

feuchten Räumen (Brennereien u.) oder im Freien (Maschinen für die Baustellen oder Landwirtschaft) laufen. Hierbei sind nämlich die Lederriemen einem fortwährenden Verlängern auf Kosten ihrer Breite ausgesetzt, und ein wiederholtes Anspannen macht sich nöthig. Gummiriemen verhalten sich gegen Feuchtigkeit jedoch indifferent. Diese Riemen bestehen nicht aus Gummi allein, sondern aus mehr oder weniger Bändern fester Hanfleinwand, welche in der eigentlichen Gummimasse eingeschlossen und durch dieselbe mit einander zu einem Ganzen vereinigt sind. Auch hat man in der neueren Zeit statt der ledernen Treibriemen Flachs- oder Hanfbänder oder Riemen aus sogenanntem vegetabilischen Leder sowie solche aus Haaren gewebte in Anwendung gebracht.

Beispiel. Für das im letzten Beispiel (§. 54) behandelte Riemenräderwerk wurde die Maximalspannung des gekreuzten Riemens

$$S = \frac{e^{\gamma} K}{e^{\gamma} - 1} = 149,5 = \text{rot. } 150 \text{ Kilogramm}$$

gefunden; es ist daher die Breite des hierzu nöthigen Riemens

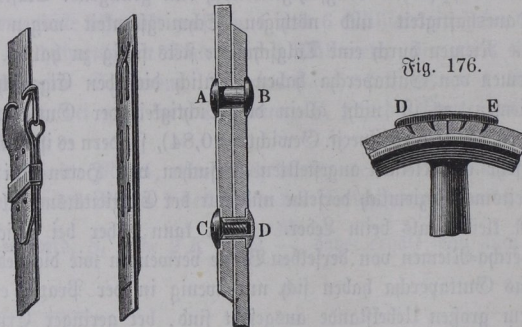
$$b = S_1 = 150 \text{ Millimeter.}$$

Die Länge desselben aber hat man nach der Formel:

$$l = 2d \sin \frac{\gamma}{2} + (2\pi - \gamma)(a + b)$$

$$\begin{aligned} l &= 2 \cdot 2,25 \sin 112^\circ 53' + (0,75 + 0,125) \text{ arc. } 225^\circ 46' \\ &= 4,146 + 3,448 = 7,594 \text{ Meter.} \end{aligned}$$

- §. 56. **Spannrollen.** Da sich die Riemen, namentlich wenn sie neu sind, fortwährendrecken (dehnen), so muß man deren Spannung von Zeit zu Zeit  
Fig. 175. Fig. 177. Fig. 178.



nachhelfen. Sind nun die Riemenenden zusammengeschnallt, wie Fig. 175 vor Augen führt, oder durch einfache Schließplättchen *DE* mit Spitzen wie

Fig. 176 vereinigt, so hat diese Correction gar keine Schwierigkeit; hat man es aber mit einem zusammengenähten, Fig. 177, oder zusammengeleimten Treibriemen zu thun, so ist das Trennen und Wiedervereinigen der Riemenenden umständlich, weswegen man auch in solchem Falle an wenigstens einer Stelle eine leicht lösbare Verbindung etwa durch Riemschrauben nach Fig. 178 anbringt. In manchen Fällen kann es auch vortheilhaft sein, durch eine besondere Vorkehrung die Anspannung des Riemens zu bewirken, und beruht dieses Mittel entweder auf der Anwendung sogenannter Spannrollen oder in der Verückung der einen Ase, indem durch den vergrößerten Arenabstand eine größere Spannung des Riemens eintritt. Letzteres Mittel findet jedoch nur in den seltensten Fällen Anwendung, so z. B. bei den Aufzügen oder Fahrstühlen in Mahlmühlen, weil im Allgemeinen die Wellen fest gelagert sein müssen. Dester hat man jedoch Veranlassung zur Anwendung von Spannrollen und besonders in Fällen, wo man gleichzeitig in der Spannrolle ein Mittel zum bequemen Ein- und Ausrücken haben will.

Zwei solcher Spannrollen sind in Fig. 179 und Fig. 180 abgebildet.

Fig. 179.

