

Große Riementriebe.

Drehzahlen i. d. Min.	Geschwindigkeit v m/sek	Umfangskraft kg	Belastungs- zahl k_n kg/cm	Achsabstand mm	Bemerkungen
226/500	36,7	1020—2660	28,4—73,8	—	Z. V. d. I. 1911, S. 1772
72/300	28,4	3700—7400	24,3—48,6	~ 6500	Mit Spannrolle 1370 \emptyset .
120/330	42,7	5270—7030	37,6—50,2	~ 18000	
270/540	49,5	1520—3330	20,5—45,0	10000	
85/542	37	2430—3650	25,6—38,4	12150	Mit Spannrolle. Mit Spannrolle 1525 mm \emptyset Dampfmaschine 2000 PS; 2 gleiche Riemen nebenein- ander; Spannrollen- \emptyset 1830 mm
38/130	14,9	4030—7550	33,6—62,9	12000	
96/512	36,8	2550	17,3	12000	
70/245	31,3	2035	14,8	11500	
68/225	30,4	3088	16,9	11500	
60/200	26,8	2790	15,3	16000	Dampfmaschine 1500 PS; Spannrollen- \emptyset 1525 mm Dampfmaschine 1000 PS;

St. u. F. 1912, S. 1658.
Z. V. d. I. 1893/971.

bald die eine, bald die andere Seite der Riemen mit den Scheiben in Berührung, so sind geleimte Riemen zu verwenden und so aufzulegen, daß die Schlußverbindung nicht mit der Spitze zuerst aufläuft. Die Hauptscheiben pflegen zylindrisch, die häufig auf gemeinsamen Böcken gelagerten Leitscheiben ballig abgedreht zu werden.

G. Gestaltung der Riemenscheiben.

Die Riemenscheiben vermitteln die Übertragung der Kräfte zwischen dem Riemen und den Wellen. Sie bestehen gewöhnlich aus dem zylindrisch oder ballig abgedrehten Kranz, der Nabe und den die beiden verbindenden Armen. Nur Scheiben kleinen Durchmessers werden vollwandig ausgeführt. Grundsätzlich muß man geringes Gewicht, gleichmäßige Verteilung der Massen, genau zentrische Lage zu den Wellen und sichere Aufnahme der Umfangs- und Flichkräfte anstreben, die Bildung von Gußspannungen und anderen zusätzlichen Beanspruchungen aber zu vermeiden suchen. Großer Wert ist auf gleichmäßige Kranzstärke zu legen. Bei Versuchen von Markmann [XXVI, 24] zeigte sich, daß schon kleine Ausgleichgewichte, die an den Kränzen beim Auswuchten der Scheiben angebracht werden mußten, sehr beträchtliche örtliche Durchbiegungen, störende Formänderungen und hohe Nebenbeanspruchungen auf Biegung hervorriefen. Gleichmäßiger Massenverteilung wegen empfiehlt es sich, die Kränze raschlaufender Scheiben auch innen, soweit es die Arme gestatten, abzdrehen. Etwa nötige Ausgleichgewichte müssen möglichst dicht an den Armen angeordnet werden. Die Lauffläche soll sorgfältig bearbeitet und so glatt wie irgend möglich sein. Kann man die Scheiben von einem Wellenende her aufschieben, so dürfen sie ungeteilt sein. In den meisten Fällen verlangt jedoch das Aufbringen oder das gelegentliche Auswechseln, bei großen Scheiben auch der Versand, die Teilung derselben. Als Werkstoff kommt vor allem Gußeisen bei Geschwindigkeiten bis 30 m/sek, daneben des geringen Gewichts und der günstigen Reibungsverhältnisse wegen Holz und Papier, bei sehr raschem Lauf Stahl in Frage. An Hobelmaschinen, die bei großen Geschwindigkeiten umgesteuert werden, findet man neuerdings Leichtmetalle, Aluminiumlegierungen u. dgl. zur Herabminderung der bei jeder Umsteuerung zu verzögernden und zu beschleunigenden Massen verwandt.

