

Richtungsänderungen durch Leitrollen sind also ausgeschlossen und durch Einschalten eines Kegelradtriebes zu umgehen. Schon das Eintreiben von Keilen kann schädlich wirken, weshalb man sich meist auf das Festklemmen der Naben unter Verwendung von Federn beschränkt oder Tangentkeile benutzt. Die Scheiben müssen genau rund laufen und sorgfältig ausgewuchtet sein. Die bei großen Achsentfernungen sehr bedeutenden und beim Betrieb stark wechselnden Durchhänge, die 3 bis 6% der Spannweite betragen können, vgl. Zahlenbeispiel 11, bestimmen die Lage der Scheiben über dem Gelände oder über den Schutznetzen und damit die Höhe der Tragpfeiler oder Stützen. Günstig ist, das ziehende Trum unten anzuordnen. Schräge Triebe sind wegen der geringeren Wirkung des Durchhanges unvorteilhaft. Um Unfälle zu vermeiden, müssen über begangenen Stellen Schutzvorrichtungen in Form von Drahtgittern, Netzen, Blech- und Holzrinnen angebracht werden, die das Seil beim Reißen oder Abfallen auffangen.

Zum Schutz gegen Rost werden die Seile mit Seilfirnis bestrichen und während des Betriebes etwa monatlich mit Drahtseilfett (Nr. 28 der Richtlinien [XV, 19]) geschmiert. Bei ständigem Lauf und guter Wartung kann die Lebensdauer eines Transmissionsdrahtseiles zu 2 bis 3 Jahren angenommen werden.

4. Berechnung der Drahtseile.

Es liegt nahe, von der zu übertragenden Umfangskraft $U = \frac{75N}{v}$ ausgehend, unter Beachtung der vorstehend gegebenen Gesichtspunkte für die Geschwindigkeit und die Drehzahlen der Scheiben ein geeignetes Seil nach den Listen der in Betracht kommenden Firmen auszuwählen und aus der Vorspannung den beim Auflegen des Seiles einzuhaltenden Durchhang zu ermitteln. Diese bisher allgemein übliche Berechnungsart gibt bei kurzen Achsabständen leichte Triebe, die aber sehr geringen Durchhang haben müssen und gegen Längungen des Seils durch den Betrieb und durch die Wärme empfindlich sind.

Richtiger ist es, nach dem Vorschlage von Felten und Guilleaume, Carlswerk in Köln-Mülheim, das Seilgewicht so zu berechnen, daß es die zur Übertragung der Umfangskraft U nötige Reibung bei mäßigem Durchhang erzeugt. Die Firma geht von 2% Durchhang, bezogen auf den Achsabstand a und Scheibendurchmessern $D = 175 d$ aus und läßt die Drehzahl der Scheiben 120 bis 130 in der Minute nicht überschreiten. Als Reibungszahl benutzt sie der Sicherheit wegen den niedrigen Wert $\mu = 0,16$ gegenüber dem sonst üblichen von 0,25. Neue Seile pflegen in Rücksicht auf die zu Beginn des Betriebs stets auftretenden Längungen mit 1,5% Durchhang aufgelegt zu werden.

Die im ziehenden Trum wirkende freie Kraft S'_1 steht nach der Eytelweinschen Formel (660), sofern man $S'_2 = S'_1 - U$ einführt, mit der Umfangskraft U in der Beziehung:

$$S'_1 = U \frac{e^{\mu \omega}}{e^{\mu \omega} - 1},$$

die unter der Annahme, daß $\frac{9}{10}$ des halben Umfangs umspannt werden, daß also $\omega = 0,9 \pi$ ist,

$$S'_1 = 2,75 U$$

gibt. Andererseits folgt aus dem Durchhang $y_a = 0,02 a$ und dem Gewicht g_0 des laufenden Meters Seil, das im Mittel $g_0 = 0,30 d^2$ beträgt:

$$S'_1 = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot y_a} = 6,25 g_0 \cdot a = 1,875 d^2 \cdot a. \quad (707)$$

Durch Gleichsetzen der beiden Werte wird:

$$U = 0,682 d^2 \cdot a$$

oder der zur Übertragung von U nötige Seildurchmesser:

$$d \approx 1,2 \sqrt{\frac{U}{a}}. \quad (708)$$

Ist die Leistung N in Pferdestärken bei n Umdrehungen in der Minute gegeben, so erhält man mit:

$$U = \frac{75N}{v} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100N}{\pi \cdot D \cdot n} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 100N}{\pi \cdot 175d \cdot n} = 818 \frac{N}{d \cdot n},$$

den Seildurchmesser in Zentimetern:

$$d = 10,5 \sqrt{\frac{N}{v \cdot a}} \quad \text{oder} \quad d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}}, \quad (709)$$

wobei der Wellenabstand a in Metern einzusetzen ist.

Die Rechnung führt, wie die unten stehenden Beispiele zeigen, bei kleinen Achsabständen zu stärkeren Seilen und größeren Scheibendurchmessern als die erste Art, aber zu einem viel sichereren und zuverlässigeren Betrieb bei mäßigem Verschleiß. Beträchtliche Achsabstände verlangen dagegen verhältnismäßig dünne Seile.

Bei der Berechnung der Formänderungen und der Biegebeanspruchung dürfen nicht die vollen für Stahl üblichen Werte der Elastizitätszahl eingesetzt werden, weil die schraubenförmig gewundenen Drähte das Seil als Ganzes wesentlich nachgiebiger machen. Nach dem Vorschlage von Bach berücksichtigt man diesen Umstand durch eine Berichtigungszahl β , so daß:

$$\sigma_b = \beta \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D} \quad (710)$$

wird. β ist außer vom Baustoff von der Art des Schlages des Seiles abhängig; für Transmissionsseile fand Bach [XXVI, 2] im Durchschnitt $\beta = \frac{3}{8}$. Vielfach bezeichnet man den Wert $\frac{\alpha}{\beta} = \alpha'$, der zwischen $\frac{1}{700000}$ bis $\frac{1}{800000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ liegt, kurz als Dehnungszahl der Drahtseile.

