

Bändern kann man die Verbindung neben der Scheibe herstellen und dann das Ganze über eine schlank kegelige Fläche von etwa halber Bandbreite aufschieben. Bei größeren Breiten macht man von Spannvorrichtungen Gebrauch, ähnlich den bei der Herstellung von Riemenverbindungen üblichen, Abb. 2020. Die Bandlänge wird nach einem besonderen, in der Z. V. d. I. 1911, S. 1771, näher beschriebenen Verfahren ermittelt. In gewissem Maße läßt sich die Spannung durch die Belagstärke regeln.

Die Scheiben müssen in Rücksicht auf die großen Achsdrücke und den Umstand, daß die durch Stahlbänder übertragenen Kräfte viel bedeutender als in Riemen gleicher Breite sind, steifer und kräftiger durchgebildet und sehr sorgfältig gelagert werden. Die Lauffläche ist genau zylindrisch abzdrehen, weil sonst das Band in der Nähe des Schlosses leidet, da sich der Schlag beim Auflaufen auf balligen Flächen nicht über die ganze Bandbreite verteilt, sondern örtlich zerstörend wirkt und zu Brüchen führt.

Bei Versuchen fand Kammerer an einem Stahlband von 0,3 mm Stärke und 30 mm Breite auf Scheiben von je 1250 mm Durchmesser bei der üblichen Nutzspannung die Reibungsziffer $\mu = 0,27$. Bei hohen Spannungen stieg sie bis auf 0,75 und war unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit. Der Schlupf betrug bei dem Verhältnis 1:1 zwischen Nutz- und Vorspannung nicht mehr als 0,1⁰/₀, nahm aber bei Steigerung der Nutzspannung über die Vorspannung hinaus plötzlich zu.

Stahlbänder kommen hauptsächlich für größere Kraftübertragungen in Frage und können vielfach Seil- und Riementreibe vorteilhaft ersetzen. Infolge der hohen zulässigen Beanspruchungen erhalten die Bänder kleine Abmessungen, verlangen aber der sehr geringen Dehnungsfähigkeit wegen größte Sorgfalt in bezug auf Bearbeitung und Aufstellung der Scheiben sowie sichere Aufnahme der hohen Achsdrücke. Die Scheiben müssen zur Schonung der hoch beanspruchten Bänder genau rund laufen, ihre Achsen genau parallel zueinander liegen. Wegen der Gefahr eines Bruches, der unvermittelt und plötzlich eintritt, sind an begangenen Stellen, die vom Bande getroffen werden können, Schutzvorrichtungen anzubringen; das Bereithalten eines zweiten Bandes ist zu empfehlen. Die Urteile über den Betrieb der Stahlbänder lauten verschieden; während einige Anlagen seit langem ohne jede Störung arbeiten, haben andere wiederholt Brüche gehabt.

III. Seiltriebe.

Seiltriebe finden Anwendung beim Übertragen beträchtlicher Leistungen, die ungewöhnlich breite Riemen erfordern würden, sind vorteilhaft bei mäßigen Umfangsgeschwindigkeiten, bei sehr großen Achsabständen und in Fällen, wo die Energie gleichzeitig auf mehrere Wellen verteilt werden soll. Bei Entfernungen bis zu 25 m benutzt man Hanf- und Baumwollseile, bei noch größeren Drahtseile.

A. Hanf- und Baumwollseiltriebe.

1. Die verwandten Seile.

Hanfseile bestehen aus badischem Schleißhanf oder dem weniger guten russischen Reinhanf oder dem steiferen, aber gegen Witterungseinflüsse widerstandsfähigeren Manilahanf. Seltener benutzt man die bezüglich der mechanischen Eigenschaften ungünstigere Jute. Weich und biegsam, deshalb für kleinere Scheiben geeignet sind Baumwollseile. Die Fäden der Rohstoffe werden schraubenförmig zu Litzen und diese meist zu dreien zu einem Rundseil zusammengedreht, das im Querschnitt, Abb. 2145, drei elliptische Flächen zeigt, weil die Litzen schräg getroffen werden. Gegenüber dem umschriebenen Kreis kann man bei festgedrehten Seilen auf etwa 0,67, bei lose gedrehten auf 0,58 wirklichen Seilquerschnitt rechnen, wie aus dem durchschnittlichen Verhältnis des Einheitsgewichts der Seile in Zusammenstellung 161 zu dem der lufttrockenen Hanffaser

hervorgeht, das 1,5 kg/dm³ beträgt. Die der Übertragungsfähigkeit und Lebensdauer schädliche Neigung der Rundseile, sich unter der Belastung und im Betriebe aufzudrehen, vermeidet man durch Flechten der Seile. So werden in den Quadratseilen Patent Bek der A.G. für Seilindustrie, vorm. F. Wolff, Mannheim-Neckarau, vier Litzen mit Rechts-, die übrigen vier mit Linksdrall so verflochten, daß das Aufdrehen ganz ausgeschlossen ist. Solche geflochtene Seile zeichnen sich durch große Biegsamkeit aus und schmiegen sich infolge des quadratischen oder trapezförmigen Querschnitts, den sie nach Abb. 2149 und 2150 erhalten können, den Seilscheibenrillen besser an als runde. Auch Drei-, Sechs- und Achtkantseile werden hergestellt. Zum Schutz gegen Witterungseinflüsse müssen die Seile von Zeit zu Zeit mit Hanfseilfett (Nr. 28 in [XV, 19]) geschmiert werden. Bei Verwendung im Freien trinkt man sie auch mit Teer, wobei sie jedoch nicht unerheblich an Festigkeit einbüßen. Feuchtigkeit zieht die Seile stark zusammen und erhöht die Spannungen und Achsdrücke beträchtlich. Über Maße und Gewichte gibt Zusammenstellung 161 Aufschluß.

Zusammenstellung 161. Runde Treibseile.

Seildurchmesser mm		20	25	30	35	40	45	50	55	60	Einheitsgewicht
KOHLE- und GULLENBERG ROHRE 3111 REHLE:	Badischer { Gewicht kg/m	0,32	0,51	0,71	1,00	1,30	1,60	1,90	2,24		1,00 kg/dm ³
	Schleißhanf { Scheiben $\Phi \geq$ mm	500	625	750	875	1000	1125	1250	1375		
	Hellster { Gewicht kg/m	0,28	0,45	0,63	0,83	1,10	1,35	1,75	2,04		0,87 ..
	Manilahanf { Scheiben $\Phi \geq$ mm	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650		
Baumwolle {	. . . Gewicht kg/m	0,28	0,47	0,67	0,93	1,20	1,50	1,85	2,10		0,92 ..
	{ Scheiben $\Phi \geq$ mm	400	500	600	700	800	900	1000	1100		
A. G. FÜR SEILINDUSTRIE VORM. F. WOLFF, MANNHEIM-NECKARAU.	Badischer Schleißhanf, fest gedreht			0,8	1,2	1,4	1,7	2,1	2,5	2,9	1,07 ..
	Badischer Schleißhanf, lose gedreht			0,7	0,96	1,22	1,48	1,75	2,1	2,4	0,93 ..
	Baumwolle, fest gedreht, imprägniert			0,9	1,32	1,56	1,80	2,28	2,64	2,88	1,12 ..
	Baumwolle, lose gedreht, imprägniert			0,7	1,08	1,32	1,56	2,04	2,28	2,52	0,98 ..
Quadratseile.											
L. G. FÜR SEILINDUSTRIE VORM. F. WOLFF, MANNHEIM-NECKARAU.	Seilstärke mm	25	30	35	40	45	50	55			
	Gewicht kg/m	0,55	0,90	1,10	1,45	1,75	2,15	2,70			0,89 ..
	Scheiben- . . . $\Phi \geq$ mm	375	450	700	800	900	1100	1400			

Am gebräuchlichsten sind Rundseile von $d = 45$ und 50 mm Durchmesser sowie bezüglich der Übertragungsfähigkeit gleichwertige Quadratseile von $s = 40$ und 45 mm Seitenlänge. Schwächere benutzt man nur bei geringen Leistungen und sehr kleinen Scheibendurchmessern D , welche letztere noch von dem Rohstoff der Seile und der Art des Schlags oder Flechtens abhängen. Möglichst ist $D = 40$ bis $50 d$ anzustreben; Mindestwerte, die auch für Leit- und Spannrollen gelten, sind für Schleißhanf $D = 25 d$, Manilahanf $D = 30 d$, Baumwolle $D = 20 d$. Unterschreitet man ausnahmsweise diese Zahlen, so muß man die Belastung herabsetzen oder mit verminderter Lebensdauer rechnen. Für Quadratseile sind die kleinsten Scheibendurchmesser in Zusammenstellung 161 enthalten.

Der Schluß und die Verbindung von Seilen wird ausschließlich durch Spleißen hergestellt. Dabei löst man die Enden der Stücke auf, die um $3 \dots 5$ m länger abgeschnitten sind, als rechnermäßig bei stumpfem Stoß nötig ist, kürzt die Litzen stufenweise und flicht sie dann derart wieder ineinander, daß der Seildurchmesser nicht wesentlich größer wird. Das Spleißen ist schwierig und erfordert geschickte und geübte Leute.

2. Kraft- und Spannungsverhältnisse in Hanf- und Baumwollseiltrieben.

Die Eigenart der Seiltriebe ist in folgendem begründet.

1. Die Reibung wird durch die Klemmwirkung der kegeligen Rillen, Abb. 2145 und 2147, in denen die Seile auf den Scheiben laufen, vermehrt. Schräge und selbst senkrechte Antriebe bieten deshalb praktisch nicht die großen Schwierigkeiten, die bei den Riementrieben besprochen wurden. Setzt man, ähnlich wie bei Rillenreibrädern:

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}, \quad (701)$$

so würde bei dem üblichen halben Rillenkinkel $\alpha = 22\frac{1}{2}^\circ$ statt:

$\mu = 0,2$	0,25	0,3	0,35
$\mu' = 0,435$	0,522	0,603	0,679

in Betracht kommen. Kammerer [XXVI, 6] fand bei seinen Versuchen mit Manilahanfseilen auf der Maschine, Abb. 2041, wiederholt, ohne daß Rutschen eintrat, $\mu' = 0,6$, einem $m = 6,5$ fachen Spannungsverhältnis entsprechend. Bonte [XXVI, 31] gibt $\mu' = 0,79$ und $m = 10,3$ bei allerdings außergewöhnlich hohen Nutzspannungen an. Die starke Zunahme der Reibungszahl bei großen Geschwindigkeiten, wie sie an Riemen nachgewiesen wurde, lassen die bisherigen Versuche nicht erkennen. Sie dürfte übrigens wegen der ganz andern Reibungsverhältnisse, die der faserige Aufbau der Seile im Gegensatz zu der zusammenhängenden, gefetteten Oberfläche der Riemen bedingt, nicht in dem gleichen Maße zu erwarten sein.

2. Infolge der niedrigeren Elastizitätszahl, die sich aus dem steileren Verlauf der Spannungsdehnungslinie Abb. 2133 im Vergleich mit 2039 ergibt, wird der Betrieb weniger elastisch, wenn auch der Durchhang infolge der größeren Achsabstände, bei denen Seile verwendet zu werden pflegen, mehr zur Wirkung kommt und mildernd wirkt.