In DIN 111 sind die normalen Scheiben nach dem Durchmesser D und der Breite B unter Angabe der zulässigen Abmaße für D und in bezug auf die Pfeilhöhe h gewölbter Kränze festgelegt worden, Zusammenstellung 159. An gewölbten Scheiben ist D der größte, in der Mitte des Kranzes gemessene Durchmesser. Die angegebenen Pfeilhöhen h können um 0,5 mm über- oder unterschritten werden. In Sonderfällen, an geschränkten und

Spannrollentrieben sind Abweichungen zulässig. Lassen sich Zwischenbreiten nicht vermeiden, so erhalten diese die Pfeilhöhe h der nächstgrößeren normalen Breite.

Zusammenstellung 159. **Riemenscheiben für Transmissionen, DIN 111¹⁾, alle Maße in mm, Scheibendurchmesser D .**

Nennmaß	Zulässiges Abmaß						
50	± 1	225	± 3	800	± 5	2800	± 10
63		250		900		3200	
80	280	1000		3600			
90	320	1120		4000			
100	± 2	360	± 5	1250	± 7	4500	± 15
112		400		1400		5000	
125		450		1600		5600	
140		500		1800		6300	
160	± 2	560	± 5	2000	± 10	7100	± 20
180		630		2250		8000	
200		710		2500		9000	
						10000	

Scheibenbreite B .

B Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Pfeilhöhe h	Riemenbreite b	B Nennmaß	Zulässiges Abmaß	Pfeilhöhe h	Riemenbreite b
40	- 2	1	30	200	- 6	2	170
50			40	230			200
60			50	260			230
70			60	300	- 8	2,5	260
85	- 4	1,5	70	350		3	300
100			85	400		3,5	350
120			100	450	- 10	4	400
140	- 6	1,5	120	500			450
170			140	600			550

¹⁾ Zu beziehen durch den Beuth-Verlag GmbH., Berlin S 14, Dresdener Str. 97.

Die aufgeführten Scheibendurchmesser stehen in Einklang mit den normalen Drehzahlen der Transmissionen nach DIN 112, Zusammenstellung 160. Hält man sich an

Zusammenstellung 160.

Lastdrehzahlen von Transmissionen nach DIN 112.

25	45	80	140	250	450	800	1400
28	50	90	160	280	500	900	1600
32	56	100	180	320	560	1000	
36	63	112	200	360	630	1120	
40	71	125	225	400	710	1250	

unter der vorgesehenen Last erreicht werden sollen, so bekommt, wenn einer der beiden Durchmesser normrecht gewählt wird, auch die andere Scheibe einen normalen Durchmesser, sofern man den Riemenschlupf vernachlässigt.

Die Beziehungen zwischen den Lastdrehzahlen, Riemenscheibendurchmessern und Umfangsgeschwindigkeiten sind in DIN 109 dargestellt.

Die Scheibenbreiten B der Zusammenstellung 159 genügen jedoch nur für offene Riementriebe; gekreuzte und halbgeschränkte verlangen wegen der unvermeidlichen Schwankungen beim Lauf:

$$B = 1,4 b + 1 \text{ cm bis } 2 b. \quad (673)$$

Beispiele gußeiserner Scheiben geben die Abb. 2070 und 2071. Die Randstärke s_1 des Kranzes betrage:

$$s_1 = \frac{D}{200} + 0,3 \text{ mm}. \quad (674)$$

Mit Schablonen geformte oder auf Durchziehformmaschinen hergestellte können rein zylindrische Kränze erhalten. Bei Verwendung von Modellen gibt man dem Kranz,

ebenso wie der Nabe schwach kegelförmige Formen mit Neigungen von 1 : 50 bis 1 : 30. Die Nabenwandstärke wird wie bei Zahnrädern zu:

$$\delta = 0,4 d + 1 \text{ cm} \quad (675)$$

oder bei ungewöhnlichen Wellenabmessungen:

$$\delta = \frac{1}{5} \left(d' + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm} \quad \text{bis} \quad \frac{1}{4} \left(d' + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm} \quad (676)$$