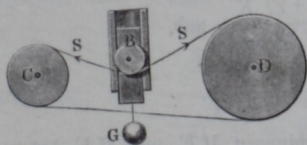
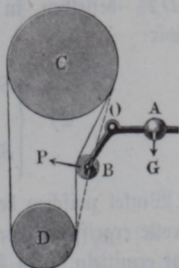


Fig. 180.



Bei der Einrichtung in Fig. 179 sitzt die Rolle B auf einem Schieber, den ein Gewicht G niederzieht, bei der Einrichtung Fig. 180 hingegen ist dieselbe an einem Winkelhebel AOB angebracht und wird mittels eines am Arme OA hängenden Gewichtes gegen den Riemen gedrückt. Ist im letzteren Falle a der Hebelarm OA des Gewichtes G und b der Hebelarm OB der Spannkraft P, so hat man:

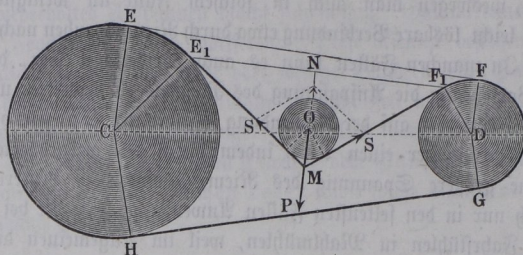
$$P = \frac{a}{b} G \text{ und umgekehrt: } G = \frac{b}{a} P.$$

Die Spannkraft P halbirt den Winkel  $E_1MF_1 = \delta$ , Fig. 181 (a. f. S.), zwischen beiden Riemenrichtungen  $ME_1$  und  $MF_1$ , und ist S die Spannung des Riemens, so hat man, wie bei einer losen Rolle (s. Bd. I, §. 167):

$$1) \quad P = 2S \cos \frac{\delta}{2}.$$

Was die Spannung  $S$  anlangt, so hat man zu unterscheiden, ob die Spannrolle gegen den straffen oder gegen den schlaffen Riementheil drückt;

Fig. 181.



im ersten Falle ist  $S_1$  und im zweiten  $S_2$  in der obigen Formel einzuführen. Uebrigens wird aber auch durch die Spannrolle der mit Riemen bedeckte Bogen  $FG$  noch um einen Bogen  $FF_1$  größer; setzen wir, wie oben, den Winkel  $ECH = FDG = \gamma$ , sowie den Zuwachs  $ECE_1 = FDF_1$  desselben in Folge der Wirkung der Spannrolle  $= \gamma'$ , so haben wir:

$$2) \quad \begin{cases} S_1 = \frac{e^{\varphi(\gamma + \gamma')} K}{e^{\varphi(\gamma + \gamma')} - 1} \quad \text{und} \\ S_2 = \frac{K}{e^{\varphi(\gamma + \gamma')} - 1}. \end{cases}$$

Der Winkel zwischen den beiden Richtungen  $ME_1$  und  $MF_1$  des von der Spannrolle ergriffenen Seilstücks, d. i.  $E_1MF_1 = SMS = \delta$ , läßt sich wie folgt ermitteln. In Folge der Spannung durch die Spannrolle  $MO$  geht das Riemenstück  $EF = d \sin \frac{\gamma}{2}$  in  $EE_1MF_1F$  über oder annähernd in  $\frac{EF}{\sin \frac{\delta}{2}}$ , nimmt also um

$$\lambda = \frac{EF}{\sin \frac{\delta}{2}} - EF = d \sin \frac{\gamma}{2} \left( \frac{1}{\sin \frac{\delta}{2}} - 1 \right),$$

und daher der ganze Riemen  $l$  in dem Verhältniß

$$\frac{\lambda}{l} = \frac{d}{l} \sin \frac{\gamma}{2} \left( \frac{1}{\sin \frac{\delta}{2}} - 1 \right) = \frac{d \sin \frac{\gamma}{2} \left( 1 - \sin \frac{\delta}{2} \right)}{l \sin \frac{\delta}{2}}$$

an Länge zu. Nun ist aber auch  $\frac{\lambda}{l} = \frac{k}{E}$  anzunehmen, wenn  $k$  die zulässige Spannung und  $E$  den Elasticitätsmodul des Treibriemens bezeichnet, daher läßt sich setzen:

$$\frac{1}{\sin \frac{\delta}{2}} - 1 = \frac{lk}{dE \sin \frac{\gamma}{2}},$$

d. i.