3. Trotz höherer Festigkeit sowohl der Fasern, die z. B. bei Hanf zwischen 4000 und 5000 kg/cm² liegt, wie auch der fertigen Seile, die bei Zugversuchen 900 bis 1500 kg/cm², also 3 bis 5 fache Festigkeit des Leders zeigen, ist ihre Belastungsfähigkeit verhältnismäßig gering. Bei dem häufigen Hin- und Herbiegen und den fortwährenden Spannungswechseln läßt die Reibung zwischen den Fasern nach. Die Seile werden um so früher schlaff, müssen um so häufiger nachgespannt werden und büßen um so mehr an Lebensdauer ein, je höher sie belastet sind. Namentlich dürfte die Spleißung, wenn sie nicht richtig und aufs sorgfältigste ausgeführt ist, eine nachgiebige und schwache Stelle jedes Seiles sein.

Für das Schlaffwerden besteht noch eine zweite Ursache. In den keilförmigen Rillen werden die Seile allmählich seitlich zusammengequetscht, kommen dadurch in der Rille tiefer zu liegen und laufen auf kleineren Scheibendurchmessern. Das ist aber einer Verlängerung der Seile gleichwertig; ihre Spannung nimmt ab.

Das Wiederherstellen der Spannung nach zu starkem Längen ist bei einer größeren Zahl von Seilen viel umständlicher als das Kürzen eines Riemens.

4. Schließlich ist die gleichmäßige Verteilung der Last auf alle Seile eines Triebes niemals in dem Maße wie in einem Riemenquerschnitt zu erwarten. Praktisch sehr wichtig ist, daß die Rillen genau gleiche Form und Tiefe haben. Entsprechen z. B. zwei verschiedenen tiefen Rillen an einer Scheibe zwei gleich tiefe an der anderen, so muß das eine Seil dem anderen voreilen und wird dadurch stärker gespannt und belastet. Aber auch sonst zeigen die Seile ein und desselben Triebes meist bedeutende Durchhangunterschiede und haben dementsprechend verschiedene Spannungen. Um die Überlastung einzelner Seile zu vermeiden, darf man die durchschnittliche Beanspruchung nicht zu hoch wählen.

Bei der erstmaligen Belastung zeigt ein neues und frisch gespleißtes Seil nach der Linie *OA*, Abb. 2132, die auf Grund eines Versuches Bachs [XXVI, 2] an einem lose

geschlagenen Seil aus badischem Schleißhanf von 55 mm Durchmesser aufgezeichnet wurde, recht bedeutende Dehnungen, die mit zunehmender Spannung langsamer wachsen. Bei längerer Einwirkung der Last tritt elastische Nachwirkung ein; nach 120 Stunden hatte sich das Seil noch entsprechend der Länge AB gestreckt. Entlastet man dasselbe, so gehen, wie Punkt C andeutet, die Formänderungen nur zum geringsten Teil zurück. Die auch hier eintretende elastische Nachwirkung ließ nach 34 Stunden Punkt D erreichen. An einem festgeschlagenen Seil von 39 mm Durchmesser wurde die andere in der Abbildung wiedergegebene Kurve ermittelt.

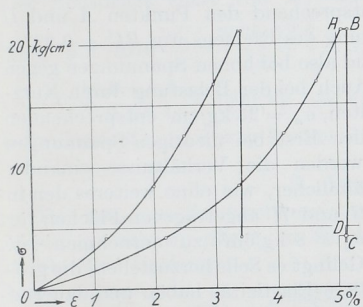


Abb. 2132. Spannungsdehnungslinien an neuen Hanfseilen. Nach Bach.

Die große erstmalige Formänderung und die elastische Nachwirkung nach OAB sind beim Auflegen neuer Seile zu beachten. Oft werden diese freilich, um das umständliche, baldige Nachspießen zu vermeiden, unnötig stark unter Erzeugung sehr hoher Achsdrücke vorgespannt. Die elastischen Formänderungen nach der Linie BC sind für das Verhalten der Seile im Betriebe, in dem sie Spannungsschwankungen innerhalb der Belastungsgrenze unterworfen sind, maßgebend und entscheidend.

Untersucht man die Verhältnisse näher, so findet man, daß niedrigeren Spannungsstufen größere Dehnungen und Elastizitätszahlen α entsprechen, daß also die Seile bei geringer Belastung elastischer sind als bei hoher. Bach fand α zwischen $1/4000$ und $1/10000$ cm^2/kg . Dementsprechend muß auch für die beim Betrieb wichtige Beziehung zwischen den

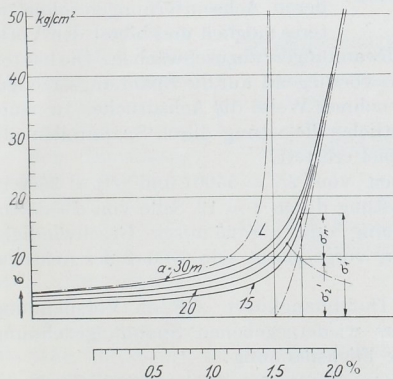


Abb. 2134. Kennlinien für Seiltriebe.

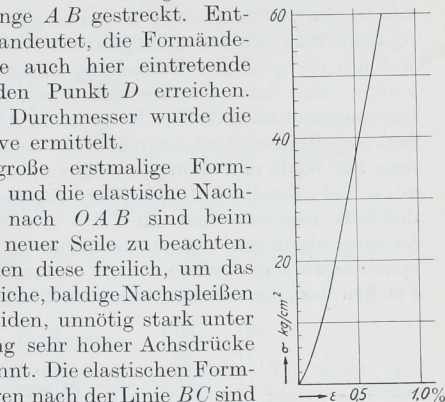


Abb. 2133. Spannungsdehnungslinie für im Betrieb befindliche Hanfseile.

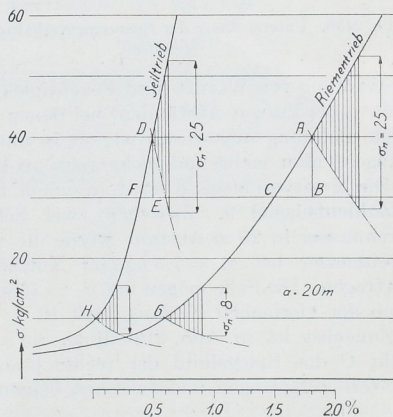


Abb. 2135. Vergleich von Seil- und Riemetrieb an Hand der Kennlinien.

Spannungen und elastischen Dehnungen eine gekrümmte Linie angenommen werden, Abb. 2133, die aus den erwähnten Bachschen Versuchen genügend genau abgeleitet werden konnte. Im Vergleich mit Abb. 2132 ist zu beachten, daß der Dehnungsmaßstab doppelt so groß ist.

Die Berechnung pflegt auf den dem Seil umschriebenen Kreis, das entsprechende Quadrat usw. bezogen zu werden, so daß die tatsächlich auftretenden Spannungen im umge-

kehrten Verhältnis zur Völligkeit des Querschnittes größer sind. Das Einheitsgewicht der Hanf- und Baumwollseile, ebenfalls auf die Fläche der umschriebenen Grundform gerechnet, beträgt, je nachdem dieselben fest oder lose gedreht sind, $\gamma = 1,05$ bis $0,85 \text{ kg/dm}^3$, bei getränkten Seilen bis zu $1,12 \text{ kg/dm}^3$. Setzt man im Mittel $\gamma = 1,0 \text{ kg/dm}^3$, so kann man die Durchhangkurven Abb. 2036 ohne weiteres auch für Seile benutzen, weshalb die genannte Darstellung durch die Linien für 25 und 30 m Freihang ergänzt wurde. Aus ihnen ergeben sich durch Zusammensetzen mit der steileren Spannungsdehnungslinie auch steilere Kennlinien, Abb. 2134. Vergleichshalber sind sie in Abb. 2135 für einen Riemen- und einen Seiltrieb mit 20 m Freihang nebeneinandergestellt. Wendete man auf beide eine Vorspannung von 40 kg/cm^2 entsprechend den Punkten A und D an, so fiel dieselbe auf 30 kg/cm^2 bei einer Verlängerung des Riemens um $BC = 0,32\%$, des Seils dagegen schon um $EF = 0,105\%$. Seile sind also bei hohen Spannungen gegen Längenänderungen viel empfindlicher als Riemen. Auch bei der Belastung durch Nutzspannungen sind Riemen, wie die senkrecht gestrichelten, $\sigma_n = 25 \text{ kg/cm}^2$ entsprechenden Flächen dartun, viel elastischer und weicher als Seile. Erst bei niedrigen Spannungen

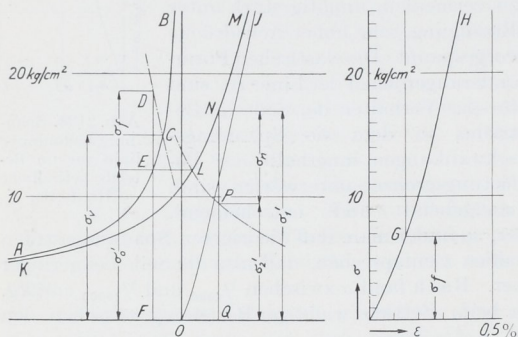


Abb. 2136. Untersuchung der Spannungsverhältnisse eines Seiltriebs.

werden die Verhältnisse einander ähnlicher, wie ohne weiteres den in G und H angetragenen Flächen für $\sigma_n = 8 \text{ kg/cm}^2$ zu entnehmen ist. Gelingt es Seile herzustellen, die größere Elastizität haben und dauernd behalten, so wird man dieselben durch höhere Belastung besser ausnutzen können.

Die Vorspannung erzeugt man an Seiltrieben nach den drei ersten, auf Seite 1164 näher besprochenen Arten. Dazu das Eigengewicht heranzuziehen, ist bei den üblichen größeren Achsentfernungen ohne weiteres möglich und bietet den Vorteil,

die Wirkung von Wärme- und Feuchtigkeitsschwankungen abzuschwächen. Die letzteren erhöhen bei kurzen Abständen, bei denen man vorwiegend auf die Spannungserzeugung durch Dehnung angewiesen ist, oft in unangenehmer Weise die Achsdrücke. In neuerer Zeit geht man mehr und mehr auch zu künstlicher Belastung durch Spannrollen über.

Die Kraftverhältnisse seien an einem Beispiel erörtert.

Zahlenbeispiel 9. Zwischen zwei Scheiben von $D_1 = 5500$ und $D_2 = 2500$ mm Durchmesser in 20 m Abstand werde die Belastung durch $z = 12$ Seile von $d = 50$ mm Durchmesser bei $\sigma_n = 7,5 \text{ kg/cm}^2$ Nutzspannung und $v = 25$ m/sek Geschwindigkeit übertragen. Die Seile mögen mit $\sigma_v = 15 \text{ kg/cm}^2$ vorgespannt sein, so daß der Achsdruck gleich der vierfachen Umfangskraft ist.