gewählt, wobei d die Nabenbohrung, d' den zur Übertragung des Drehmomentes $U \cdot R$ nach:

$$\frac{1}{5} k_a (d')^3 = U \cdot R \quad (677)$$

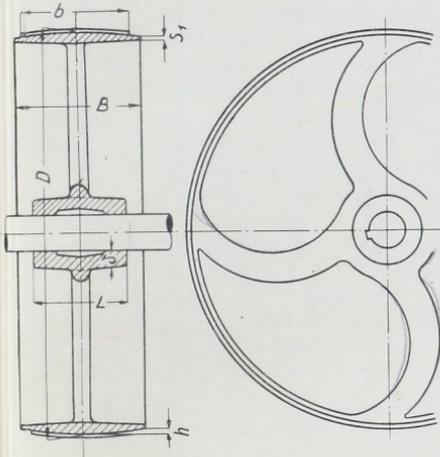


Abb. 2070. Ungeteilte Riemscheibe mit gekrümmten Armen.

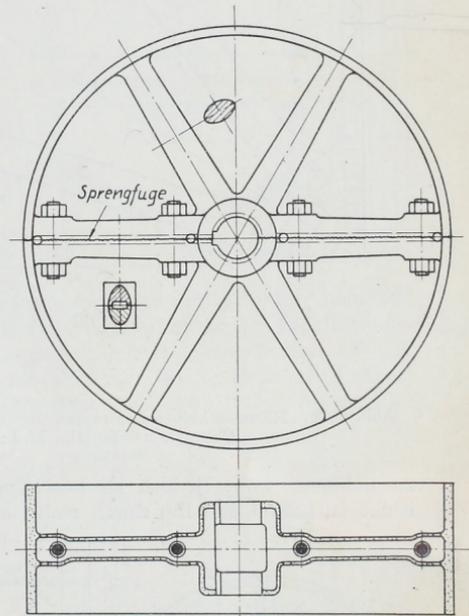


Abb. 2071. Längs eines Armpaares geteilte Riemscheibe.

notigen Wellendurchmesser bedeutet. Als Nabenlänge L nimmt man im allgemeinen mindestens $L = 1,5 \dots 2,5 d$. An normalen Scheiben, die auch als Fest- und Losscheiben dienen sollen, findet man Naben, die beiderseits um etwa 1 mm über den Kranz vorstehen, damit beim Aneinandersetzen ein geringer Spielraum zwischen den Kränzen entsteht.

Für die auf Biegung und Zug beanspruchten Arme genügt meist elliptischer Querschnitt, dessen große Achse in der Hauptebene liegt.

Schmale Scheiben bekommen einen Armstern, solche von mehr als 400 mm Breite gewöhnlich zwei, um $\frac{B}{2}$ voneinander entfernte Sterne, wodurch die Widerstandsfähigkeit und Steifigkeit der Scheiben ganz bedeutend erhöht wird. Die Armzahl eines Armsternes i_0 pflegt man ähnlich wie bei Zahnrädern:

$$i_0 = \frac{1}{7} \sqrt{D} \text{ mm} \quad (678)$$

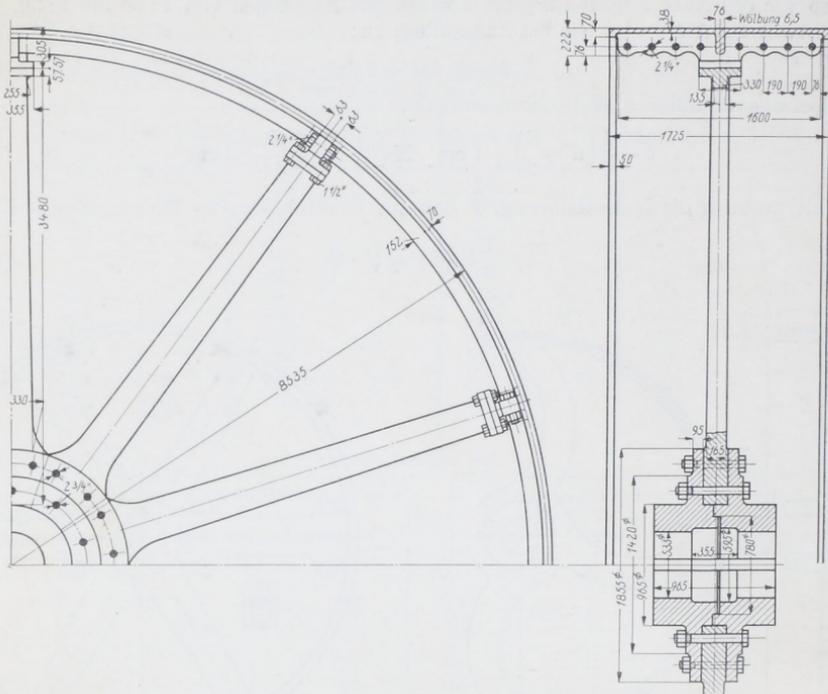


Abb. 2072. Riemenscheibenschwungrad für eine 1000 PS-Dampfmaschine von Fraser & Chalmers, Chicago. $n = 60/\text{Min}$. M. 1 : 50. (Nach Z. V. d. I. 1893, S. 977.)

zu nehmen, wobei jedoch zu beachten bleibt, daß es vorteilhafter ist, den Kranz leicht zu halten und ihn durch mehr, aber enger gesetzte Arme zu versteifen. In zwei Hälften geteilte Scheiben verlangen naturgemäß gerade Armzahlen.

Gußspannungen kann man durch Sprengen der Nabe, Abb. 2073 oder durch Teilen der Scheibe vermindern. Sie durch Krümmen der Arme, Abb. 2070, einzuschränken, ist wenig zu empfehlen, weil die Arme sowohl durch die eigene Fliehkraft als auch durch diejenige des Kranzes ungünstiger, nämlich auf Biegung beansprucht werden. Darum finden sich an neueren Riemenscheiben meist gerade Arme, aber in Verbindung mit Wülsten am Kranze, die auf gleichmäßigere Abkühlung der

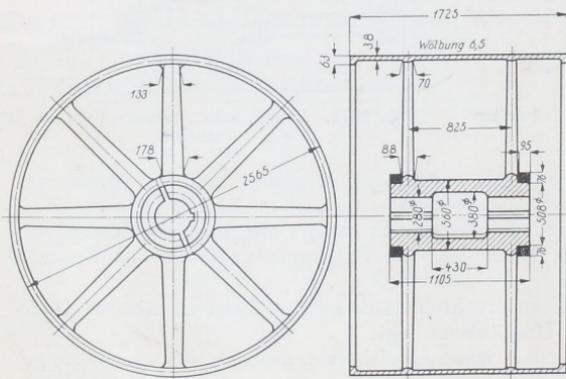


Abb. 2073. Gegenscheibe zu der in Abb. 2072 dargestellten. M. 1 : 50. (Nach Z. V. d. I. 1893, S. 977.)

ganzen Scheibe, daneben aber auch auf größere Steifigkeit des Kranzes hinwirken.

Besondere Beachtung und Sorgfalt erfordern die Verbindungsmittel geteilter Scheiben. Die Teilung erfolgt zweckmäßig in einer Armebene, Abb. 2071, um Nebenbeanspru-

chungen möglichst fernzuhalten. Eine Kranzverbindung, Abb. 2081 rechts, ist sehr ungünstig, weil die Fliehkraft die Fuge klaffen und bei a hohe Biegebeanspruchungen entstehen läßt. Bach wies z. B. an einem Rade von etwa 6 m Durchmesser beim Laufen ein Klaffen von 5 bis 6 mm nach, das erst durch Verspannen der Stoßstelle mit der Nabe beseitigt werden konnte.

