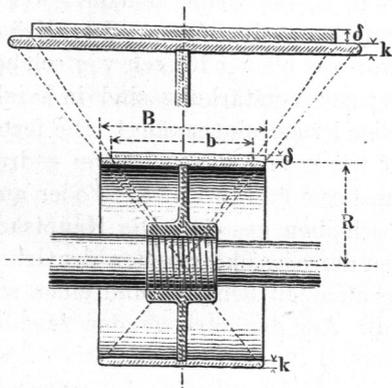
\*\*\*\*) Hudswell, Clark & Comp. in Leeds wenden Rundeisenstäbe als Speichen an.

†) J. B. Sturtevant in Boston M.

und darauf das Ganze in den Zapfenlagern laufend fertig gedreht, um jeder ungleichen Vertheilung der Massen um die Achse vorzubeugen (s. unten). Sturtevant wendet diese Bauart von  $R = 24$  bis 130, dabei  $b = 33$  bis 175,  $\delta = 1,5$  bis 4,5,  $k = 2$  bis 4 mm in 11 Nummern an, die Riemengeschwindigkeit  $v$  dabei bis 25 m gehen lassend.

Beledung des Riemscheibenkranzes erhöht den Koeffizienten  $f$  der Reibung zwischen Scheibe und Riemen\*), vermindert also den Anspannungsmodul  $\tau$  und steigert die spezifische Leistung. Hiermit würden beachtenswerthe Vortheile erzielt werden können; denn bei kleinerem  $\tau$  kann der Riemenquerschnitt vermindert, die Scheibe schmaler und allenfalls auch kleiner gemacht werden.

Fig. 878.



Für ein grösseres Triebwerk durchgeführt, ergibt dies Verminderung der Belastung und also der Zapfenreibung, somit Kraftersparniss. Indessen entsprechen nach des Verfassers Beobachtungen die bei Lederbesetzung tatsächlich benutzten Beanspruchungen des Riemens keiner höheren spezifischen Leistung, als die bei unbedederten Scheiben ist, weshalb die Nützlichkeit frag-

lich bleibt, um so mehr, als die Herstellungskosten der Beledung nicht unbedeutend sind (siehe übrigens die Bemerkung auf folgender Seite).

Je grösser die Winkelgeschwindigkeit einer Riemscheibe, um so wichtiger ist es, dass man ihre geometrische Drehungsachse zu einer „freien Achse“ macht. Hierfür muss der Schwerpunkt der Scheibe in die Drehachse gebracht und ausserdem die Massenvertheilung so eingerichtet werden, dass die Trägheitsachsen durch die Drehachse gehen und dass das Zentrifugalmoment gleich Null wird\*\*). Man kann dies durch empirisches Ausprobiren, das sogenannte Ausbalanciren oder Auswuchten, wie

\*) Starck & Comp. in Mainz führen ringförmige wie Hirnlederbesetzung sehr schön aus.

\*\*\*) Vergleiche den Artikel des Verfassers: „Ueber das Zentrifugalmoment“ in den Berliner Verhandlungen 1876, S. 50.

man es nennen kann, herbeiführen, wobei Ungleichförmigkeiten der Massenvertheilung durch Anbringung von Bleipfropfen behoben werden\*). Je sorgfältiger Riemscheiben ausgewuchtet sind, um so schneller darf man sie laufen lassen, während bei unvollkommener Auswuchtung heftige Vibrationen der Steigerung der Schnelligkeit bald eine Grenze setzen. Durch die Verbesserungen in der Auswuchtung hat man es deshalb dahin gebracht, von der in §. 146 hervorgehobenen Eigenschaft der Triebwellen, wonach es vortheilhaft ist, ihnen hohe Umlaufszahlen zu geben, mehr und mehr Vortheil zu ziehen.