Zunächst ist in Abb. 2136 links auf der Durchhangkurve AB im Vorspannungspunkt C das Spiegelbild der rechts besonders wiedergegebenen Spannungsdehnungslinie GH aufgetragen und zwischen beiden die Fliedschpannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{1,00 \cdot 25^2}{10 \cdot 9,81} = 6,37 \text{ kg/cm}^2$$

als senkrechte Strecke DE eingepaßt. Unter E ergibt sich dann die freie Leerlaufspannung in den beiden Seiltrümmern, $\sigma'_0 = EF = 12,2 \text{ kg/cm}^2$. Nach dem Stielschen Verfahren zeichnet man nun die um die Fliedschpannung σ_f gekürzte Spannungsdehnungslinie, also die Strecke GH der Abbildung rechts von O aus als Kurve OJ auf und findet durch Antragen ihrer Abszissen an die Durchhangkurve die Kennlinie KLM für 25 m/sek Geschwindigkeit. Ihr in der Höhe σ'_0 liegender Punkt L ist der Ausgangspunkt für die

Ermittlung der freien Spannungen in den beiden Trümern. Zwischen der Kennlinie und ihrem Spiegelbild in L wird die Nutzspannung $\sigma_n = NP$ eingepaßt und dadurch $PQ = \sigma'_2 = 9,4$ und $NQ = \sigma'_1 = 16,9 \text{ kg/cm}^2$ gefunden. Zur angenäherten Bestimmung genügt wieder die Linie für 20 m Freihang der Abb. 2134, wenn man ihr Spiegelbild in der Höhe von σ'_0 zum Eintragen von σ_n benutzt. Die durch $z = 12$ Seile übertragene Leistung ist:

$$N_e = \frac{U \cdot v}{75} = \frac{z \cdot \pi d^2 \cdot \sigma_n \cdot v}{4 \cdot 75} = \frac{12 \cdot \pi 5^2 \cdot 7,5 \cdot 25}{4 \cdot 75} = 590 \text{ PS.}$$

Der Achsdruck sinkt von $A_v = 2z \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sigma_v = 2 \cdot 12 \cdot \frac{\pi \cdot 5^2}{4} \cdot 15 \approx 7070 \text{ kg}$ während der Ruhe auf $7070 \cdot \frac{\sigma'_0}{\sigma_v} = \frac{7070 \cdot 12,2}{15} = 5750 \text{ kg}$ während des Leerlaufs und auf $7070 \cdot \frac{\sigma'_1 + \sigma'_2}{2\sigma_v} = 7070 \cdot \frac{16,9 + 9,4}{2 \cdot 15} = 6200 \text{ kg}$ bei Vollast. Würde der volle Betrag der Flichspannung beim Leerlauf zum Abzug kommen, so betrüge der Achsdruck nur 4070 kg.

3. Anordnung der Seiltriebe.

Da man den Seildurchmesser gewöhnlich zu 45 bis 50, jedenfalls nicht größer als 55 mm zu nehmen pflegt, ist die durch ein Seil übertragbare Leistung beschränkt und durch die Umfangskraft gegeben, die es aufnehmen kann. Für größere Leistungen ordnet man entweder mehrere Seile in Parallelschaltung nebeneinander an oder schlingt ein und dasselbe mehrfach um die beiden Scheiben, Abb. 2137. Während man im ersten Falle, beim Seiltriebe mit Dehnungsspannung, die elastische Dehnung oder den Durchhang ausnutzt, erzeugt man im zweiten, beim Kreis-seiltrieb, die Spannung künstlich durch einen Spannwagen, Abb. 2137 oder eine Belastungsrolle, Abb. 2138, und gleicht auf diese Weise die Längenänderungen durch Temperatur, Feuchtigkeit, Betriebsspannungen und elastische Nachwirkungen aus. Dem Vorteil des Kreis-seiltriebes, daß nur eine einzige Spleißstelle vorhanden ist und daß das Seil unter einer bestimmten, regelbaren Spannung arbeitet, steht der Nachteil gegenüber, daß bei Beschädigungen der gesamte Betrieb still liegen muß. Auch ist die streckenweis ungleichmäßige Beanspruchung des Seils nicht ausgeschlossen, wenn die Rillen ungleiche Formen haben und die Trümer in ihnen, wie oben erörtert, verschieden tief laufen.

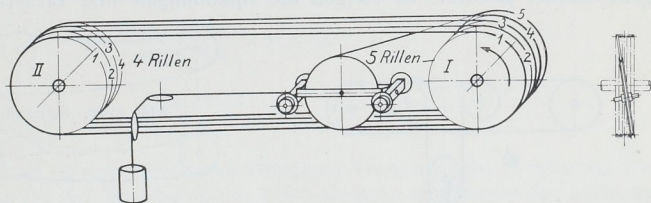


Abb. 2137. Kreis-seiltrieb mit Spannwagen.

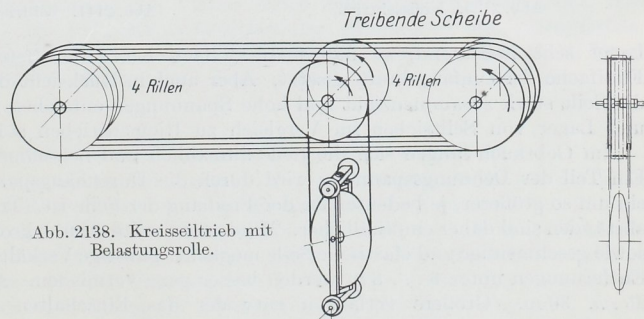


Abb. 2138. Kreis-seiltrieb mit Belastungsrolle.

Abb. 2138, und gleicht auf diese Weise die Längenänderungen durch Temperatur, Feuchtigkeit, Betriebsspannungen und elastische Nachwirkungen aus. Dem Vorteil des Kreis-seiltriebes, daß nur eine einzige Spleißstelle vorhanden ist und daß das Seil unter einer bestimmten, regelbaren Spannung arbeitet, steht der Nachteil gegenüber, daß bei Beschädigungen der gesamte Betrieb still liegen muß. Auch ist die streckenweis ungleichmäßige Beanspruchung des Seils nicht ausgeschlossen, wenn die Rillen ungleiche Formen haben und die Trümer in ihnen, wie oben erörtert, verschieden tief laufen.

In beiden Fällen sollen die Wellen, auf denen die Scheiben sitzen, zur Schonung der Seile parallel zueinander liegen, wenn auch geringe Abweichungen bei der guten Führung in den Rillen nicht ausgeschlossen sind. So führt Bach ein Beispiel an, wo

45 mm starke Seile bei $6^{\circ} 30'$ Neigung der Wellen zueinander 600 PS übertragen und befriedigend arbeiten. Bei großen Winkeln müssen naturgemäß Leitrollen nach den bei dem Riementrieb erörterten Grundsätzen eingeschaltet werden. Der Schonung der Seile dient, sie beim Laufen über die Rollen immer im gleichen Sinne abzubiegen; schon Tragrollen, Abb. 2140, wirken ungünstig und beeinträchtigen die Lebensdauer der Treibmittel. Die Anordnung der Spannrollen nach Abb. 2138 ist in der Beziehung besser als die nach Abb. 2139. Besonders muß das bei Trapezseilen beachtet werden; aber auch an runden bilden sich beim Laufen in den Rillen meist seitliche Anlageflächen, an denen die Seile ständig anliegen sollten.

a) Triebe mit Dehnungsspannung.

Die zur Erzeugung der Spannung vorzunehmende Kürzung der Seile muß sich, wie die Abb. 2132 und 2133 lehren, nach der Art und dem Zustand derselben richten, also danach, ob sie neu oder schon durch die Belastung gereckt sind. In Rücksicht auf die zu erwartenden bleibenden Dehnungen und auf Feuchtigkeitswechsel wird man neue stärker vorspannen müssen; man pflegt sie 3 bis 5% kürzer zu spleißen. Wendet man das erste Maß auf fest, das zweite auf lose geschlagene Seile an, so entstehen nach den Linien, Abb. 2132, Vorspannungen von 17 bzw. 20 kg/cm² und damit Achsdrücke, die 2,5 bis 3 mal so groß wie die übliche Umfangskraft sind. Werden aber fest geschlagene stärker gekürzt, so steigen die Spannungen und Belastungen der Wellen und

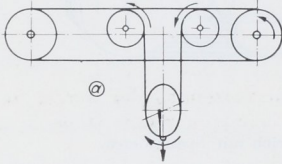


Abb. 2139. Kreisseiltrieb.

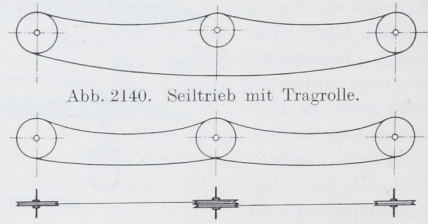


Abb. 2140. Seiltrieb mit Tragrolle.

Abb. 2141. Seiltrieb mit Zwischenrollen.

Lager sehr bedeutend, so daß man vielfach bei deren Berechnung das Vier- und Fünffache der Umfangskraft ansetzt. Aber auch in Rücksicht darauf, daß Feuchtigkeit die Seile stark zusammenzieht und hohe Spannungen entstehen läßt, müssen die Wellen und Lager von Seiltrieben im Vergleich zu Riementrieben stärker bemessen werden.

Im Gebrauch längen sich die Seile allmählich und bekommen größeren Durchhang. Ein Teil der Dehnungsspannung wird durch die Durchhangsspannung ersetzt und zwar ein um so größerer, je bedeutender der Freihang der Seile ist. Triebe mit geringen Achsabständen sind daher empfindlicher. Mindestens sollten durch große Scheibendurchmesser sowie geschmeidige und elastische Seile möglichst günstige Verhältnisse geschaffen werden. Entfernungen unter 6 . . . 8 m werden besser ganz vermieden. Als obere Grenze gelten 25 . . . 30 m. Größere verlangen entweder das Einschalten von Zwischenscheiben, Abb. 2141 oder von Tragrollen, Abb. 2140, welche letztere freilich die Seile erfahrungsgemäß meist stark schädigen. Beträchtliche Übersetzungen sind noch unvorteilhafter als beim Riementrieb. Gewöhnlich pflegt nicht über 1 : 2 hinausgegangen, äußerstenfalls aber bei großen Achsentfernungen 1 : 5 angewandt zu werden. Die Triebe ordnet man meist offen an. An gekreuzten wird zwar der Durchhang unschädlich gemacht, aber die Seile reiben sich bei Verwendung gewöhnlicher Rillenscheiben stark aneinander. Deshalb legt man auch je zwei ziehende oder stärker gespannte Trümer zusammen und läßt die losen auf deren Außenseiten laufen. Stößt eines der letzteren an, so wird es weggeschleudert und gerät in Schwingung, so daß die Berührung nur während kurzer Zeiträume statthat. Dieser Schwingungen halber muß man aber die Rillen zu je zweien in größeren Abständen voneinander anordnen, erhält dadurch bei

mehreren Seilen breite, schwere und teure Scheiben und benötigt zudem mehr Raum. Ungünstig ist ferner, daß die Seile unter Verringerung ihrer Lebensdauer nach verschiedenen Richtungen abgebogen werden.

Besondere Beachtung verdienen bei großen Achsentfernungen die sehr beträchtlichen und bei hohen Geschwindigkeiten stark zunehmenden Durchhänge, für die genügend freier Raum vorzusehen ist. Zu ihrer Berechnung muß in die für wagrechte Seile geltende Formel (648):

$$y_a = \frac{\gamma \cdot a^2}{8000\sigma}$$

für σ die freie Leerlaufspannung σ'_0 , wenn das ziehende Trum unten liegt, anderenfalls die freie Spannung σ'_2 im gezogenen Trum eingesetzt werden. An Stelle des Freihanges a darf die Achsentfernung benutzt werden. In dem auf Seite 1238 angeführten Beispiel hängen Seile mit einem Einheitsgewicht $\gamma = 1,00 \text{ kg/dm}^3$ im Ruhezustande durchschnittlich:

$$y_0 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 15} = 33 \text{ cm},$$

beim Leerlauf:

$$y'_0 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 12,2} = 41 \text{ cm}$$

durch. Während des Betriebes bekommen die ziehenden Trümer im Mittel:

$$y'_1 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 16,9} = 29,5 \text{ cm},$$

die gezogenen:

$$y'_2 = \frac{1,00 \cdot 2000^2}{8000 \cdot 9,4} = 53 \text{ cm},$$

das sind 2,7% Durchhang. Wegen der ungleichmäßigen Verteilung der Kräfte auf die einzelnen Seile wird man bei der Bemessung des freien Raumes mindestens das 1½fache rechnen.

