

längs den Felddiagonalen verläuft, von den Kernlochrändern ausgegangen sei. Den abweichenden Verlauf im Felde  $C$  führt er auf die Wirkung des oben erwähnten Anrisses  $xy$  zurück. Werden die Felder als rechteckige, am Rande eingespannte Platten von  $f = 60$  und  $g = 80$  cm Seitenlänge aufgefaßt, so ergibt sich nach der Näherungsformel (515) mit

$\varphi_0 = \frac{3}{4}$  eine Beanspruchung von:

$$\sigma_0 = \frac{\varphi_0}{2} \cdot \frac{f^2 \cdot g^2}{f^2 + g^2} \cdot \frac{p}{s^2} = \frac{3}{2 \cdot 4} \cdot \frac{60^2 \cdot 80^2}{60^2 + 80^2} \cdot \frac{7}{3^2} = 672 \text{ kg/cm}^2,$$

wenn das Kernloch nicht vorhanden wäre. Infolge der Schwächung der Wandung durch die Kern- und Stiftschraubenlöcher dürfte die größte Beanspruchung  $1000 \text{ kg/cm}^2$  Biegespannung wesentlich überschritten haben.

Der Verlauf der Bruchlinien läßt aber nach Ansicht des Verfassers nicht ausgeschlossen erscheinen, daß der Bruch, von dem Anriß  $xy$  ausgehend, zunächst längs des Deckelinnenrandes erfolgte und daß der Deckel dann erst infolge von Rissen durch die Kernlöcher hindurch völlig zertrümmert worden ist. Darauf deutet insbesondere der Umstand hin, daß die durch die Kernlöcher gehenden Risse unter großen Winkeln, manche fast rechtwinklig zum Umfangriß ansetzen. Die Festigkeitsrechnung führt, wenn man die Tragfähigkeit der angerissenen Rippe vollständig vernachlässigt und die rechte Hälfte der Deckelwand als eine rechteckige, an den Rändern eingespannte Platte von  $750 \cdot 1060$  mm Fläche betrachtet und in erster Annäherung als eine elliptische, am Umfange vollkommen eingespannte berechnet, bei einem Verhältnis ihrer Halbachsen  $b : a = 375 : 530 = 0,707$ , nach Abb. 72 zu  $\varphi_8 = 1,26$  und am Ende der kleinen Achse, also im Punkt  $E$  zu einer Biegespannung:

$$\sigma_0 = \varphi_8 \cdot p \cdot \frac{b^2}{s^2} = 1,26 \cdot 7 \cdot \frac{37,5^2}{3^2} = 1380 \text{ kg/cm}^2.$$

Der Deckel hätte wesentlich widerstandsfähiger gestaltet werden können, wenn man die Kernlöcher und die Aussparungen in den Rippen am Rande angeordnet hätte.

Im Anschluß an die Untersuchung der Deckel bemerkt Bach wörtlich:

„Die besprochenen Unfälle bekunden deutlich die Notwendigkeit, darauf zu achten, daß im Schieberkasten des Niederdruckzylinders bzw. im Innern des Deckels unter Umständen der volle Dampfdruck eintreten kann, sowie daß die Widerstandsfähigkeit von Schieberkastendeckeln und ähnlichen Wandungen rechnungsmäßig bestimmt und daß da, wo das Gußeisen mit Rücksicht auf die Verhältnisse nicht widerstandsfähig genug erscheint, zu zähem Stahlguß oder zu schmiedbarem Material gegriffen werden muß. Wenn man Deckel aus Gußeisen von der Größe, wie in diesen Fällen als Wandungsstücke eines Dampfkessels sich denken sollte, so würde man sie sofort — ganz abgesehen von dem, was behördlicherseits vorgeschrieben ist — verwerfen. An Dampfmaschinen, wo sie in ähnlicher Weise Unfall bringend wirken können, ordnet man sie an, trotzdem in nicht wenigen Fällen ein Deckel aus zähem Flußeisen sich billiger erweisen würde.“

#### Vierundzwanzigster Abschnitt.

## Reibräder.

### I. Vorbemerkung über Treibräder.

Die Mittel zur Übertragung der Drehbewegung von einer Welle auf eine andere kann man unter dem Begriff der Treibräder zusammenfassen. Sie arbeiten immer paarweise als Getriebe zusammen und werden, je nachdem sie die Bewegung nach Abb. 1809 unmittelbar, oder nach 1810 unter Einschalten eines Zwischengliedes (Riemen, Seil oder Kette) vermitteln, in zwei Gruppen eingeteilt:

A. unmittelbar wirkende Räder und Getriebe: Reib- und Zahnräder, Reib- und Zahnradgetriebe,

B. mittelbar wirkende Räder und Getriebe: Riemen-, Stahlband-, Seilscheiben und Kettenräder, Riemen-, Stahlband-, Seil- und Kettentriebe.

Der Drehsinn der Räder eines Paares ist im ersten Falle bei gegenseitiger Berührung von außen her entgegengesetzt, Abb. 1809, im zweiten, solange das Übertragungsmittel nicht geschränkt ist, gleich, Abb. 1810.

Die Unterabteilungen ergeben sich aus der Art der Kraftübertragung, ob sie durch Reibung am Umfang stattfindet, wie bei den Reibrädern, den Riemen- und Seilscheiben, oder durch Zähne, die in die Lücken des Gegenrades (Zahnräder) oder in die des Verbindungsgliedes, der Kette (Kettenräder), eingreifen. In diesem Falle entspricht der Drehung der einen Welle eine verhältnismäßige der anderen; bei der Benutzung der Reibung wird das Übertragungsverhältnis durch die Geschwindigkeitsverluste infolge Gleitens beeinflusst.