Die Teilfuge wird an Scheiben bis zu 6 m Durchmesser nach dem Gießen aufgesprengt, und zwar zunächst an der Nabe, weil sonst die Arme leicht brechen. Die Fuge bleibt unbearbeitet. Klafft dieselbe, so füllen manche Firmen sie mit Zink oder Hartblei aus, um Zusammenbauspannungen beim Einziehen der Schrauben auszuschalten. Erst bei größeren Abmessungen gießt man die Teile einzeln, bearbeitet sie und paßt sie an den Stoßstellen sorgfältig zusammen. Zum Schluß dreht man den Scheibenumfang und die Nabenbohrung, damit beim Befestigen auf der Welle keine neuen Spannungen entstehen.

Zur Verbindung der Naben mit den Wellen dienen meist ein oder mehrere Keile. DIN 110 empfiehlt für Riemenscheiben, die bei Verwendung einfacher Riemen mindestens $\frac{1}{3}$ des größtzulässigen Drehmomentes der Welle übertragen, Befestigungsmittel nach Abb. 308. Diese Befestigungsarten gelten also nicht für Riemenscheiben mit Doppelriemen. Die bei kleineren Kräften zulässigen Hohlkeile erleichtern das Versetzen der Scheiben; sie sollten auch bei komprimierten Wellen, die sich beim Einarbeiten von Nuten verziehen, angewandt werden. In der Nabe ordnet man die Nut zweckmäßig unter der Ansatzstelle eines Armes an, Abb. 2070. Andere Be-

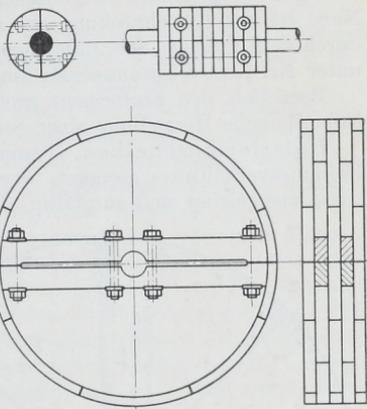


Abb. 2074 und 2075. Holzriemenscheiben.

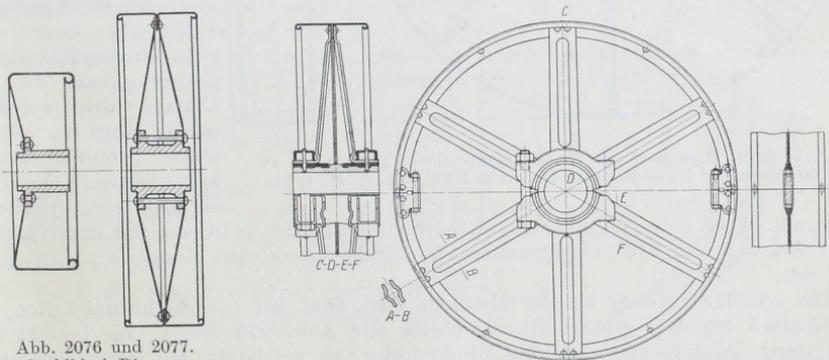


Abb. 2078. Schmiedeeiserne Scheibe mit gepreßten Armen.

festigungsarten, geschlitzte Naben oder kegelige Büchsen, sind vielfach vorgeschlagen worden, haben aber wegen der großen Kosten die einfachen Keile nicht verdrängen können.

Ausführungsbeispiele. Eine amerikanische Ausführung, das Riemen Schwungrad einer 1000 PS-Dampfmaschine von Fraser und Chalmers, Chicago, von der Weltausstellung 1893 zeigt Abb. 2072 [XXVI, 17]. Zehn Arme volllelliptischen Querschnitts sind an der Nabe zwischen zwei ungeteilten Scheiben befestigt, außen mit einem Flansch versehen und durch Schrauben mit dem zehnteiligen Kranz verbunden. Die Fugen

des letzteren liegen über den Armmitten. Die Konstruktion gestattet, Gußspannungen fast völlig auszuschalten, macht dadurch die Berechnung sicherer, führt aber zu beträchtlichen Nebenbeanspruchungen des Kranzes auf Biegung (vgl. Berechnungsbeispiel 6) und erfordert eine umständliche und sehr sorgfältige Bearbeitung. Die leicht und gefällig gehaltene Gegenseibe, Abb. 2073, ist in einem Stück gegossen. Ihre Nabe ist zur Einschränkung der Gußspannungen gesprengt. Auf der Welle wird sie durch zwei kräftige Schrupftringe gehalten. Die Riemenabmessungen des Triebes sind unter Nr. 10 der Zusammenstellung 158, Seite 1194, aufgeführt.