Zur überschlägigen Bestimmung des Platzes unter dem schlaffen Trum diene, daß der Durchhang häufig 5 bis 10% der Achsentfernung, zunehmend mit deren Größe, beträgt. Bei kleinen Scheiben ist zu untersuchen, ob nicht etwa das lose obere Trum das untere gespannte streift. Bei schräger Lage gelten die zur Abb. 2035 gemachten Ausführungen.

b) Triebe mit Belastungsspannung, Kreisseiltriebe.

Ein Beispiel für die künstliche Belastung mehrerer Seile durch eine auf die losen Trümer wirkende Spannrolle nach Art von Abb. 2009 geben Abb. 2141 a und b nach einer Ausführung des Eisenwerks Wülfel in Wülfel bei Hannover wieder. Acht Quadratseile von $45 \times 45 \text{ mm}$ Querschnitt dienen zur Übertragung von 250 PS auf die kleine Scheibe von 1250 mm Durchmesser bei 320 Umdrehungen in der Minute oder 20,94 m/sek Seilgeschwindigkeit und bei $k_n = 5,5 \text{ kg/cm}^2$ Nutzspannung. Die Spannung wird durch eine am Boden gestützte und durch Zugseile mit Gewichten belastete Rolle erzeugt. Die Scheiben sind wegen der später beabsichtigten Erhöhung der Leistung mit 10 Rillen versehen.

Beim Kreisseiltrieb, Abb. 2137, läuft ein endloses Seil von der Rille I der Scheibe I zu der in der gleichen Ebene liegenden Rille I der Scheibe II, von da zur Rille 2 auf I und zur Rille 2 auf II usw., schließlich von 5 auf I über die schräg angeordnete Spannrolle zur Rille I der gleichen Scheibe zurück. Scheibe I hat also im ganzen fünf Rillen, mithin eine mehr als II und als sich Seiltrümer an der Kraftübertragung beteiligen. Die Spannrolle liegt der Raumersparnis wegen schräg zwischen den Scheiben in einem durch ein Gewicht belasteten Wagen. Der Achsabstand muß dabei so groß sein, daß der Wangen und die Führungsrollen des Seiles zum Belastungsgewicht bei genügendem

Weg Platz finden. Bei kleinem Achsabstand läßt sich aber der Spannwagen auch außerhalb der Scheiben anordnen.

Ein anderer Weg ist in Abb. 2138 angedeutet, wo das Seil durch zwei parallele Rollen einer hängenden Spannrolle zugeleitet wird. Die Hauptscheiben haben dabei nur je

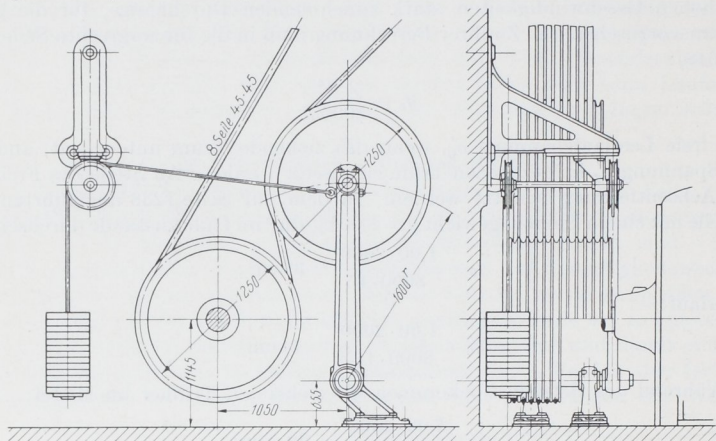


Abb. 2141 a.

Abb. 2141 a. Seiltrieb mit Spannrolle. Eisenwerk Wüfel, Wüfel bei Hannover.

vier Rillen; dafür sind aber zwei Leitrollen nötig, die zwar auf einer gemeinsamen Welle sitzen, sich aber unabhängig voneinander müssen drehen können, um das Gleiten des Seiles bei Unterschieden der Laufgeschwindigkeit zu vermeiden. Die eine der in gleicher Richtung laufenden Rollen kann mit der Welle verkeilt, die andere zwischen zwei Stell-

ringen frei beweglich sein. Die Spannrolle ist in beiden Fällen ins gezogene Trum gelegt, was der geringeren Spannkraft wegen stets angestrebt werden sollte. Wichtig ist, den senkrecht sich bewegenden Spannwagen der Abb. 2138 gut zu führen, weil sonst die Rollen sehr unruhig laufen.

Soll die Leistung eines Triebes auf mehrere Wellen verteilt werden, so ermittelt man zunächst die an die einzelnen Stränge abzugebenden Teilleistungen und wählt danach die Zahl der Umschlingungen durch das Seil bzw. der Rillen auf den Scheiben. An einer Stelle wird das Seil über die Spannrolle oder den -wagen geleitet. In den Achsabständen und in der gegenseitigen Anordnung der Scheiben ist man beim Spannrollentriebe wesentlich

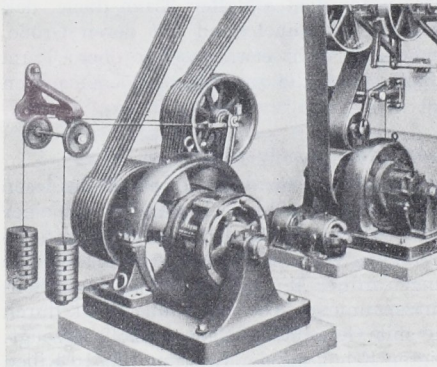


Abb. 2141 b.

freier als bei Benutzung der Dehnungsspannung. Auch zur Anwendung im Freien ist er geeigneter, weil Feuchtigkeitswechsel selbsttätig ausgeglichen werden. Den Durchhang berechnet man in der oben angegebenen Weise, braucht aber nicht so hohe Zuschläge zu machen, weil die Seile gleichmäßiger gespannt und der Durchhang in gewissen Grenzen durch die Belastung regelbar ist. Als Spannrollen- oder Spannwagenweg sieht man bei Antrieben innerhalb von Gebäuden 2,5, im Freien 3 bis 3,5% der gesamten Seillänge vor, einer allmählichen, doppelt so großen Seilverlängerung entsprechend.

4. Berechnung und Wirkungsgrad der Seiltriebe.

Sofern ein Seil ausreicht, ergibt sich bei rundem Querschnitt der Durchmesser d auf Grund der Umfangskraft U oder der Leistung N bei einer Nutzspannung von $k_n \text{ kg/cm}^2$ aus:

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{U}{k_n} = \frac{75N}{v \cdot k_n} \quad (702)$$

oder bei quadratischem Querschnitt die Seitenlänge s aus:

$$s^2 = \frac{U}{k_n} = \frac{75N}{v \cdot k_n}. \quad (703)$$

Rundseile von 55, 50 und 45 mm Durchmesser werden Quadrattseilen von 50, 45 und 40 mm Seitenlänge gleich geachtet.

Übersteigt die Umfangskraft U oder die Leistung N die Tragfähigkeit eines Seiles, so ermittelt man nach Wahl des Scheiben- und Seildurchmessers die notwendige Zahl der nebeneinander anzuordnenden Seilstränge:

$$z = \frac{U}{\frac{\pi}{4} d^2 \cdot k_n} = \frac{75N}{\frac{\pi}{4} d^2 \cdot v \cdot k_n}. \quad (704)$$

Die so errechnete Strangzahl wird meist um 1 oder 2 erhöht, damit der Betrieb beim Reifen eines Seiles ohne Überlastung der übrigen noch aufrechterhalten werden kann.

Auf die Höhe der zulässigen Belastung k_n haben zahlreiche Umstände Einfluß, von denen die wichtigsten die Güte der Seile, die Laufgeschwindigkeit, das Verhältnis des Seildurchmessers zum Scheibendurchmesser, die Lage des Triebes, die Größe des Umschlingungswinkels der kleinen Scheibe und die Art der Erzeugung der Spannung sind. Ihr Einfluß bedarf im einzelnen noch vielfach genauerer Klärung. Das gilt namentlich von der Laufgeschwindigkeit. Als günstigster Wert werden zur Zeit 15 bis 20 m/sek angesehen; ob und in welchem Maße aber k_n bei höherer Geschwindigkeit sinken muß, ist noch nicht entschieden. Einige dem Schrifttum entnommene Angaben verdeutlicht

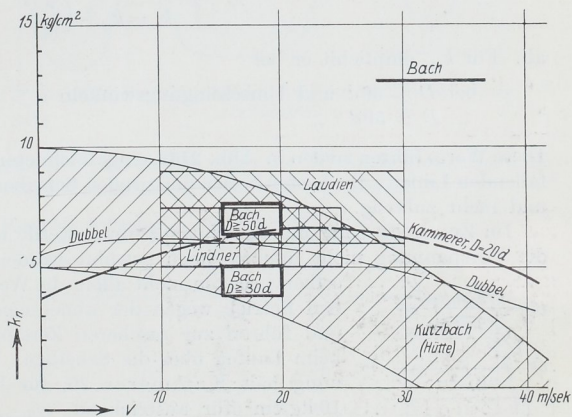


Abb. 2142. Nutzspannung in Rundseilen.

Abb. 2142, vgl. auch die unten folgenden Einzelangaben.

Die im Verhältnis zur Zugfestigkeit der Seile durchweg sehr niedrigen Werte für k_n finden, wie schon oben angedeutet, ihre Begründung in dem Bestreben, Längungen durch den Betrieb und das dadurch bedingte umständliche Nachspannen sowie das Zermahlen der Seile von innen heraus einzuschränken. Bezüglich der Mindestdurchmesser der Scheiben, an die man nur notgedrungen herangehen soll, sei auf die Zusammenstellung 161 S. 1235 verwiesen. Triebe, die unter Belastungsspannung arbeiten, sind solchen mit Dehnungsspannung überlegen, weil sie gestatten, die Spannung im losen Trum niedrig und in bestimmter Höhe zu halten und die schädliche Wirkung von Temperatur- und Feuchtigkeitsschwankungen auszuschalten, so daß Anlagen mit Belastungsspannung unter sonst gleichen Umständen mit den höheren der im folgenden angegebenen Werte berechnet werden können.

An Hanf- und Baumwollseilen läßt man je nach Güte $k_n = 5 \dots 8 \text{ kg/cm}^2$ Nutztension zu. Unter günstigen Umständen, bei besten Seilen, großen Scheibendurchmessern, Übersetzungen 1 : 1 bis 1 : 2, wagrechter oder wenig geneigter Lage des Triebes und gleichmäßiger Belastung geht man auf 10 kg/cm^2 , so daß auf je eines der meist gebrauchten Rundseile von $50 \text{ mm } \varnothing$ oder Quadratseile von 45 mm Seitenlänge eine Umfangskraft von $100 \dots 150$, günstigenfalls 200 kg gerechnet werden kann.