Grundlegende Bedeutung bei der Ausbildung der unmittelbar wirkenden Reib- und Zahnräder der Gruppe A hat die Lage der Achsen des Räderpaares:

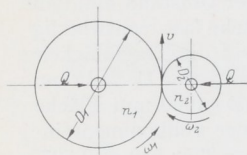


Abb. 1809. Unmittelbar wirkende Treibräder. Reibradgetriebe.

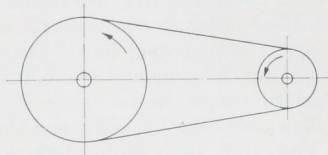


Abb. 1810. Mittelbar wirkende Treibräder. Riementrieb.

1. laufen die Achsen parallel zueinander, so sind die Grundformen der Räder Zylinder, die aufeinander abwälzen: zylindrische Räder, Stirnräder, Stirnradgetriebe;

2. schneiden sich die Achsen, so sind die Grund-

formen aufeinander abwälzende Kegel: Kegelhäder, Kegelhädergetriebe;

3. sind die Achsen geschränkt, so werden die Übertragungen praktisch fast nur mittels Zahnrädern durchgeführt. Die Grundformen der dazu dienenden Schnecken-, Schrauben- und Hyperbelräder sind Zylinder und Hyperboloide.

Getriebe aus Rädern der Gruppen 1 und 2 werden wegen des Abwälzens der Grundkörper unter der Bezeichnung Wälzgetriebe (aus Wälzrädern bestehend) zusammengefaßt. Im Gegensatz dazu stehen die aus Schraubrädern der Gruppe 3 zusammengesetzten Schraubgetriebe, die einer zusätzlichen Gleitbewegung längs der Berührungslinien unterliegen.

Für die Gruppe B der mittelbar wirkenden Räder kommen fast nur zylindrische Scheiben in Frage.

## II. Reibräder.

Abb. 1809 zeigt zwei zylindrische Reibräder. Die Bewegung wird von dem einen auf das andere durch die Reibung am Umfange übertragen. Geschähe das ohne Gleiten, rollten also die beiden Umfänge aufeinander ab, so hätten die Scheiben im Berührungspunkt die gleiche Umfangsgeschwindigkeit:

$$v = \omega_1 \frac{D_1}{2} = \omega_2 \frac{D_2}{2},$$

so daß, da weiterhin die Winkelgeschwindigkeiten den Drehzahlen  $n_1$  und  $n_2$  verhältnismäßig sind:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (517)$$

wird.

Demnach verhalten sich bei Vernachlässigung des Gleitens die Durchmesser umgekehrt wie die Winkelgeschwindigkeiten und Drehzahlen der Räder.

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

heißt Übersetzung oder Drehzahlverhältnis.

Zur Übertragung einer bestimmten Umfangskraft  $U$  müssen die Räder mit genügendem Druck  $Q$  aneinandergedreßt werden, der sich aus der Bedingung:

$$Q \cdot \mu \geq U$$

zu

$$Q \geq \frac{U}{\mu} \tag{518}$$

ergibt.

Um ihn gering zu halten, wendet man Werkstoffe mit großen Reibungszahlen an, stellt beide Scheiben oder eine von ihnen aus Holz, manchmal auch aus Papier her oder versieht sie mit Lederüberzügen. Möglichst soll hierbei die getriebene Scheibe aus dem härteren, widerstandsfähigeren Stoffe bestehen, damit bei eintretendem Gleiten örtliche Abnutzungen vermieden werden.  $\mu$  darf man im Mittel annehmen zu:

0,1 . . . 0,15	für	Gußeisen auf	Gußeisen,
0,15 . . . 0,2	„	„	„
0,2 . . . 0,3	„	„	„
			„ Holz oder Leder [XXIV, 2],

hat aber zu beachten, daß je nach dem Zustand der Scheiben, ob trocken, feucht oder fettig, recht erhebliche Schwankungen auftreten.

Holz, Papier und Leder verschleißten leicht und können sich bei längerem Gleiten bis zum Verbrennen erhitzen. Dagegen wird die Oberfläche gußeiserner Scheiben durch das Laufen immer mehr verdichtet, härter und widerstandsfähiger.

Auf 1 cm Breite dürfen an spezifischer Umfangskraft  $U_{1\text{cm}}$  bei größeren Scheibendurchmessern und

Gußeisen auf	Gußeisen . . . . .	7 kg,
„	„ hartem Holz, Eiche, Ahorn . . . . .	5 „
„	„ weichem Holz . . . . .	3 „
„	„ Leder . . . . .	2—3 „

übertragen werden. Die Umfangskraft  $U$  verlangt somit eine Scheibenbreite:

$$B = \frac{U}{U_{1\text{cm}}} \text{ cm.} \tag{519}$$

Da aber die gleichmäßige Anlage von Rädern, die im Verhältnis zum Durchmesser sehr breit sind, unsicher ist und praktisch  $B$  höchstens gleich  $D$  genommen werden soll, beschränkt sich die Anwendung von Reibrädern nach Abb. 1809 auf geringe Leistungen.

