

Zu den Spirälrädern muß auch die in den Spindeluhren gebräuchliche conische Schnecke gerechnet werden (s. w. u.).

**Reibungsräder.** Wenn die Mittheilung der Bewegung durch bloße §. 51. Verührung der Radumfänge bewirkt werden soll, so müssen die Räder, welche dann Frictions- oder Reibungsräder heißen, mit solcher Kraft gegen einander gepreßt werden, daß die zwischen den Umfängen entstehende Reibung mindestens den Betrag der zu übertragenden Kraft  $K$  erreicht. Bezeichnet  $\varphi$  den Reibungscoefficienten, so ist der nöthige Druck der Räder gegen einander

$$R = \frac{K}{\varphi},$$

und damit dieser nicht unnöthig groß ausfalle, muß man  $\varphi$  durch richtige Auswahl der Materien und durch Rauhalten der Verührungsflächen möglichst groß zu machen suchen. Deshalb läßt man gern Holz auf Holz, oder mindestens Holz auf Gußeisen laufen, oder belegt wohl gar den einen Radumfang mit Leder, und zwar vorzüglich mit Büffelleder. Man fertigt kleinere Frictionsräder auch wohl ganz aus concentrischen Scheiben von Leder und in neuerer Zeit wohl auch aus vielen solchen Scheiben aus festem Hanfpapier, welche durch den Druck starker hydraulischer Pressen in derselben Art mit einander vereinigt werden, wie dies bei der Herstellung der Papierwalzen für die Kalander geschieht. Nimmt man im Mittel für diese Materialien  $\varphi = 0,4$  an, so folgt der zwischen den Rädern erforderliche Druck mindestens zu

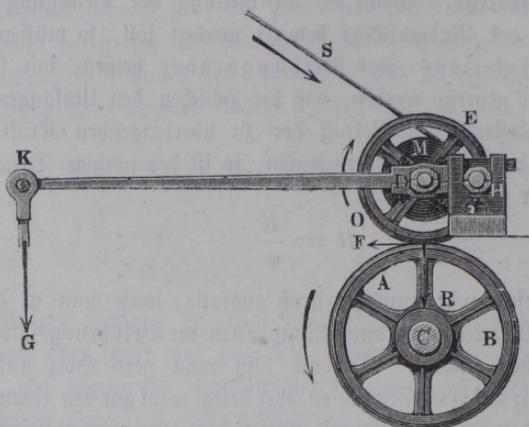
$$R = \frac{K}{\varphi} = 2,5 K,$$

welcher Druck nur an den Zapfen beider Axen Reibung erzeugt. Ueberdies bieten aber die Reibungsräder noch den Uebelstand dar, daß wenigstens das eine von ihnen keine feste Lagerung erhalten darf, da nur durch die Axenlager der Druck  $R$  auf das Rad übertragen werden kann. Es werden deshalb die Reibungsräder auch nur selten, und in der Regel nur da angewendet, wo man es, wie z. B. bei Mühlen- oder Sichtaufzügen, mit einer unveränderlichen Last zu thun hat, und wo ein sich oft wiederholendes In- und Außergangsetzen der Maschine nöthig ist.

Die Einrichtung eines solchen Räderwerks zur Bewegung einer Winde zeigt Fig. 164 (a. f. S.). Hier ist  $AB$  das auf der festgelagerten Welle befindliche Treibrad, von welchem das auf der Trommelwelle  $D$  angebrachte Rad  $EO$  seine Bewegung empfängt. Zu dem Ende sitzen die Zapfenlager des letzteren in einem gegabelten Hebel  $KDH$ , der um  $H$  drehbar ist, und durch eine bei  $K$  angreifende Kraft  $G$  auf- oder niedergedrückt wird, je nachdem die Trommel außer oder in Gang gesetzt werden soll. Beim Niederziehen des

gedachten Hebels wird das Rad  $DEO$  mit einer gewissen Kraft  $R$  gegen den Umfang des Treibrades  $ACB$  gedrückt, und mittelst der aus letzterer

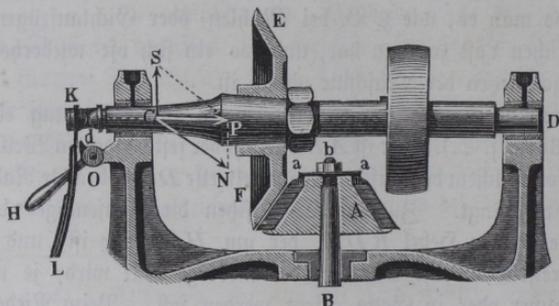
Fig. 164.



hervorgehenden Reibung  $F = \varphi R$  die Umdrehung der Welle  $C$  dieses Rades auf die Welle  $D$  der Trommel  $M$  übertragen, um welche sich das die Last tragende Seil  $S$  wickelt.