Bach empfiehlt, die Nutztension von dem Scheibendurchmesser abhängig zu machen und an besten Hanfseilen

$$\begin{array}{ll} \text{bei } D \geq 30d \text{ und einem Umspannungswinkel } \omega \geq 140^\circ, k_n = 3,8 \dots 5,1 \text{ kg/cm}^2, \\ \text{,, } D \geq 50d \text{ ,, ,, ,, } \omega \geq 170^\circ, k_n = 6,4 \dots 7,6 \text{ ,,} \end{array}$$

zu wählen. Bei Geschwindigkeiten von 30 m/sek und mehr hält er, große Scheiben und sonst günstige Umstände vorausgesetzt, $k_n = 12,7 \text{ kg/cm}^2$ noch für zulässig.

Kammerer gibt auf Grund seiner Versuche an mehreren nebeneinander angeordneten 50 mm Rundseilen auf Scheiben von 1000 mm Durchmesser, also für das ziemlich ungünstige Verhältnis $D = 20d$, die Kurve der zulässigen Nutztensionen, Abb. 2142, die bis zu etwa 22 m/sek steigt, dann aber wieder fällt. Auf größeren Scheiben sei eine Erhöhung der Werte zulässig. Zahlenmäßige Angaben fehlen jedoch.

Kutzbach (Hütte, 25. Aufl., Bd. II) geht von einer mittleren Beanspruchung der Seile k_m aus und leitet für die Abhängigkeit der Nutztension k_n von der Seilgeschwindigkeit v die Beziehung:

$$k_n = k_m - \left(\frac{v}{14}\right)^2$$

ab. Für k_m empfiehlt er bei

$$\begin{array}{ll} \text{bei } D \leq 30d \text{ und Umschlingungswinkel } \alpha \leq 140^\circ & k_m = 5 \text{ kg/cm}^2, \\ \text{,, } D \leq 50d \text{ ,, ,, } \alpha \approx 180^\circ & k_m = 7 \dots 10 \text{ ,,} \end{array}$$

Diese Werte führen zu den in Abb. 2142 eingezeichneten, mit steigender Geschwindigkeit fallenden Linien. Bei besten Seilen und großen Scheibendurchmessern sei $k_m = 15 \text{ kg/cm}^2$ und mehr zulässig.

Im Zusammenhang mit der Nutztension werde nochmals darauf hingewiesen, daß die Vorspannung nicht unnötig hoch gewählt werden soll. Übermäßige Beträge derselben belasten nicht allein die Wellen stärker, sondern machen auch den Betrieb wegen der abnehmenden Elastizität der Seile steifer und führen zur rascheren Zerstörung der Seile von innen heraus beim Laufen über die Scheiben. Für Betriebe mit Dehnungsspannung hält Kammerer 20 , für Betriebe mit Belastungsspannung 10 kg/cm^2 für ausreichend.

Die Gebiete der bei den Versuchen von Kammerer [XXVI, 6] ermittelten Wirkungsgrade von Seiltrieben gibt Abb. 2143 wieder. Bemerkenswert sind die Unterschiede zwischen den drei Triebarten. Während

die Kurven für ein einziges Seil einen flachen Verlauf bei hohen Wirkungsgraden innerhalb eines größeren Belastungsbereichs zeigen, steigen diejenigen für einen Trieb mit vier parallel geschalteten Seilen rasch auf Höchstwerte, fallen dann aber wieder jäh ab. Die Belastung dieser Seile war gering, konnte aber, da die Leistungsfähigkeit der Motoren erschöpft war, nicht weiter gesteigert werden. Vermutlich ist hierauf die Eigenart der Kurven zurückzuführen, die bei den Versuchen von Bonte [XXVI, 31] nicht bestätigt wurde. Nach Abb. 2144 verringern sich die Unterschiede im Wirkungsgrade bei Ver-

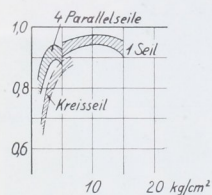


Abb. 2143. Von Kammerer an Seiltrieben ermittelte Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Nutztension.

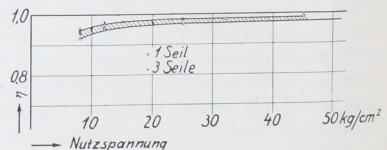


Abb. 2144. Wirkungsgrade von Seiltrieben nach Bonte.

wendung eines einzigen und mehrerer Seile, wenn die Leistungsfähigkeit der Anlage unter allerdings teilweise ungewöhnlich hoher Inanspruchnahme der Seile ausgenutzt wird.

Ein Kreisseiltrieb mit drei kraftübertragenden Seilen lieferte nach Abb. 2143 wesentlich niedrigere Wirkungsgrade als die anderen Arten.

5. Konstruktive Durchbildung der Seilscheiben und Seiltriebe.

Die üblichen Rillenformen zeigen die Abb. 2145 bis 2150. Um das Festhalten der Seile durch eine gewisse Klemmwirkung zu verstärken, gibt man den Rillenwänden an Treibscheiben für Rundseile eine gegenseitige Neigung von 45° , Abb. 2145 und 2147.

Spitzwinkligere Rillen sind ungünstig, weil die Seile beim Auf- und Abfließen zu sehr scheuern und zu verschieden stark angepannt werden, wenn eines tiefer in die Rillen eindringt als die anderen. Es tritt eine ähnliche Erscheinung auf, wie sie auf S. 1236 für den Fall verschieden tiefer Rillen besprochen wurde. Sind die Seilscheibendurchmesser verschieden groß, so macht der Betrag des tieferen Eindringens bei der großen Scheibe verhältnismäßig weniger aus als bei der kleinen. Dadurch wird die Übersetzung geändert, eins der Seile muß gleiten und wird stärker abgenutzt; gleichzeitig sinkt der Wirkungsgrad. Normale Rillenmaße nach DIN 121 sind in Zusammenstellung 162 wiedergegeben.

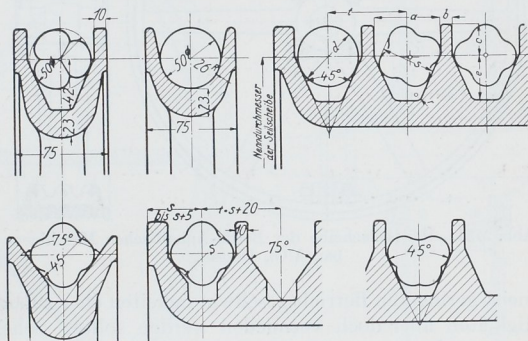


Abb. 2145 bis 2150. Rillenformen und Seilquerschnitte an Seiltrieben.

Normaler Rillenmaß nach DIN 121 sind in Zusammenstellung 162 wiedergegeben.

Zusammenstellung 162. Hanfseilscheibenrillen nach DIN 121, Abb. 2147.

Rundseil Durchmesser	Quadratseil Stärke	Teilung t	Rille			Steg b
			a	c	e	
25	23	36	28	12,5	21	8
30	27	41	33	15,0	25	8
35	32	47	39	17,5	30	8
40	36	54	44	20,0	34	10
45	40	60	50	22,5	38	10
50	45	65	55	25	42	10
55	50	73	61	27,5	46	12

Benutzt man die keilförmige Rille mit 45° Neigung für Quadratseile, so legen sich diese an einer der Wände an, wie in der Mitte der Abb. 2147 gezeigt ist, weil sich dabei der Schwerpunkt tiefer in der Rille einstellen kann, als in der rechts daneben gezeichneten symmetrischen Stellung. Durch die einseitige Lage kommt jedoch das Seil auch an der einen Trennungswand zum Anliegen und schleift daran beim Auf- und Abfließen. Die Rillenformen, Abb. 2148 und 2149, mit 75° Neigung der Flächen, empfiehlt die A. G. für Seilindustrie vorm. F. Wolff, Mannheim, für Kreisseiltriebe. Quadratseile legen sich symmetrisch ein, so daß das Schleifen längs der Rillenwand vermieden ist. Dagegen eignet sich die gewöhnliche Form nach Abb. 2150 auch für Trapezseile, die sich den unter 45° stehenden Flächen gut anschmiegen.

Trag- und Leitrollen für Randseile erhalten ausgerundete Rillen, Abb. 2146, die dem im Grunde aufliegenden Seil eine größere Auflagefläche bieten.

Abb. 2164 gibt den Kranz einer 14 rilligen Scheibe wieder, dessen innere Begrenzung der Gewichtersparnis wegen dem Rillengrunde entsprechend wellenförmig gestaltet

ist. Zugunsten einfacherer Herstellung der Gußform wird aber häufig zylindrische Begrenzung, Abb. 2147, vorgezogen.

Um glatte und der Form und Tiefe nach genau gleiche Rillen zu bekommen, werden die Kränze vielfach nur vorge-dreht und dann fertig gefräst. Große Glätte ist aber wegen der Einschränkung des Verschleißes der Seile sehr wichtig.

Für die Arme, die Nabe und die Teilung der Scheiben gilt das bei Riemenscheiben Gesagte; nur müssen die Arme wegen der höheren Belastung durch die Vorspannkraft oder durch Feuchtigkeitsschwankungen reichlicher bemessen werden. Viel häufiger als bei Riemenscheiben findet man eine Teilung der Scheiben zwischen den Armen, was zwar wegen der steiferen und gegen Biegung widerstandsfähigeren Kranzquerschnitte und wegen der

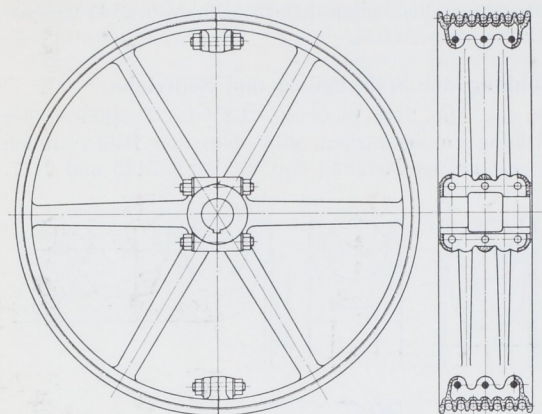


Abb. 2151. Hanfseilscheibe der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau.

meist geringeren Betriebsgeschwindigkeiten eher zulässig erscheint, bei höheren Geschwindigkeiten aber doch vermieden werden sollte. Scheiben von mehr als 400 bis 500 mm Breite bekommen zwei Armsterne; Räder mit sehr viel Rillen werden auch als zwei getrennte Scheiben gegossen und dann miteinander verschraubt.

Eine siebenrillige, gesprengte Scheibe der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau A.G., Dessau, zeigt Abb. 2151. Die Sprengfuge ist so ausgebildet, daß sie in der Seitenansicht geschlossen erscheint.

Bei der in einer Armebene geteilten Scheibe des Eisenwerkes Wülfel, Abb. 2152, haben die betreffenden Arme doppelt elliptischen Querschnitt und schmale Verbindungsstege.