Bemerkung. Ganz neuerdings gelangen\*\*) Mittheilungen über Versuche mit papierenen Riemscheiben, das ist Riemscheiben mit papierenen Kränzen, an die Oeffentlichkeit, welche ausserordentlich günstig ausgefallen sein sollen. Die Kränze werden aus Strohpapier, und zwar aus ebenen Ringen von solchem zusammengeleimt und -gepresst; zur Verstärkung sind in axialer Richtung Holzdübel unter scharfem Druck eingezwängt. Die fertigeleimten Ringe werden darauf innen und aussen genau gedreht und sodann auf gusseiserne Armsterne (vergl. Fig. 876) oder auch auf wiederum papierene Nabenscheiben gesetzt. Die Hauptsache ist, dass die Umfangsfläche wegen der Kieselkörperchen des Grundstoffes stets eine feinraue Beschaffenheit behalten und einen sehr hohen Reibungsmodul zeigen soll. Aus den vorliegenden Angaben berechnet sich der Modul  $\rho$  (vergl. §. 264) sogar zu etwa 6, was einem Anspannungsmodul  $\tau$  von dem kleinen Werthe 1,2 entspricht. Danach hätte  $T$  nur  $1,2 P$  — gegen  $2,5 P$  bei der gewöhnlichen eisernen Scheibe — zu betragen. Dies würde einer starken Verdoppelung der spezifischen Leistung des Riemens (vergl. §. 280) und einer beträchtlichen Verminderung der Riemenzüge, demnach Effektverluste, entsprechen, auch gestatten, die Riemscheiben kleiner und demzufolge leichter zu machen, als die gleichwerthigen eisernen Rollen. Hiernach würde eine wesentliche und folgenreiche Verbesserung in der Riemetriebstechnik sich hier in Aussicht stellen. Versuche sind deshalb anzurathen, um festzustellen, wie weit die angeblich so günstigen Verhältnisse gehen und ob sie von Dauer sind.

\*) Die oben erwähnten Fabriken liefern die Scheiben ausgewuchtet. Einen vollständigen hübschen Apparat zum Auswuchten rotirender Maschinenteile fertigen die *Defiance machine works* in Defiance, Ohio.

\*\*) Aus den Ver. Staaten, s. z. B. *American Machinist*, 1885, Mai 23, S. 7.

## §. 284.

**Effektverluste beim Riementrieb.**

Beim Riementrieb treten drei wesentliche Effektverluste auf, diejenigen für Zapfenreibung, Riemensteifigkeit und Riemenleitung. Im waagerechten Riementrieb hat man bei Zurückführung der Zapfenreibung auf den Rollenumfang gemäss Formel (99), wenn  $T=2,5 P$ ,  $t=1,5 P$  gesetzt wird, den Effektverlust  $E_z$ :

$$\frac{F'}{P} = E_z = \frac{T+t}{P} \frac{4}{\pi} f \left( \frac{d}{2R} + \frac{d_1}{2R_1} \right) = \frac{8}{\pi} f \left( \frac{d}{R} + \frac{d_1}{R_1} \right) \quad (268)$$

wobei  $d$  und  $d_1$  die Zapfendicken bezeichnen und  $f$  der Koeffizient der Zapfenreibung ist. Dieser Verlust ist weitaus der stärkste von den dreien.

Die Riemensteifigkeit sei beim Mangel an besonderen Versuchen der durch Eytelwein an Seilen gemessenen gleich gesetzt. Man erhält beim Steifigkeitskoeffizienten  $s$  für die Kraft  $S'$ , welche die Steifigkeit an beiden Rollen überwindet:

$$\frac{S'}{P} = E_s = s \frac{T+t}{P} \left( \frac{\delta^2}{R} + \frac{\delta^2}{R_1} \right) = 4s \left( \frac{\delta^2}{R} + \frac{\delta^2}{R_1} \right) \quad (269)$$

wobei  $s = (4:\pi)0,009 \sim 0,012$  gesetzt werden darf.

Der Gleitungs- oder Schlipfverlust entsteht dadurch, dass ein bestimmtes Volum Riemen wegen seiner stärkeren Anspannung auf der treibenden Rolle ein längeres Umfangsstück bedeckt, als auf der getriebenen. Für den Kraftaufwand  $G'$  für das Gleiten auf beiden Rollen hat man bei der Spannung  $\mathfrak{E}_1$  im führenden Trum:

$$\frac{G'}{P} = E_g = \frac{1 - \frac{t}{T}}{1 + \frac{\mathfrak{E}_1}{E}} = \frac{0,4 \mathfrak{E}_1}{E + \mathfrak{E}_1} \dots \dots \quad (270)$$

$E$  ist hierin der Elastizitätsmodul des Riemens, der bei Leder 15 bis 20 kg beträgt. Steifigkeits- und Schlipfverlust sind klein.

*Beispiel.* Es sei  $d = d_1 = 100$ ,  $R = R_1 = 500$ ,  $\delta = 5 \text{ mm}$ ,  $f = 0,08$ ;  $s = 0,012$ ,  $E = 20$ ,  $\mathfrak{E}_1 = 0,3$ , so kommt:  $F' = P (8 \cdot 0,08 : \pi) 0,4 \sim 0,08 P$ ; ferner  $S' = P (0,048 \cdot 2) (25 : 500) = 0,0048 P$ ; sodann  $G' = P (0,4 \cdot 0,3 : 20,3) \sim 0,0059 P$ . Der Gesamtverlust wäre hiernach:  $0,08 + 0,0048 + 0,0059 = 9,1 \text{ Prozent}$ .