Den recht bedeutenden Anpreßdruck an glatten zylindrischen Reibrädern kann man durch Eindrehen von Rillen nach Abb. 1811 erniedrigen. Mit den eingeschriebenen Bezeichnungen muß unter Berücksichtigung der Reibung beim Eindringen der beiden Flächen ineinander der Anpreßdruck:  $Q' = 2R \sin(\alpha + \varrho)$  sein. Für die Erzeugung der Reibung an den Berührungsflächen selbst kommen nur die zu ihnen senkrechten Seitenkräfte von  $R$ , nämlich  $2R \cos \varrho$  in Betracht, mithin ist:

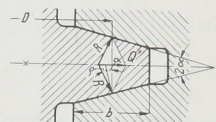


Abb. 1811. Kraftwirkung an Rillenreibrädern.

$U = 2R \cos \varrho \cdot \mu$  und unter Beachtung, daß  $\mu = \text{tg } \varrho$  ist,  $U = 2R \sin \varrho$ ;

$$R = \frac{U}{2 \sin \varrho};$$

$$Q' = U \frac{\sin(\alpha + \varrho)}{\sin \varrho} = \frac{U}{\mu'}, \tag{520}$$

wenn die Reibungszahl für keilförmige Nuten:

$$\mu' = \frac{\sin \varrho}{\sin(\alpha + \varrho)} = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \tag{521}$$

eingeführt wird.

Den Einfluß der Rillen auf die Größe der Reibungszahl und auf den Anpreßdruck zeigt die folgende Zusammenstellung, in welcher für  $2\alpha$  der übliche Winkel von  $30^\circ$  eingesetzt ist und aus der hervorgeht, daß Rillen bei Werkstoffen mit geringen Reibungszahlen besonders vorteilhaft sind.

## Zusammenstellung 145.

## Reibungszahlen und Anpreßdrucke an zylindrischen und Rillenreibrädern.

Zylindrische Reibräder:					Rillenreibräder:				
$\mu = 0,1$	0,15	0,2	0,3	0,4	$\mu' = 0,28$	0,37	0,44	0,55	0,62
$Q = 10$	6,7	5	3,3	$2,5 \cdot U$	$Q' = 3,6$	2,7	2,3	1,8	$1,6 \cdot U$

Ein Nachteil der Rillenräder ist die größere Abnutzung, weil reines Rollen nur in einem Punkte der Berührungslinie stattfinden kann, in den übrigen aber Schleifen eintreten muß, und zwar in um so stärkerem Maße, je breiter die Reibflächen sind. Deshalb soll die Breite  $b$ , Abb. 1811, in radialer Richtung gemessen, nur etwa  $0,05$  bis  $0,06 D$  betragen, so daß ein Rad von  $200$  mm Durchmesser Reibflächenbreiten von  $10$  bis  $12$  mm erhält. Bei einem Räderpaar ist stets das kleinere Rad maßgebend; das größere bekommt genau gleich breite Druckflächen, die außen und innen zur Verhütung von Gratbildungen scharf abzusetzen sind. Auf gleichmäßiges Anliegen in allen Rillen kann man nur bei sehr genauer Ausführung und sorgfältigem Zusammenbau rechnen. Zweckmäßigerweise beschränkt man sich deshalb auf höchstens  $5$  bis  $6$  Rillen, dreht die Scheiben auf ihren eigenen Wellen fertig und gibt der des einen Rades in axialer Richtung Spiel, damit sich die Scheiben richtig zueinander einstellen können. Auf eine Rille kann man an gußeisernen Rädern etwa  $20$  kg Umfangskraft rechnen. Der Wirkungsgrad von Rillenreibgetrieben kann nach Ernst zu  $\eta = 0,88$  bis  $0,90$  angenommen werden.

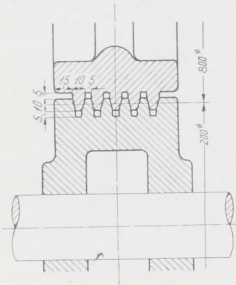


Abb. 1812. Rillenreibräder.  
R. Dinglinger, Cöthen. M. 1:5.

Ein Getriebe nach Abb. 1812 der Maschinenfabrik R. Dinglinger, Cöthen, überträgt, wenn das kleine Rad  $240$  bis  $360$  Umdrehungen in der Minute macht, bei rund  $335$  kg Anpreßdruck  $U = 100$  kg Umfangskraft oder:

$$N = \frac{U \cdot \omega}{75} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{100 \cdot 25,1}{75} \cdot \frac{0,2}{2} = 3,3$$

bis  $5$  Pferdestärken. Bei ziemlich starkem Betriebe, aber sehr sorgfältigem Zusammenbau und mäßigem Anpreßdruck können derartige Räder etwa zwei Jahre laufen, ehe sie nachgedreht werden müssen. Zu empfehlen ist, den Anpreßdruck durch ein Stellgewicht zu regeln, ihn also nicht der Willkür der Maschinisten zu überlassen, die die Räder meist unnötig stark aneinander pressen.

Für sich schneidende Achsen werden Kegelreibräder nach Abb. 1813 mit Kegelflächen verwendet, deren Spitzen im Schnittpunkte der Achsen liegen müssen, wenn reines Rollen erzielt werden soll.