Die Scheibe, die Kammerer bei Laufgeschwindigkeiten bis zu 40 m/sek, wie sie praktisch bei Drahtstraßen vorkommen, auf die übrigens auch bei der

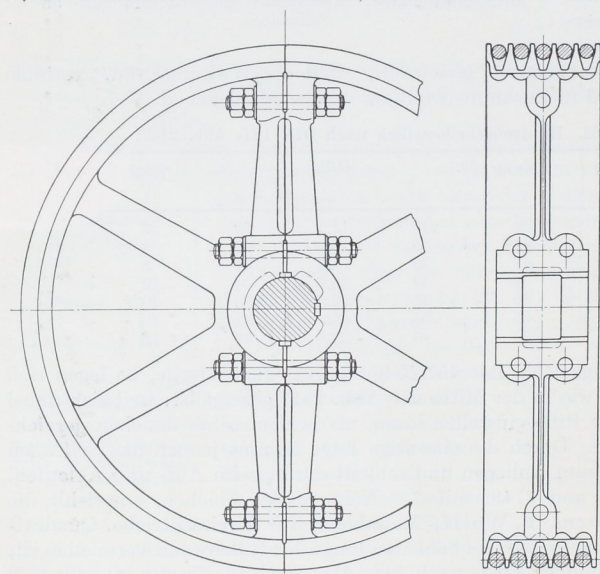


Abb. 2152. Längs eines Armpaars geteilte Seilscheibe. Eisenwerk Wülfel.

der Maschine Abb. 2041 benutzte, gibt Abb. 2153 wieder.

Riemenscheibe, Abb. 2079, verwandte geteilte Stahlgußnabe ist mit den Kranzhälften durch ebene Blechwände verbunden, während die beiden Scheibenhälften außer durch

aecht kräftige Schrauben noch durch zwei einteilige Stahlringe zusammengehalten werden, die auf Verstärkungsbleche an den Innenrändern der Scheiben aufgezogen sind. Abb. 2154

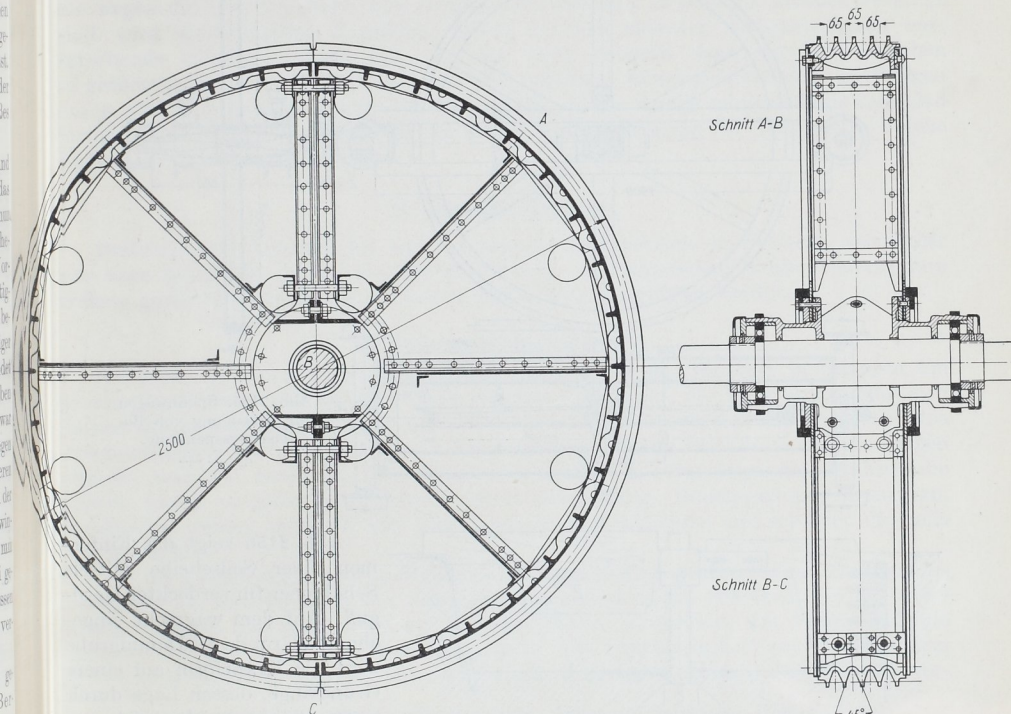


Abb. 2153. Seilscheibe für Laufgeschwindigkeiten bis zu 40 m/sek von Kammerer. M. 1 : 25.

zeigt die Verbindung des Kranzes mit den Blechscheiben durch Schrauben, die von den Querkräften durch besondere, sorgfältig eingepaßte, stählerne Scheringe entlastet sind.

Einen Spannwagen zur Erzeugung der Belastungsspannung veranschaulicht Abb. 2155. Die Seilrolle liegt in einem viereckigen Rahmen aus Walzeisen, der, um zwei Zapfen Z in der Rollenmittellinie drehbar, beim Zusammenbau des Triebes nach Bedarf schief eingestellt und durch Anziehen der Schrauben S festgeklemmt wird. Die Querträger für die Zapfen Z stützen gleichzeitig die vier Laufräder des Wagens, die in zwei U-Eisen oder bei wagrechter Anordnung auch auf Schienen laufen. Zur genauen Einstellung der Rollenachse dienen Stellschrauben T, die die Lagerschalen durch kugelige Stützflächen nach Art der Sellerslager halten.

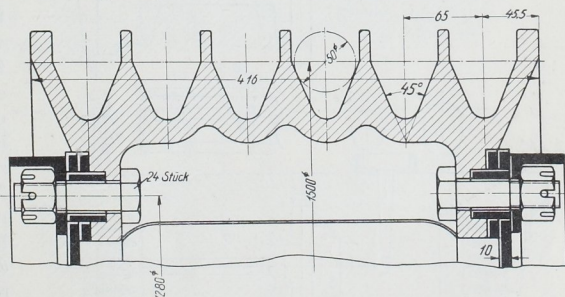


Abb. 2154. Verbindung des Kranzes mit den Seitenscheiben an der Seilscheibe Abb. 2153. Nach Kammerer. M. 1 : 5.

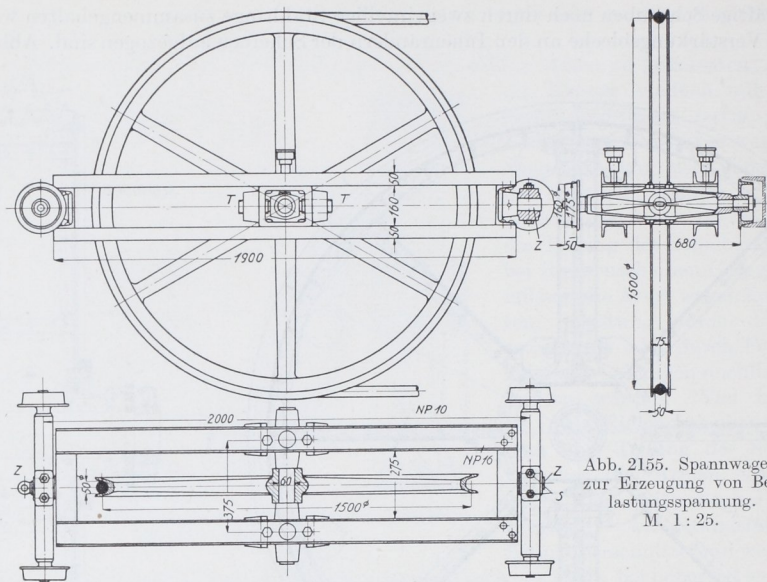


Abb. 2155. Spannwagen zur Erzeugung von Belastungsspannung.
M. 1 : 25.

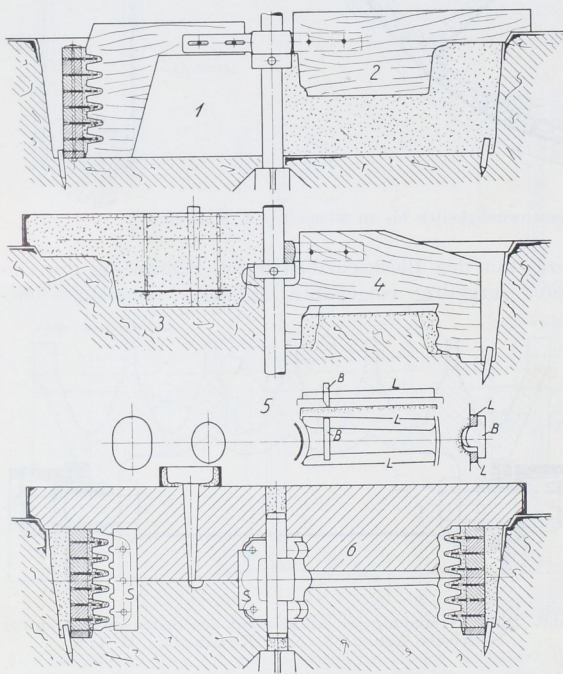


Abb. 2156. Einformen einer Seilscheibe mittels Schablonen.

Lappen des Kranzes eingestampft. Nach dem Abheben formt man die Rillen am Umfange mit einer Hilfsschablone und arbeitet die Arme längs der abgedrückten Mittellinien aus (3).

Abb. 2156 zeigt das Einformen einer Seilscheibe mittels Schablonen für verdeckten Herdguß. Auf dem wagrecht eingeebneten Grunde der Dammgrube wird die Kranzform auf einem Grundringe, dessen Lage durch einige Pfähle gesichert ist, aus Lehmsteinen mit eisernen Zwischenplatten aufgemauert, innen den Rillen entsprechend schabloniert (1) und zum Trocknen herausgehoben. In der Grube wird nun die verlorene Form für den Oberkasten hergestellt, entsprechend den Umrissen der oberen Nabenhälfte und der inneren Begrenzung des Kranzes, die allerdings wegen des Abhebens des Oberkastens zunächst schwach kegelig ausgebildet wird. Auf der Teilfuge der Form in der Radmittelebene reißt man die Armmittellinien vor (2). Nun wird der Oberkasten unter Einlegen von Hilfsmodellen der Nocken für die Verbindungsschrauben und der

Im vierten Abschnitt wird der Unterteil der Form nach Auflockerung der Sandes endgültig hergestellt. Das Ziehen der Arme verdeutlicht Skizze 5. Auf zwei Linealen L , die wegen der von der Nabe zum Kranze abnehmenden Armstärke schwach verjüngt sind, wird die Schablone B geführt, welche die dem kleinsten Armquerschnitte entsprechende elliptische Form hat. An der Nabe entsteht dann ein links daneben in größerem Maßstabe dargestellter, auf den mittleren Strecken geradlinig, im übrigen durch vier Ellipsenbogen begrenzter Querschnitt. Skizze 6 zeigt schließlich die zum Guß fertige Form, rechts längs eines Armes geschnitten, links längs der Teilfuge, in welche Sprengplatten S eingelegt sind.

B. Drahtseiltriebe.

Drahtseiltriebe kommen für sehr bedeutende Achsabstände in Betracht, seien aber nur kurz behandelt, da sie seit der Einführung der elektrischen Kraftverteilung ihre frühere große Bedeutung verloren haben und seltener ausgeführt werden.

1. Transmissionsdrahtseile.

Sie setzen sich aus zahlreichen Drähten zusammen, die zunächst in Gruppen um je eine Hanfeinlage oder auch um einen weichen Eisendraht, die Seele, zu geschlossenen Litzen schraubenförmig zusammengedreht werden. Diese werden wiederum um eine Hanfseele herum spiralförmig, meist aber unter entgegengesetztem Drall zusammengeschlagen und so zum Seil vereinigt. Der Zweck der Seelen ist, allen tragenden Drähten die gleiche Länge zu geben und dadurch deren gleichmäßige Beanspruchung zu sichern. Hanfseelen werden mit Fett oder Teer getränkt und schmieren und schützen die Seile von innen her.