Bezüglich des Einformens großer Riemenscheiben mittels Schablonen sei auf die ganz ähnliche Herstellung einer Seilscheibe, Seite 1248, verwiesen.

Holzriemenscheiben, besonders für kleine Durchmesser wegen der günstigen Reibungsverhältnisse geeignet, werden aus zahlreichen gegenseitig versetzten Schichten zusammengeleimt und sorgfältig abgedreht, Abb. 2074 und 2075 und bieten vor allem

den Vorteil geringen Gewichts. Durch große Feuchtigkeit oder Hitze verziehen sie sich aber leicht und schlagen dann oft stark.

Auch schmiedeeiserne Scheiben können mit sehr geringem Gewichte ausgeführt werden. Abb. 2076 und 2077 zeigen ein paar einfache Formen. Die Scheiben bestehen aus gußeisernen Naben, auf welche die aus einem Blech gezogene Vollscheibe oder zwei schwach kegelige Böden genietet sind, die am Umfang den zylindrischen, längs der Mittelebene geteilten Blechkranz halten. Seine Ränder sind zur Versteifung

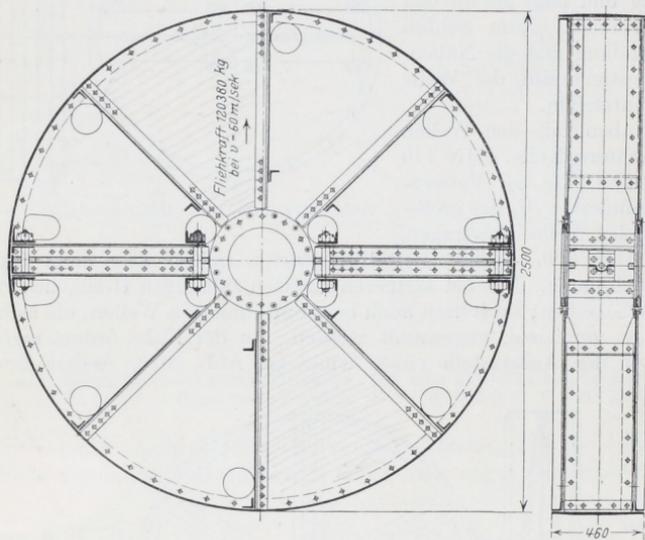


Abb. 2079. Riemenscheibe für Umfangsgeschwindigkeiten bis zu 60 m/sek der Maschine Abb. 2041 von Kammerer. M. 1:30.

umgerollt. Auch Scheiben mit gepreßten Blecharmen, Abb. 2078 oder mit in den Naben nach Art der Abb. 2162 eingegossenen, im Kranz vernieteten Rundeisenarmen kommen vor.

Die von Kammerer an der Maschine Abb. 2041 bei Laufgeschwindigkeiten bis zu 60 m/sek benutzte größere Riemenscheibe gibt Abb. 2079 wieder. Sie besteht aus zwei durch Winkeleisen versteiften Blechwänden, an welche der aus einem gebogenen Blech hergestellte Kranz durch Winkeleisenringe angenietet ist. Die Verschraubung der beiden Hälften hat eine Fliehkraft von über 120 t aufzunehmen. Mit der Welle ist die Scheibe durch eine besondere Stahlgußnabe verbunden, die auch für die bei den Versuchen benutzten Seilscheiben, Abb. 2153, Verwendung fand.

H. Berechnung der Riemenscheiben auf Festigkeit und Beispiele.

Zweckmäßigerweise werden die folgenden Rechnungen in einheitlichen Maßen (kg, cm, sek) durchgeführt, die Geschwindigkeit also in cm/sek, das Einheitsgewicht γ in kg/cm³ und die Erdbeschleunigung g in cm/sek² eingesetzt.