Die Übersetzung  $u$  ist durch zusammengehörige Durchmesser, z. B. durch  $\frac{D_1}{D_2}$  gegeben. Zu beachten ist, daß der axiale Anpreßdruck der beiden Räder verschieden groß ausfällt. Zwecks Übertragung der Umfangskraft  $U$  muß der Druck an der Berührungsstelle  $R = \frac{U}{\mu}$  sein; dazu sind die Axialdrücke:

$$Q_1 = R \cdot \sin \delta_1 = \frac{U}{\mu} \cdot \sin \delta_1 \quad \text{und} \quad Q_2 = \frac{U}{\mu} \sin \delta_2 \quad (522)$$

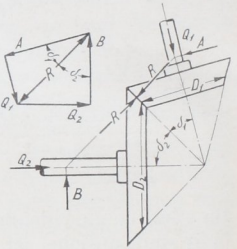


Abb. 1813. Kegelreibräder.

nötig, wobei  $\delta_1$  und  $\delta_2$  die halben Spitzenwinkel der Kegel bedeuten. Demnach verlangt das kleinere Rad den geringeren Anpreßdruck; wenn der Antrieb aus- und eingerückt werden soll, wird man das kleinere verschiebbar machen, wie Abb. 1814 an einem einfachen Reibradwendegetriebe zeigt. Sitzen die Räder  $a$  und  $b$  auf der treibenden Welle  $A$ , so kann die Welle  $B$  in dem einen oder anderen Sinne angetrieben werden, wenn das rechte oder das linke Rad durch den Gleitring  $g$  an die Scheibe  $C$  angepreßt wird.

Geschwindigkeitsänderungen und Umkehr der Bewegung, selbst während des Ganges,

lassen sich auf konstruktiv einfache Weise durch das Teller- oder Diskusgetriebe, Abb. 1815, herbeiführen. Die mit unveränderlicher Geschwindigkeit angetriebene Welle  $W_1$  trägt an ihrem Ende eine eben abgedrehte Reibscheibe  $S$ , welche die schwach ballige Diskusscheibe  $D$  vom Durchmesser  $d$  mit verschiedener Geschwindigkeit mitnimmt, je nachdem  $D$  in größerer oder geringerer Entfernung  $x$  von der Achse der Welle  $W_1$  anliegt. Im Mittelpunkt selbst hört der Antrieb auf; darüber hinaus verschoben, läuft die Scheibe  $D$  in entgegengesetztem Sinne. Ist  $n_0$  die minutliche Drehzahl der treibenden Welle  $W_1$ , so folgt unter Vernachlässigung des Gleitens die Drehzahl der Diskusscheibenwelle  $W_2$ :

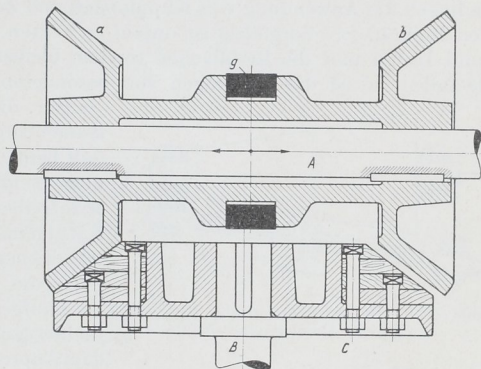


Abb. 1814. Reibradwendegetriebe.

$$n = n_0 \cdot \frac{x}{d/2}. \quad (523)$$

Die Reibungsverhältnisse sind um so ungünstiger, je näher die Diskusscheibe am Mittelpunkte des Tellers  $S$  arbeiten muß. Das äußert sich nicht allein in stärkerem Gleiten, größeren Geschwindigkeitsverlusten und Abnutzungen, sondern auch in der Abnahme der Umfangskraft, wie die Versuche an dem unten näher beschriebenen Beispiele zeigen.

Aus dem gleichen Grunde ist die Verwendung der Umkehrung des Getriebes, bei welcher die Diskusscheibe treibend wirkt, insofern beschränkt, als der mittlere Teil der Scheibe  $S$  nicht benutzt werden kann. Bei der Berechnung und Durchbildung muß beachtet werden, daß sowohl die Diskuswelle  $W_2$ , wie auch die Welle  $W_1$  durch den Anpreßdruck stark auf Biegung beansprucht sind,  $W_1$  besonders, wenn die Diskusscheibe in der Nähe des äußeren Randes von  $S$  arbeitet. Eine lange Lagerung von  $W_1$  ist deshalb sehr zu empfehlen.

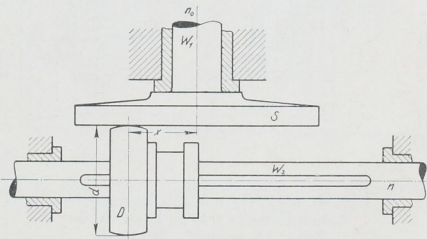


Abb. 1815. Tellergetriebe.

Veränderungen der Geschwindigkeit in gewissen Grenzen ermöglicht auch das in Abb. 1816 schematisch dargestellte Getriebe. Unvorteilhaft ist jedoch die schiefe Stellung der Achsen zueinander.

Anwendung der Reibräder. Die Nachteile der Reibräder: der große Anpreßdruck, die Unsicherheit der Übertragung bei auftretendem Gleiten sowie die dadurch bedingten, oft unregelmäßigen Abnutzungen, sind hinreichend Gründe dafür, Reibräder möglichst zu vermeiden. Oft ist es auch konstruktiv umständlich, den Anpreßdruck etwa durch Federn oder Gewichte zu erzeugen. Bei hohen Belastungen oder bei häufigem Einrücken

ist Warmlaufen der Räder nicht ausgeschlossen. Reibräder werden verwendet, wenn es sich darum handelt, geräuschlos Gang zu erzielen, den Antrieb rasch ausrückbar zu machen, die Umkehr der Bewegung oder allmähliche Geschwindigkeitsänderungen zu ermöglichen, ferner dort, wo wegen auftretender Stöße Zahnräder ausgeschlossen sind. Beispiele für den letzten Fall finden sich u. a. an Spindelpressen und Stanzen, bei denen Reibräder beim Aufsetzen des Stempels gleiten, wenn sie noch angepreßt sind, während Zahnräder Brüchen ausgesetzt wären. Die übertragbaren Kräfte sind gering; größere bedingen die Anwendung von Kupplungen und Zahnrädern oder Riementrieben an Stelle von Reibrädern. Sorgfältig ist darauf zu achten, daß die Räder auf ihren Wellen genau rund laufen und die Reibflächen trocken bleiben. Können Öl- oder Wassertropfen auf sie fallen, so ist das Anbringen von besonderen Schutzblechen oder Kappen geboten.

