

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

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  $\mathfrak{S}$  im Riemenquerschnitt:  $T = b\delta\mathfrak{S}$ .

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:  $N = Pv : 75 = b\delta\mathfrak{S}v : 75\tau$ . 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:

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

\*) Es ist bisher so überaus üblich gewesen, die Dicke  $\delta$  konstant vorzusetzen, beziehungsweise bei doppelten und dreifachen Riemen 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 Riemen 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 „	„ = $0,300$ „ $0,492$ „ $\frac{3}{10}$ „ $\frac{1}{2}$ .

hält ni ss  $\delta : R = 1/50$  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 doppeltwirkenden 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 Verhältniss 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.