$$3) \sin \frac{\delta}{2} = \frac{1}{1 + \frac{lk}{dE \sin \frac{\gamma}{2}}} = \frac{\sin \frac{\gamma}{2}}{\sin \frac{\gamma}{2} + \frac{lk}{dE}}.$$

Unter der Voraussetzung, daß die Zunahme des Riemenbogens  $\gamma$  beim Aufdrücken der Spannrolle gegen beide Rollen  $CE$  und  $DF$  eine und dieselbe, also  $ECE_1 = FDF_1 = \gamma'$  sei, ist noch zu setzen:

$$\delta = SMS = CDF_1 + DCE_1 = \frac{\gamma}{2} - \gamma' + 180^\circ - \left(\frac{\gamma}{2} + \gamma'\right) \\ = 2(90^\circ - \gamma'), \text{ daher:}$$

$$\frac{\delta}{2} = 90^\circ - \gamma'$$

und umgekehrt:

$$4) \gamma' = 90^\circ - \frac{\delta}{2}.$$

Setzt man nun diesen Werth von  $\gamma'$  in obige Formeln (2) für  $S_1$  und  $S_2$  ein, so geben dieselben die gesuchten Riemenspannungen, woraus sich dann mittels der Formel (1) die erforderliche Größe der Spannkraft

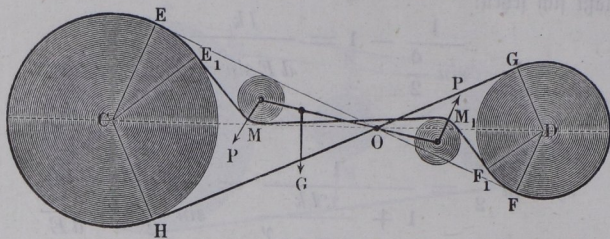
$$P = 2S \cos \frac{\delta}{2}$$

berechnen läßt, wenn man, je nachdem die Spannrolle auf das straffe oder auf das schlafe Riemenstück drückt,  $S_1$  oder  $S_2$  als  $S$  in die Rechnung einführt. Da die Kraft  $P$  direct proportional mit  $S$  ist, so gilt es im Allgemeinen als Regel, die Spannrolle auf das schlafe Riemenende wirken zu lassen, weil dabei der Rollendruck  $P$  der kleinere wird und in Folge dessen auch die Zapfenreibung an der Rolle geringer ausfällt.

Der gekreuzte Riemen  $EFGH$ , Fig. 182 (a. f. S.), hat zwei entgegengesetzt wirkende Spannrollen wie  $M, M_1$  nöthig. Weil hier die Riemenbögen mehr als den halben Umfang einnehmen und unter sich gleich sind, so ist diese Fortpflanzungsweise die vollkommnere. Man kann hier beide Spannrollen auf einem Hebel  $MOM_1$  befestigen und durch ein Gewicht  $G$

an den Riemen andrücken lassen, doch werden bei gekreuzten Riemen nur selten Spannrollen angewandt.

Fig. 182.



Beispiel. Wenn bei einem Räderwerk mit offenem Treibriemen, wie Fig. 180, die Umtriebskraft  $K = 130$  Kilogramm, der Halbmesser des einen Rades  $b = 0,75$  und der des anderen  $a = 0,125$ , sowie der Augenabstand  $d = 2,25$  Meter mißt, so ist, wie im Beispiel zu §. 54, der Riemenbogen des kleineren Rades:

$$\gamma = 147^{\circ} 45' \text{ und } \sin \frac{\gamma}{2} = 0,961,$$

auch hat man noch die ganze Riemenlänge:

$$l = 2d \sin \frac{\gamma}{2} + \gamma a + (2\pi - \gamma)b$$

$$= 4,5 \cdot 0,961 + 2,578 \cdot 0,125 + 3,706 \cdot 0,75 = 7,424 \text{ Meter,}$$

daher das Verhältniß

$$\frac{l}{d} = \frac{7,424}{2,25} = 3,30.$$

Nimmt man noch  $\frac{\lambda}{l} = \frac{k}{E} = \frac{1}{80}$  an, so erhält man