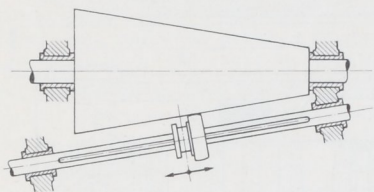


Abb. 1816. Reibscheibengetriebe für veränderliche Geschwindigkeit.

Für die Umfangsgeschwindigkeit ist an sich keine obere Grenze gegeben; doch ist zu beachten, daß beim Einrücken während des Ganges Gleiten unvermeidlich ist, weil die durch die Reibräder anzutreibenden Teile beschleunigt werden müssen. Naturgemäß fällt das Gleiten um so stärker und schädlicher aus, — dementsprechend sind Reibräder um so weniger zu empfehlen, — je größer die Laufgeschwindigkeiten und je bedeutender die in Bewegung zu setzenden Massen sind. Auch bei den Anpreßvorrichtungen spielen die Massen eine

große Rolle. Hebel mit Gewichtsbelastung sind weniger vorteilhaft, weil sie bei unrundem Lauf der Scheibe in oft sehr heftige Schwingungen geraten, die den ruhigen Lauf beeinträchtigen oder gar unmöglich machen. Ausführungen mit Federn von geringen Massen sind ihnen gegenüber vielfach vorzuziehen.

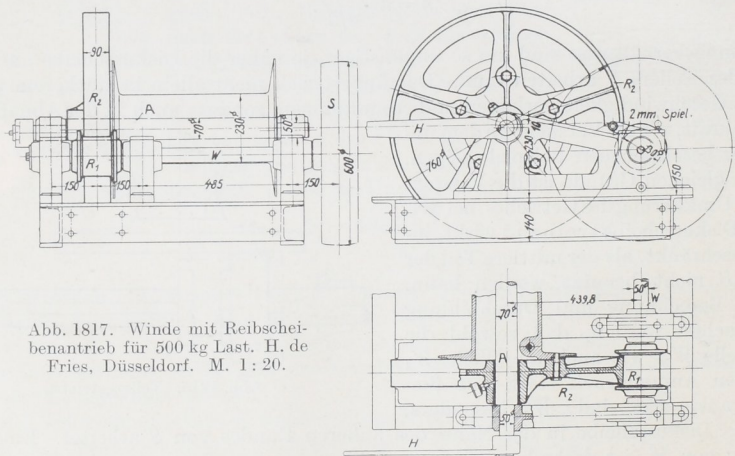


Abb. 1817. Winde mit Reibscheibenantrieb für 500 kg Last. H. de Fries, Düsseldorf. M. 1: 20.

Der Wirkungsgrad von Reibrädern kann mit 0,85 bis 0,9 angenommen werden.

Abb. 1817 stellt eine einfach durchgebildete Reibungswinde für 500 kg Last der Firma Heinrich de Fries in Düsseldorf dar. Gegen das Reibrad  $R_1$ , das auf der von einem Kleinmotor oder einer Transmission durch die Riemscheibe  $S$  getriebenen Welle  $W$  sitzt, wird zum Heben der Last das Rad  $R_2$  durch den Handhebel  $H$  gepreßt. Zu dem Zwecke ist die Achse  $A$ , auf der  $R_2$  und die Trommel in Büchsen laufen, in den beiden Böcken auf dem Rahmen der Winde um 10 mm exzentrisch gelagert. Wird der Hebel  $H$  nach oben gedreht, so wird das Rad  $R_2$  nach rechts gegen  $R_1$  gedrückt. Die Achsbelastung-

gen, die dabei auftreten, werden durch die kräftigen Lagerböcke, in denen die Zapfen von  $A$  ruhen, unmittelbar aufgenommen und ausgeglichen.  $R_1$  ist beiderseits durch dicht herangesetzte Lager gehalten und geführt.

Bei Verwendung der Winde zum Lastheben ist eine geeignete Bremse notwendig, die beim Loslassen des Hebels  $H$  oder beim Aufhören des Antriebs selbsttätig in Wirkung tritt und die Last festhält. Das Senken derselben geschieht durch Lüften der Bremse.

Ein Tellergetriebe für eine Festigkeitsprüfmaschine zeigt Abb. 1818. Die Antriebscheibe  $S$  ist eine Riemenscheibe und kann durch das Gewicht  $G$  am Winkelhebel  $H$  gegen die Diskusscheibe  $R$  gepreßt werden. Diese ist vermittels des Handrades  $B$ , das durch drei Zahnräder  $Z$  auf die beiden Schraubenspindeln  $A$  wirkt, verstellbar.

Die abnehmbare Kurbel  $K$  dient zum Betriebe der Maschine von Hand, wenn die Reibscheibe  $S$  ausgerückt ist. Zur Vergrößerung der Reibung ist  $S$  mit Leder überzogen. Zwecks Ausrückens wird der Hebel  $H$  angehoben und durch Umlegen des Anschlages  $C$ , wie gezeichnet, abgestützt. Die Welle  $W_1$  läuft in einem langen Lager.