Die große Festigkeit und die mäßigen Längenänderungen, die die Seile beim Betriebe erfahren, gestatten mit hohen Beanspruchungen zu rechnen und begründen die günstigen Wirkungsgrade η , die Seiltriebe

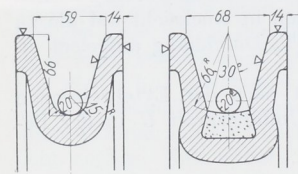
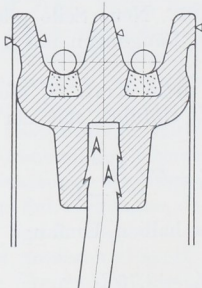


Abb. 2157 bis 2159. Rillenformen an Drahtseilscheiben.



bei großen Achsentfernungen aufweisen. η erreicht bei sorgfältiger Ausführung an einfachen Trieben 96 bis 97⁰/₀; für Zwischenstellen zieht man je 1,5⁰/₀ ab.

Konstruktive Durchbildung der Scheiben. Rillenformen zeigen die Abb. 2157 bis 2159. Läßt man das Seil unmittelbar auf dem gußeisernen Kranz aufliegen, so dreht man den Grund zweckmäßigerweise so aus, daß das Seil auf einem Drittel seines Um-

fangs gestützt wird. Besser ist es, die Rillen zur Vergrößerung der Reibung und zur Schonung des Seiles mit quer dazu gestellten Lederscheiben, Abb. 2158 und auch nach Ausführungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau, mit Pappel- oder Weidenholzstücken auszufüttern, die mit Leinölfirnis durchtränkt, so in die Rinne von schwalbenschwanzförmigem Querschnitt eingetrieben werden, daß die Fasern in der Scheibenebene liegen. Zum Einsetzen des Holzes ist die Rinne an einer Stelle erweitert; die letzten Stücke werden verleimt oder durch Keile oder ein-

geschraubte Leisten gehalten. Abb. 2160 und 2161 geben die Ausführung von Heckel, Saarbrücken, D. R. G. M. Nr. 13412, wieder, bei der einzelne Lederscheiben in einer offenen Rinne auf einer Litze aufgereiht sind, deren Enden an zwei Scheibenarmen verspannt werden. Die doppelrillige Form, Abb. 2159, für eine Zwischenstelle bestimmt, gibt die Kraft des einen Seils an das andere weiter. Auf ausgefütterten Scheiben brauchen die Seile nicht so stark vorgespannt zu werden wie auf gußeisernen.

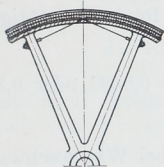
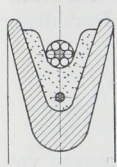


Abb. 2160 und 2161. Drahtseilscheibe mit Lederauskleidung. Heckel, Saarbrücken.

Kleinere Räder werden gewöhnlich ganz aus Gußeisen hergestellt; größere bestehen vielfach aus gußeisernen Kränzen und Naben, aber schmiedeisernen Armen aus Rund- oder Flacheisen. Die ersteren werden meist eingegossen, Abb. 2162 und 2163, die letzteren auch durch Schrauben angeschlossen.

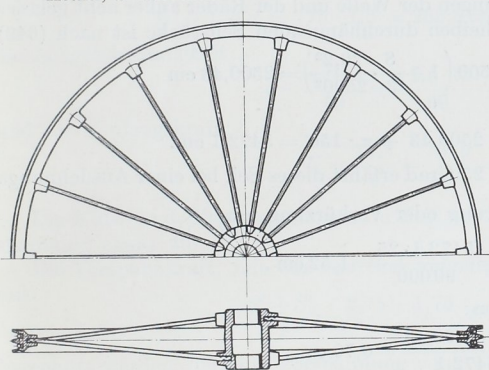


Abb. 2162. Drahtseilscheibe.

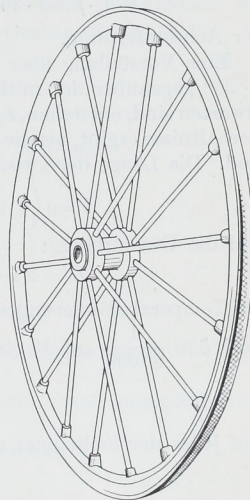


Abb. 2163. Drahtseilscheibe.

5. Berechnungsbeispiele.

Beispiel 10. $N = 8 \text{ PS}_0$ sind auf $a = 25 \text{ m}$ Entfernung durch ein Drahtseil zu übertragen.

a) Berechnung nach der üblichen Art.

Gewählt: $v = 10 \text{ m/sek}$ Laufgeschwindigkeit.

Umfangskraft U :

$$U = \frac{75 \cdot N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{10} = 60 \text{ kg}.$$

Seil nach Zusammenstellung 163; Durchmesser $d = 10 \text{ mm}$, aus $z = 42$ Drähten von $\delta = 1 \text{ mm}$ Durchmesser bestehend.

Seilscheibendurchmesser: $D = 1500 \delta = 1500 \cdot 1,0 = 1500 \text{ mm}$.

Drehzahl der Welle:

$$n = \frac{60 v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10}{\pi \cdot 1,5} = 127; \text{ zulässig.}$$

Drahtquerschnitt:

$$f = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} = 42 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,330 \text{ cm}^2.$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{f} = \frac{60}{0,330} = 182 \text{ kg/cm}^2.$$