$$\sin \frac{\delta}{2} = \frac{\sin \frac{\gamma}{2}}{\sin \frac{\gamma}{2} + \frac{l}{d} \frac{k}{E}} = \frac{0,961}{0,961 + 0,0412} = 0,959,$$

wonach  $\frac{\delta}{2} = 73^{\circ} 33'$ , also der gesuchte Winkel, unter welchem die Spannrolle vom Treibriemen umgeben wird,

$$\delta = 147^{\circ} 6',$$

und der Winkel, um welchen durch den Druck der Spannrolle der Riemenbogen auf jeder Trommel vergrößert wird,

$$\gamma' = 90^{\circ} - \frac{\delta}{2} = 16^{\circ} 27'.$$

Da nun hiernach

$$\gamma + \gamma' = 147^{\circ} 45' + 16^{\circ} 27' = 164^{\circ} 12',$$

sowie

$$\varphi (\gamma + \gamma') = 0,28 \frac{164,2}{180} \pi = 0,801$$

und

$$e^{\varphi (\gamma + \gamma')} = 2,7183^{0,801} = 2,222$$

ausfällt, so ist die Spannung des schlaffen Riemenstücks, auf welches hier die Spannrolle wirkt:

$$S_2 = \frac{K}{e^{\varphi (\gamma + \gamma')} - 1} = \frac{130}{2,222 - 1} = 106,4 \text{ Kilogramm,}$$

und endlich die erforderliche Kraft der Spannrolle:

$$P = 2 S_2 \cos \frac{\delta}{2} = 212,8 \cdot 0,283 = 60 \text{ Kilogramm.}$$

Uebrigens ist die Anwendung der Spannrolle nicht immer von mechanischem Vortheil, da in der Reibung und in dem Steifigkeitswiderstande des Riemens beim Umliegen um die Spannrolle dem Räderwerke neue Nebenhindernisse zu wachsen. Obgleich durch diesen Apparat das übermäßige Anspannen des Treibriemens und also auch die daraus entspringende Vergrößerung der Radaxenreibungen vermieden wird, so sind dafür auch die Widerstände der Spannrolle zu überwinden.

**Riemenführung.** Wenn ein Riemen *A*, Fig. 183, einer glatten §. 57. cylindrischen Scheibe *BC* in einer zur Axe derselben normalen Richtung zugeführt wird, also in einer Richtung, welche in die Mittelebene der Scheibe hineinfällt, so verbleibt er bei der Drehung der Scheibe auf der Oberfläche derselben, ohne daß besondere Mittel zu seiner Leitung oder Führung nothwendig wären. Gelangt indeß ein Riemen, Fig. 184, zu der Scheibe in

Fig. 183.

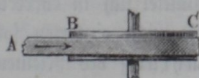


Fig. 184.

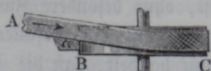
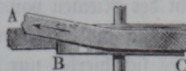


Fig. 185.



einer Richtung, welche gegen deren Mittelebene unter einem gewissen Winkel  $\alpha$  geneigt ist, so verbleibt der Riemen nicht auf der Scheibe, sondern fällt von derselben seitlich herab, indem ihm durch die Neigung  $\alpha$  das Bestreben ertheilt wird, auf dem Umfange der Scheibe einen schraubensförmigen Weg von jenem Neigungswinkel  $\alpha$  zu verfolgen. Hierbei ist schon ein sehr geringer Winkel  $\alpha$  genügend, um ein Abfallen des Riemens herbeizuführen, und daher bei der Aufstellung von Riemscheiben auf eine genaue Zuführung des Riemens in der Ebene der Scheiben besonders zu achten.

Bei der Absführung des Riemens von der Riemscheibe kann man dagegen den Winkel, welchen das ablaufende Riemenende *A*, Fig. 185, mit der Mittelebene *BC* der Scheibe bildet, erfahrungsmäßig beträchtlich größer (bis  $25^\circ$  und darüber) annehmen, ohne ein Abfallen des Riemens befürchten zu müssen. Der Grund dieser Erscheinung ist darin zu suchen, daß zu einem