Mit dem Getriebe angestellte Versuche bei verschiedenen Anpreßdrucken und Stellungen der Diskusscheibe führten zu den in den Abb. 1819 und 1820 wiedergegebenen Zahlen. In Abb. 1819 stellen die Ordinaten die größten Umfangskräfte  $U$  im Augenblick des Gleitens in den verschiedenen Stellungen der Diskusscheibe dar. Während die Tellerscheibe  $S$  dauernd lief, wurden die an der Diskusscheibe wirkenden größten Kräfte  $U$  dadurch bestimmt, daß der Umfang der Scheibe durch ein Band festgehalten wurde, in das eine Federwaage zur Messung der Umfangskraft

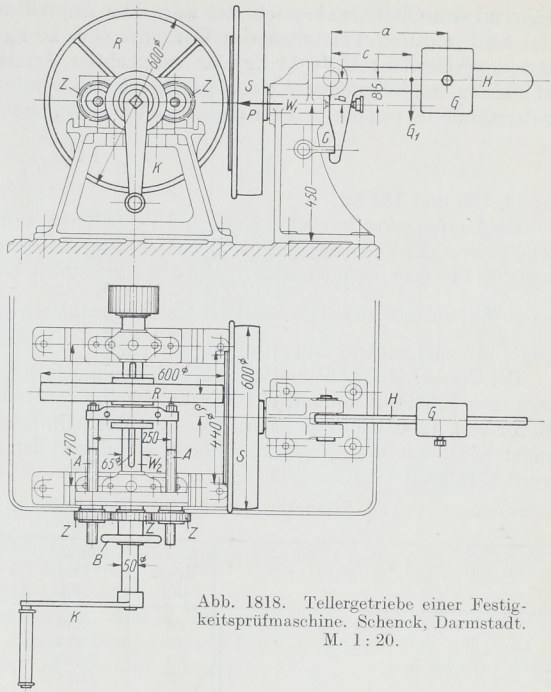


Abb. 1818. Tellergetriebe einer Festigkeitsprüfmaschine. Schenk, Darmstadt. M. 1: 20.

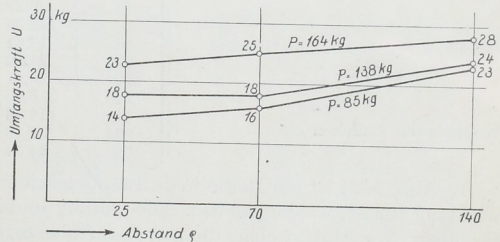


Abb. 1819. Größte Umfangskraft  $U$  in Abhängigkeit vom Abstand  $q$  und Anpreßdruck  $P$  am Tellergetriebe Abb. 1818.

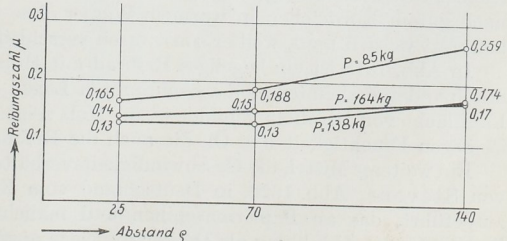


Abb. 1820. Reibungszahl  $\mu$  in Abhängigkeit vom Abstand  $q$  und Anpreßdruck  $P$  am Tellergetriebe Abb. 1818.

ein Band festgehalten wurde, in das eine Federwaage zur Messung der Umfangskraft

während des Gleitens eingeschaltet war. Die Anpreßkraft  $P$  der Tellerscheibe wurde in drei Stufen durch Verstellen des Gewichts  $G = 20$  kg verändert.  $P$  ergab sich aus  $G$  und dem Gewicht  $G_1$  auf 1 kg des wagrechten Armes des Hebels  $H$  mit den in die Abbildung eingeschriebenen Hebelarmen  $a$ ,  $b$  und  $c$  unter Vernachlässigung der Reibungswiderstände im Gelenk und im Lager der Welle  $W_1$  nach:

$$P = G \cdot \frac{a}{b} + G_1 \cdot \frac{c}{b}$$

zu 85, 138 und 164 kg.

Die Umfangskräfte  $U$  steigen nach Abb. 1819 mit zunehmendem Abstand  $o$  der Diskusscheibe von der Tellermitte, z. B. bei  $P = 85$  kg Anpreßdruck von 14 bei  $o = 25$  auf 23 kg bei  $o = 140$  mm, nehmen aber nicht den Anpreßdrücken verhältnismäßig, sondern langsamer zu, so daß sich verschiedene Reibungszahlen  $\mu = \frac{U}{P}$  ergeben, die, wie Abb. 1820 zeigt, mit steigendem Anpreßdruck sinken.

Bei Versuchen der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft in Grafenstaden (XXIV, 1) an einem Tellergetriebe mit einer Diskusscheibe von 100 mm Durchmesser, die von einem Motor mit 1200 Umdrehungen, also mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 6,28 m/sek angetrieben war und die in 100 mm Abstand von der Mitte der zweiten Scheibe anlag, wurden folgende Zahlen ermittelt:

Zusammenstellung 146. Versuchswerte an einem Tellergetriebe der Elsässischen Maschinenbau-Ges., Grafenstaden.