Für die Drähte kommt weicher oder hartgezogener Flußstahl in Frage; letzterer insbesondere für Entfernungen von mehr als 50 m zwischen den Scheiben, um das übermäßige Längen der Seile durch ihr Eigengewicht zu vermeiden. Im Freien laufende Seile werden aus verzinktem Draht hergestellt. Die Bruchfestigkeit von schwedischem Holzkohleneisendraht beträgt etwa 5000, von Tiegelgußstahldraht 12000, von ver-

Zusammenstellung 163. Transmissionsdrahtseile. Felten und Guilleaume, Köln-Mülheim.

Seildurchmesser	Nutzkraft	Für übliche Seilscheibendurchmesser			Für kleine Seilscheibendurchmesser		
		$D \lesseqgtr 175 d$		Ungef. Seilgewicht	$D \lesseqgtr 150 d$		Ungef. Seilgewicht
		Zahl	Dicke		Zahl	Dicke	
		der Drähte im Seil		der Drähte im Seil		der Drähte im Seil	
d mm	kg	z	δ mm	g_0 kg/m	z	δ mm	g_0 kg/m
9	50	36	1,0	0,26	—	—	—
10	60	42	1,0	0,31	—	—	—
11	70	36	1,2	0,38	48	1,0	0,36
12	85	42	1,2	0,45	54	1,0	0,40
13	100	36	1,4	0,51	60	1,0	0,45
14	120	42	1,4	0,61	64	1,0	0,48
15	140	48	1,4	0,70	72	1,0	0,55
16	160	42	1,6	0,79	64	1,2	0,69
18	180	48	1,6	0,91	72	1,2	0,79
20	210	48	1,8	1,15	80	1,2	0,88
22	240	54	1,8	1,30	80	1,4	1,20
24	270	60	1,8	1,46	88	1,4	1,33
26	300	60	2,0	1,80	80	1,6	1,56
28	330	66	2,0	2,00	88	1,6	1,73
30	365	72	2,0	2,20	80	1,8	1,98
32	400	—	—	—	88	1,8	2,19
34	445	—	—	—	96	1,8	2,41
37	500	—	—	—	96	2,0	2,97

zinken Drähten 10 bis 11 000 kg/cm². Die Seilstärken d liegen meist zwischen 9 und 30 mm Durchmesser, die Drahtstärke δ zwischen 0,8 und 2 mm. Letztere ist neben der Art des Schrages maßgebend für die Biegsamkeit der Seile und für die Wahl des Scheibendurchmessers D , der mindestens das 1000fache, besser noch das 1500fache der Drahtstärke betragen soll:

$$D \geq 1500 \delta. \quad (705)$$

Wenn daher dünne Drähte in bezug auf die Scheibenabmessungen günstig sind, so ist andererseits zu beachten, daß sie rascher abgenutzt werden, das Seil also geringere Lebensdauer hat.

Im Verhältnis zum Seildurchmesser d wird $D \geq 150 d$, vielfach $D = 175 d$ genommen. Abmessungen von Transmissionsseilen der Firma Felten und Guilleaume, Köln-Mülheim, enthält Zusammenstellung 163.

Zur Verbindung der Enden durch Spleißen sind 5 bis 6 m Seil erforderlich. Die Hanfseelen werden herausgeschnitten, die Litzen stufenweise gekürzt und ihre Drähte auf je 1 m Länge derartig ineinander geflochten, daß der Außendurchmesser der Spleißstelle gleich dem Seildurchmesser wird und keine Drahtenden vorstehen.

2. Kraft- und Spannungsverhältnisse beim Drahtseiltriebe.

Die sehr niedrige Dehnungszahl der verwandten Werkstoffe erhöht die Steifigkeit des Triebes und schließt unter Berücksichtigung der starken Spannungsänderungen, die durch Temperaturwechsel hervorgebracht werden, kurze Achsabstände aus. Praktisch pflegt man selten unter $e = 25$ m zu gehen. Da die Seile nur am Grunde der Rillen aufliegen, wird die Umfangskraft lediglich durch Reibung übertragen. Mangels näherer Versuche über den Einfluß der einzelnen Betriebsverhältnisse pflegt man mit einer Reibungszahl $\mu = 0,25$ zu rechnen und dementsprechend das Spannungsverhältnis bei der üblichen halben Umschlingung der Scheiben:

$$\frac{S'_1}{S'_2} = \frac{\sigma'_1}{\sigma'_2} = e^{\mu \omega} = e^{0,25 \cdot \pi} = 2,2 \quad (706)$$

anzunehmen.

3. Durchbildung der Drahtseiltriebe.

100 bis 120 m können durch einen Trieb überbrückt werden. Erst bei noch größeren Abständen schaltet man Zwischenstellen mit zweirilligen Scheiben nach Abb. 2141 ein, während Tragrollen nach Abb. 2140, sofern irgendmöglich, vermieden werden sollten, weil die Seile infolge der auf ihnen eintretenden Abbiegung in entgegengesetzter Richtung rasch schleifßen. Die Scheiben pflegen durchweg gleich groß, die Übersetzung also gleich 1 : 1 genommen zu werden, da anderenfalls die großen Scheiben zu bedeutende Abmessungen bekommen und zu schwer ausfallen. Etwa nötige Übersetzungen müssen durch andere Mittel, anschließende Riemen-, Seil- oder Zahnradtriebe verwirklicht werden. Eine weitere Voraussetzung einwandfreien Arbeitens von Drahtseiltrieben ist praktisch gleichförmige Belastung. Stoßweiser und unregelmäßiger Betrieb erzeugt unruhigen Lauf oder oft heftige Schwingungen, die zum Abfallen der Seile führen können.

Bei kleineren Leistungen wählt man die Seilgeschwindigkeit gewöhnlich niedrig, zwischen 6 und 10 m/sek, bei größeren steigert man sie etwa verhältnismäßig der Belastung bis zu 25 m/sek. Die Grenze der Leistungsfähigkeit der Drahtseiltriebe ist, da man immer auf ein Seil angewiesen ist, nach Zusammenstellung 163 durch:

$$N = \frac{U \cdot v}{75} = \frac{500 \cdot 25}{75} = 165 \text{ PS}$$

gegeben. Als weiterer Anhalt kann dienen, daß die Scheiben 100 bis 120 Umdrehungen in der Minute machen sollen.

Für den ruhigen Lauf ist die sorgfältige Aufstellung der Scheiben in genau der gleichen Ebene und die wagrechte Lage der Achsen äußerst wichtig. Geschränkte Triebe oder

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

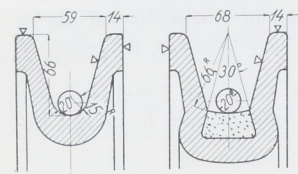
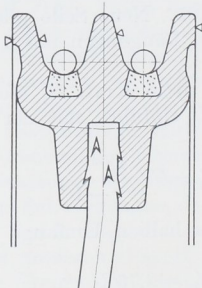


Abb. 2157 bis 2159. Rillenformen an Drahtseilscheiben.



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.

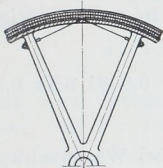
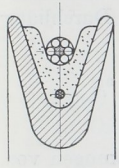


Abb. 2160 und 2161. Drahtseilscheibe mit Lederauskleidung. Heckel, Saarbrücken.

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.

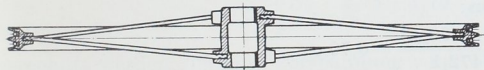
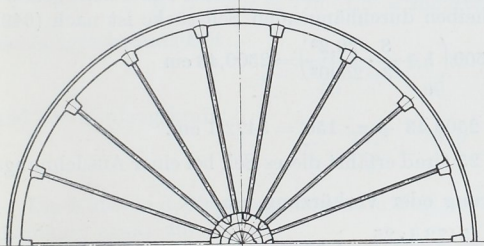


Abb. 2162. Drahtseilscheibe.

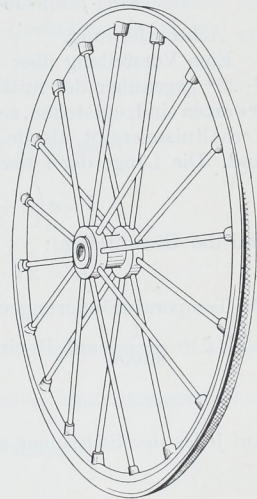


Abb. 2163. Drahtseilscheibe.

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:

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

Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha' D} = \frac{0,1 \cdot 700\,000}{150} = 466 \text{ kg/cm}^2.$$

Flichspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{7,8}{10} \cdot \frac{10^2}{9,81} = 7,96 \text{ kg/cm}^2.$$

Wenn bei der kleinen Achsentfernung die Vorspannung gleich der doppelten Nutzspannung $\sigma_v = 2 \sigma_n = 364 \text{ kg/cm}^2$ genommen wird, so folgt der nötige Durchhang aus Formel (707), wenn $S'_1 = \sigma_v \cdot f$ eingeführt wird:

$$y_a = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot \sigma_v \cdot f} = \frac{0,31 \cdot 25^2}{8 \cdot 364 \cdot 0,33} = 0,202 \text{ m}, \text{ d. s. } \frac{0,202}{25} = 0,0081 \text{ oder } 0,81 \%$$

der Achsentfernung.

Eine Vorstellung über die Spannungsänderungen, die bei Wärmeschwankungen von $\pm 25^\circ$ gegenüber der mittleren Temperatur, wie sie bei Betrieben im Freien sicher zu erwarten sind, entstehen, zeigt die folgende Rechnung, die allerdings insofern zu ungünstige Verhältnisse ergibt, als die Formänderungen der Welle und der Räder außer acht gelassen sind. Die Länge der zwischen den Scheiben durchhängenden Seilstücke ist nach (649):

$$l = a \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{y^2}{a^2} \right) = 2500 \left(1 + \frac{8}{3} \cdot \frac{20,2^2}{2500^2} \right) = 2500,43 \text{ cm}$$

und die Gesamtlänge:

$$L = 2l + \pi D = 2 \cdot 2500,43 + \pi \cdot 150 = 5472,1 \text{ cm}.$$

Bei Temperaturänderungen von $t = \pm 25$ Grad erfährt dieses Seil bei einer Ausdehnungszahl $\zeta = \frac{1}{90\,000}$ auf 1° eine Verlängerung oder Verkürzung um:

$$\lambda = L \cdot t \cdot \zeta = \frac{5472,1 \cdot 25}{90\,000} = 1,52 \text{ cm}.$$

Auf jedes der Seiltrümer entfällt davon:

$$\lambda' = \frac{1,52 \cdot 2500,43}{5472,1} = 0,70 \text{ cm};$$

sie nehmen mithin bei der Erwärmung die Länge:

$$l' = 2500,43 + 0,70 = 2501,13 \text{ cm}$$

an und haben nach (649) einen Durchhang:

$$y'_a = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot a (l' - a)} = \sqrt{\frac{3}{8} \cdot 2500 (2501,13 - 2500)} = 32,6 \text{ cm oder } 0,326 \text{ m},$$

dem eine Spannung von:

$$\sigma'_v = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 y'_a \cdot f} = \frac{0,31 \cdot 25^2}{8 \cdot 0,326 \cdot 0,33} = 225 \text{ kg/cm}^2$$

entspricht. Diese hat also um 139 kg/cm^2 abgenommen, während das Verhältnis zwischen Vor- und Nutzspannung auf:

$$\frac{\sigma'_v}{\sigma_n} = \frac{225}{182} = 1,24$$

sinkt und der Betrieb wesentlich unsicherer wird.