	Anpreßdruck kg	Umfangskraft kg	Übertragene Leistung PS	Reibungszahl	Wirkungsgrad %
Leder auf Gußeisen . . . . .	25	6,30	0,5	0,252	0,528
	42	12,38	1,0	0,294	0,655
	55	18,45	1,5	0,335	0,732
	75	24,54	2,0	0,327	0,719
	90	30,62	2,5	0,340	0,710
	18	6,29	0,5	0,349	0,521
Gepreßtes Hanfpapier auf Gußeisen . .	30	12,36	1,0	0,412	0,647
	45	18,44	1,5	0,409	0,726
	60	24,52	2,0	0,408	0,764
	75	30,61	2,5	0,408	0,733
Pockholz auf Gußeisen . . . . .	22	6,29	0,5	0,286	0,525
	44	12,38	1,0	0,281	0,656
	60	18,46	1,5	0,307	0,734
	72	24,54	2,0	0,340	0,769

In Abb. 1821 ist ein Reibscheibenwendegetriebe, wie es an Spindelpressen häufig Verwendung findet, wiedergegeben. Die ständig umlaufende Welle  $A$  trägt zwei gußeiserner Scheiben,  $S_1$  und  $S_2$ , welche die mit Leder überzogene dritte  $S_3$  in der einen oder anderen Drehrichtung antreiben, je nachdem, welche von ihnen angepreßt wird. Praktisch nicht leicht ist die Herstellung eines haltbaren Lederüberzuges, der überall gleich dick sein und nach gutem Einweichen in warmem Wasser ohne irgendwelche Falten aufgebracht und befestigt werden muß, weil er sonst rasch verschleißt.

In Abb. 1814 ist ein kegeliges Reibrad mit Holzbesatz dargestellt, der aus einzelnen, miteinander verleimten und verschraubten Lagen besteht und so unterteilt ist, daß die Lauffläche von Hirnholz gebildet wird. Holz zeigt oft ungleichmäßige Abnutzungen und ist gegen Feuchtigkeit und Öl, die auch die Reibung vermindern, empfindlich.

Ein weiteres Mittel, die Geschwindigkeitsverhältnisse zu verändern, bietet das Getriebe von Stevens, Abb. 1822, in Deutschland vom Eisenwerk Wülfel in Hannover-Wülfel ausgeführt, das an Papiermaschinen und manchen Werkzeugmaschinen Verwendung findet. In der Abbildung als Deckenvorgelege ausgebildet, besteht es aus zwei kegeligen Trommeln, zwischen welche ein geschlossener, durchweg gleich dicker Riemen eingeklemmt ist, der das Übertragungsmittel bildet. Je nach der Stellung, die der Riemen gegenüber den Trommeln hat, wird die Geschwindigkeit größer oder kleiner; sie wächst,



wenn der Riemen nach dem dünneren Ende der getriebenen Scheibe hin verschoben wird. Die Verstellung ist während des Ganges möglich durch Ziehen an einer der beiden Kugeln, wodurch das Führungsgehäuse des Riemens längs der schrägen Ringe verschoben wird, oder auch durch eine schräge Schraubenspindel, die von Hand oder durch ein Kettenrad angetrieben werden kann. Der Anpreßdruck wird durch zwei Schrauben erzeugt, welche die beiden Lager der unteren Trommelwelle in dem Lagerrahmen gleichzeitig verschieben, wenn sie durch den herabhängenden Hebel angezogen werden. Das Ausrücken kann durch Vermindern des Anpreßdrucks oder durch eine Losscheibe auf der treibenden Welle bewirkt werden. Die Vorteile des Getriebes liegen in den geringen Anpreßdrucken, weil das nachgiebige Leder eine größere Berührungsfläche bietet, ferner in der Möglichkeit größere Kräfte als durch Diskusräder zu übertragen und in der größeren Betriebssicherheit. Dagegen ist das Getriebe teuer.

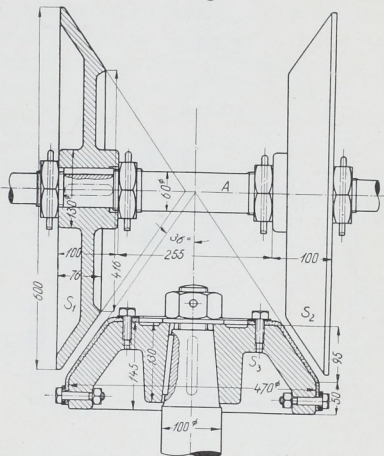


Abb. 1821. Reibscheibenwendegetriebe für Spindelpressen. M. 1 : 10.

Einen wesentlichen Fortschritt bietet das Kruppreibradgetriebe der Firma Fr. Krupp A.-G., Essen, Abb. 1823, dadurch, daß die Belastung der Lager durch den bedeutenden Anpreßdruck gewöhnlicher Reibräder infolge der Kraftschlüssigkeit des Getriebes beträchtlich vermindert, der Wirkungsgrad aber erhöht. Die treibende Rolle *a*, die getriebene *b* und eine Umkehrrolle *c*

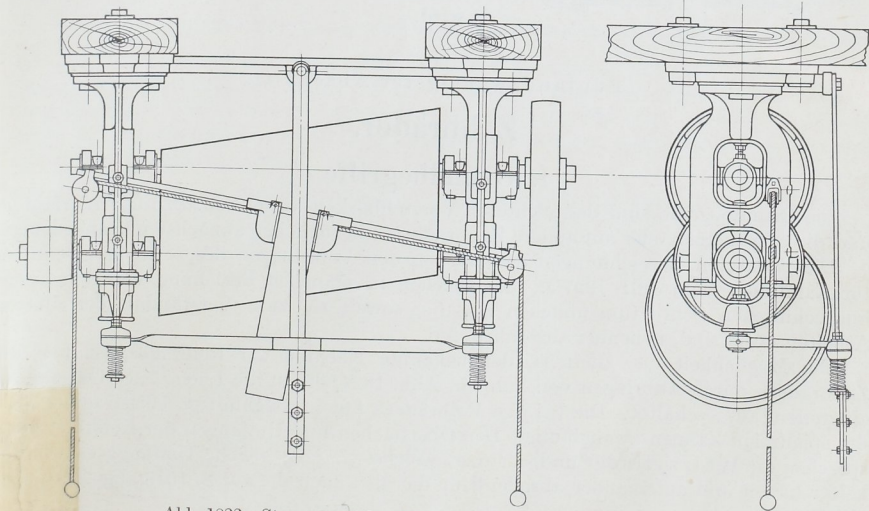


Abb. 1822. Stevengertriebe. Eisenwerk Wülfel, Hannover-Wülfel.

werden von einem kräftigen Ring *d* umschlossen, welcher deren gegenseitige Anpressung erzeugt. Während des Stillstandes liegt derselbe mit nur geringer Vorspannung an *a* und *c* an. Beim Betriebe geht er in die gestrichelte Lage über, weil ihn die Rolle *a*

durch die Reibung unter Drehung um den Anlagepunkt  $E$  der Rolle  $c$  mitnimmt. Dann liegen aber die Berührungspunkte  $E$  und  $F$  auf einer Sehne des Ringes, als der Durchmesser des Ringes ist, werden die Rollen schärfer aneinandergedrückt, bis die Reibung zur Übertragung der in Frage kommenden Leistung genügt. Das Getriebe läuft in Öl in einem geschlossenen Kasten. Es eignet sich nach der Druckschrift der Firma für verhältnismäßig große Leistungen bei günstigem Wirkungsgrad, geräuschlosem Gang und Übersetzungen von 1:2 bis 1:15, wobei allerdings die übertragbare Leistung mit steigender Übersetzung abnimmt. Ringe und Rollen werden hoch beansprucht, bestehen aus Sonderstahl und müssen genau zylindrisch geschliffen sein. Es ist gleichgültig, welche der drei Rollen als treibendes oder getriebenes Glied verwandt wird.

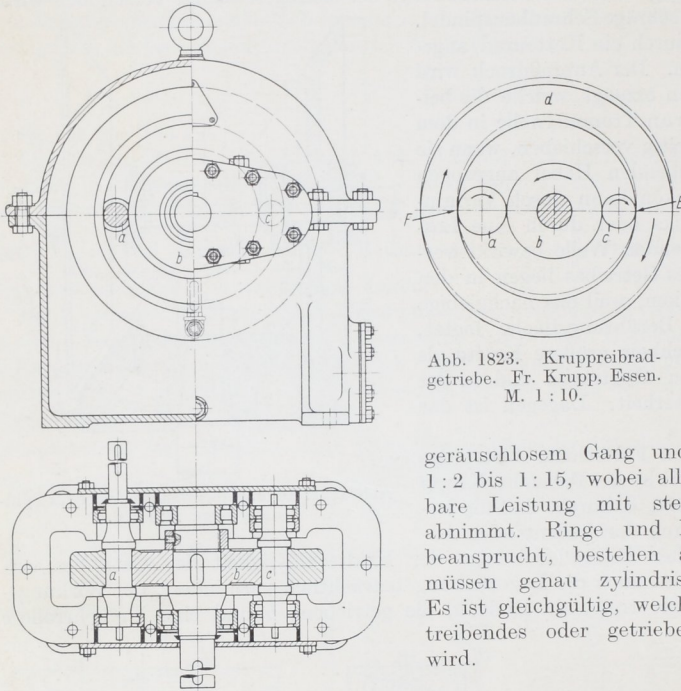


Abb. 1823. Krupp-Reibrad-getriebe. Fr. Krupp, Essen. M. 1:10.

Fünfundzwanzigster Abschnitt.

## Zahnräder.

### I. Grundbegriffe.

Die Grundbegriffe sind der leichteren Vorstellbarkeit wegen an Stirnrädern erläutert und die allgemeinen oder auf andere Zahnradarten bezüglichen zunächst nur angedeutet.

Die benutzten Bezeichnungen entsprechen den Vorschlägen des Normenausschusses für Zahnräder vom Juli 1927<sup>1)</sup>. Sie weichen in mancher Beziehung von den bisher im technischen Schrifttum üblichen ab, die, soweit sie zum Verständnis der älteren Arbeiten nötig sind, nebenbei angeführt sind.

Die Möglichkeit des Gleitens, der bekannte Nachteil der Reibräder, ist bei den Zahnrädern durch Anbringen von Zähnen, Abb. 1824, die in die Lücken des Gegenrades eingreifen, ausgeschaltet. Die bei den Reibrädern nur kraftschlüssige Übertragung wird bei spielfreien Zähnen zwangsläufig. Den Oberflächen und Umfängen der Reibräder entsprechen die Wälzzylinder und -kreise, welche wie jene gleiche Umfangsgeschwindigkeit  $v$  haben und aufeinander abrollen, für die also auch die auf S. 1018 abgeleitete Beziehung gilt:

$$\frac{D'_1}{D'_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \text{konst} = u. \quad (524)$$

<sup>1)</sup> Die kleinen Abweichungen, Eingriffslinie, Eingriffsfeld, Bezugsprofil, Achsentfernung statt Eingriffslinie, Eingriffsfeld, Bezugsprofil, Achsentfernung usw. zu schreiben, mögen der kürzeren und glatteren Aussprache wegen gestattet sein.