Bei der Erniedrigung der Temperatur um 25° gegenüber der mittleren wird $l'' = l - \lambda' = 2500,43 - 0,70 = 2499,73 \text{ cm}$ kleiner als die Achsentfernung, so daß die Verkürzung nicht mehr allein durch den Durchhang ausgeglichen werden kann, sondern sich teilweise in Spannung umsetzen muß. Rechnet man überschlagweise die gesamte Verkürzung in Spannung um, so ergibt sich als oberer Grenzwert:

$$\sigma'' = \frac{\varepsilon}{\alpha'} = \frac{\lambda'}{l \cdot \alpha'} = \frac{0,70 \cdot 700\,000}{2500} = 196 \text{ kg/cm}^2.$$

Damit steigt die Vorspannung auf $364 + 196 = 560 \text{ kg/cm}^2$ und der Achsdruck auf das 6,2 fache der Umfangskraft.

Das Beispiel zeigt, daß ein nach der üblichen Art bemessener Drahtseiltrieb bei geringer Achsentfernung gegen Wärmeschwankungen recht empfindlich ist.

b) Berechnung nach Felten und Guilleaume.

Bei $n = 127$ Umdrehungen in der Minute, wie oben, wird der Seildurchmesser nach (709):

$$d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}} = 10,6 \sqrt[3]{\frac{8}{25 \cdot 127}} = 1,44 \text{ cm}.$$

Wählt man nach Zusammenstellung 163 ein Seil von 15 mm Durchmesser mit $z = 48$ Drähten von $\delta = 1,4$ mm Durchmesser und einem Drahtquerschnitt von

$$f = z \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} = 48 \cdot \frac{\pi}{4} 0,14^2 = 0,739 \text{ cm}^2,$$

so wird der Scheibendurchmesser:

$$D = 175 d = 175 \cdot 1,5 = 262,5 \text{ cm oder rund } 2600 \text{ mm},$$

die Seilgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi D \cdot n}{60} = \frac{\pi 2,6 \cdot 127}{60} = 17,3 \text{ m/sek}$$

und die Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 8}{17,3} = 34,5 \text{ kg}.$$

Die Nutz- und Biegespannungen im Seil werden geringer, dagegen nimmt die Fliehspannung etwas zu.

Die Vorspannkraft, mit der das Seil aufgelegt werden muß, kann genügend genau aus:

$$S_v = \frac{S'_1 + S'_2}{2} = \frac{2,75 + 1,75}{2} \cdot U = 2,25 U = 76,6 \text{ kg}$$

berechnet werden, der eine Vorspannung von:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{f} = \frac{76,6}{0,739} = 104 \text{ kg/cm}^2$$

und ein Durchhang nach (707):

$$y_a = \frac{g_0 \cdot a^2}{8 \cdot S_0} = \frac{0,70 \cdot 25^2}{8 \cdot 76,6} = 0,714 \text{ m}$$

oder 2,86% der Achsentfernung entspricht.

Wärmeschwankungen von $\pm 25^\circ$ verändern die Vorspannkraft nur wenig; bei der Erwärmung fällt sie auf 71,8 kg, bei der Abkühlung steigt sie auf 81,5 kg, so daß ein recht sicherer und zuverlässiger Betrieb entsteht.

Zahlenbeispiel II. 100 PS sind bei $a = 80$ m Achsabstand und $n = 100$ Umdrehungen in der Minute zu übertragen.

Seildurchmesser nach (709):

$$d = 10,6 \sqrt[3]{\frac{N}{a \cdot n}} = 10,6 \sqrt[3]{\frac{100}{80 \cdot 100}} = 2,46 \text{ cm}.$$

Gewählt: Seil von $d = 24$ mm Durchmesser mit 60 Drähten von 1,8 mm Durchmesser, $f = 1,52 \text{ cm}^2$ Drahtquerschnitt und $g_0 = 1,46 \text{ kg/m}$ Eigengewicht.

Scheibendurchmesser:

$$D = 175 d = 175 \cdot 24 = 4200 \text{ mm}.$$

Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 4,2 \cdot 100}{60} = 22,0 \text{ m/sek}.$$

Umfangskraft:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 100}{22} = 341 \text{ kg}.$$

Nutzspannung:

$$\sigma_n = \frac{U}{f} = \frac{341}{1,53} = 223 \text{ kg/cm}^2.$$

Biegespannung:

$$\sigma_b = \frac{\delta}{\alpha' \cdot D} = \frac{0,18 \cdot 700000}{420} = 300 \text{ kg/cm}^2.$$

Fliehspannung:

$$\sigma_f = \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} = \frac{9,5 \cdot 22^2}{10 \cdot 9,81} = 46,9 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Größe von γ folgt unter der Annahme, daß nur die Drähte, nicht aber die Seele tragen, aus dem Gewicht eines 1 m langen Seilstücks von 1,46 kg, auf das im vorliegenden Falle 153 cm^3 Draht entfallen:

$$\gamma = \frac{1,46}{153} \cdot 1000 = 9,5 \text{ kg/dm}^3.$$

Vorspannkraft:

$$S_v = 2,25 U = 2,25 \cdot 341 = 767 \text{ kg}.$$

Vorspannung:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{f} = \frac{767}{1,53} = 501 \text{ kg/cm}^2.$$

Durchhang während der Ruhe:

$$y_a = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S_0} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 767} = 1,53 \text{ m}.$$

Annähernd bekommt man die freie Spannung im ziehenden Trum aus:

$$\sigma'_1 = \sigma_v + \frac{\sigma_n}{2} = 501 + 111,5 = 612,5 \text{ kg/cm}^2,$$

im gezogenen aus:

$$\sigma'_2 = \sigma_v - \frac{\sigma_n}{2} = 501 - 111,5 = 389,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Die genauere Untersuchung an Hand der Durchhangkurve und der Kennlinie, die auf ganz ähnliche Weise wie bei Riemen und Hanfseiltrieben mit $\alpha' = \frac{1}{700000} \text{ cm}^2/\text{kg}$ und $\gamma = 9,5 \text{ kg/dm}^3$ aufgezeichnet wurden, gibt übrigens fast genau die gleichen Werte.

Bei der Belastung nehmen die beiden Seilträger recht verschiedene Durchhänge an:

das ziehende:

$$y_{a_1} = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S'_1} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 931} = 1,26 \text{ m},$$

das lose:

$$y_{a_2} = \frac{g_0}{8} \cdot \frac{a^2}{S'_2} = \frac{1,46 \cdot 80^2}{8 \cdot 592} = 1,97 \text{ m}.$$

Eine Erwärmung des Seils um 25° läßt die Spannung im ruhenden Triebe auf 442, also um 59 kg/cm^2 sinken, bei der Abkühlung um 25° auf 594, also um 93 kg/cm^2 steigen. Schwankungen, die ohne wesentlichen Einfluß auf den Betrieb sind.

Berechnungsbeispiel 12. In Abb. 2164 ist der Seilscheibenkranz des auf Seite 1238 durchgerechneten Beispiels 9 mit einem Riementriebe derselben Hauptabmessungen und Leistung in Vergleich gestellt. Außer den 12 in der Rechnung angenommenen Seilen sind zur Sicherheit zwei weitere vorgesehen, so daß die Scheibe 14 rillig ist. Die Umfangskraft beträgt:

$$U = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 590}{25} = 1770 \text{ kg}.$$

Ein einfacher Riemen erhielt nach Abb. 2058 bei $k_n = 14,5 \text{ kg/cm}$ eine zu große Breite:

$$b' = \frac{U}{k_n} = \frac{1770}{14,5} = 122 \text{ cm},$$

während der Doppelriemen mit $k_n = 26 \text{ kg/cm}$:

$$b = \frac{U}{k_n} = \frac{1770}{26} = 68 \text{ cm}$$

breit werden muß, vgl. Abb. 2165. Für einen Stahlbandantrieb gab die Eloesser Kraftband-Gesellschaft lediglich an, daß zur Unterbringung der in dem Falle

nötigen zwei Bänder eine Scheibenbreite von 170 mm ausreicht. Der Vergleich ergibt, daß im vorliegenden Falle der Seiltrieb am breitesten, der Stahlbandtrieb am schmalsten ausfällt. In bezug auf das Gewicht der Scheiben bestehen jedoch geringere Unterschiede, weil die Stahlbänder kräftige Kränze verlangen. Entscheidend müssen die Anlagekosten, die, was das Übertragungsmittel anlangt, beim Seiltrieb am kleinsten sind, und der Wirkungsgrad sein, soweit nicht besondere Umstände, wie die Abgabe der Leistung an mehrere Wellenstränge oder örtliche Verhältnisse, maßgebend werden.

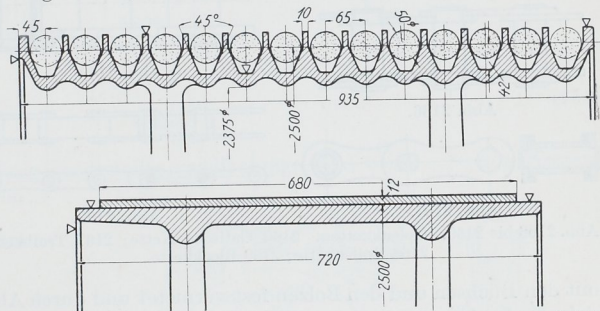


Abb. 2164 und 2165. Vergleich zwischen Seil- und Riementrieb für 590 PS Leistung bei $v = 25 \text{ m/sek}$ Umfangsgeschwindigkeit.

Siebenundzwanzigster Abschnitt.

Kettentriebe.

Bei Kettentrieben wird die Kraft mittelbar durch eine Kette von einem Rade auf das andere übertragen, wobei die Räder mit Zähnen versehen sind, die in die Kettenlieder eingreifen, so daß eine sichere und verhältnismäßige Übertragung von der einen Welle zur andern zustande kommt. Gegenüber Zahnrädern bieten Kettentriebe den Vorteil, auch bei größeren Achsabständen anwendbar zu sein; im Vergleich mit Riemen- und Seiltrieben weisen sie geringere Achsdrücke auf und sind unempfindlich gegen Feuchtigkeit und Wärme. Selbst bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und in staubigen und schmutzigen Betrieben bewähren sie sich gut und finden häufig in der Fördertechnik, an Fahrrädern, im Werkzeugmaschinen- und Kraftwagenbau Anwendung.

Zusammenstellung 164. Rollenketten von A. Stotz, Stuttgart (vgl. Abb. 2168).

Zulässige Belastung	kg	100	150	200	300	400	500	750	1000	1500
Teilung	mm	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Weite zwischen den Platten	„	14	16	18	20	22	25	30	35	45
Äußerer Rollendurchmesser	„	9	12	15	17	18	20	23	26	28
Bolzendurchmesser	„	5	8	10	11	12	14	17	18	20
Laschenbreite	„	14	18	22	24	26	30	35	38	41
Laschenstärke	„	2	3	3	4	4	5	6	6	8
Ganze Breite der Kette	„	28	32	36	40	46	52	62	68	90
Gewicht des laufenden Meters	kg/m	1,25	2	2,75	3,50	3,70	5	7	8,40	12,50