Die Frictionsräder wendet man auch bei Maschinen mit schnell umlaufenden Wellen an, welche oft in und außer Gang zu setzen sind. Da die Reibung nur allmählig eine Geschwindigkeitsveränderung hervorbringt, so werden bei Anwendung derselben als Transmissionskraft die Stöße vermieden, welche in dem angegebenen Falle bei Zahnradwerken bedeutend ausfallen können. In dieser Hinsicht wirken die Frictionsräder ähnlich wie die Frictionskupplungen, und sind deshalb namentlich zur Vermittelung der schnellen Bewegung bei Centrifugaltrockenmaschinen beliebt. Ein conisches Frictionsräderwerk für eine schnell umlaufende Turbine führt Fig. 165 vor

Fig. 165.



Augen. Das auf der Turbinenwelle sitzende conische Rad *A* ist von einer Schicht Federringe umgeben, welche mittelst einer ringförmigen Schraubemutter *aa* zusammengebrückt werden, während das Rad selbst durch eine Schraube *b* fest mit der Welle *B* verbunden wird. Auf der horizontalen Welle *CD* sitzt das glatt abgedrehte conische Rad *EF*, welches mittelst einer gewissen Normalkraft *N* gegen den Ledermantel des ersteren Rades gedrückt wird. Die hieraus hervorgehende Reibung  $\varphi N$  ist der größte Werth von einem Rade auf das andere zu übertragenden Kraft. Eine Feder *KL* sucht die Welle *CD* in ihrer Axenrichtung mit einer gewissen Kraft *P* fortzuschieben, welche sich in die Componenten *N* und *S* zerlegt, wovon die erstere die gedachte Normalkraft und die andere eine von den Zapfenlagern aufzunehmende Seitenkraft ist. Ist  $\alpha$  der Neigungswinkel der Seite des Kegels *A* gegen die Axe, also auch der Winkel *DCN*, so haben die gedachten Seitenkräfte die Werthe

$$N = \frac{P}{\cos \alpha} \text{ und } S = P \tan \alpha,$$

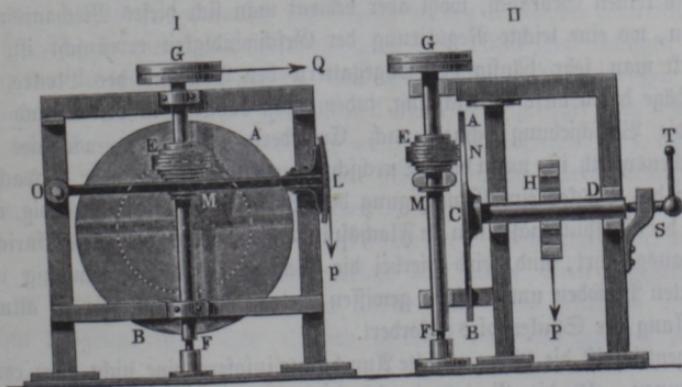
und es ist die mögliche Umdrehungskraft des Räderwerkes

$$K = \varphi N = \frac{\varphi P}{\cos \alpha}.$$

Während der Bewegung wird durch den Federdruck *P* am Ende der Welle *DC* eine Spurzapfenreibung erzeugt, welche man durch kugelförmige Bildung des Wellenendes bei *d* möglichst herabzuziehen pflegt. Zum Ausrüden der Bewegung genügt ein Druck auf den Winkelhebel *HOD*, dessen kürzerer Arm *Od* dann, wie aus der Figur ersichtlich ist, die Feder zurückbiegt.

Anstatt der conischen Frictionscheiben wendet man behufs der bequemen §. 52. Veränderung des Umsetzungsverhältnisses in vielen Fällen die in Fig. 166

Fig. 166.



dargestellte Anordnung an, bei welcher die treibende Welle  $CD$  an einem Ende mit einer ebenen Scheibe von Gußeisen (Planscheibe) versehen ist, während die zu treibende Axe  $GF$  eine cylindrische als Holz- oder Lederscheibe gefertigte Frictionscheibe  $E$  erhält. Der genügende Druck der Scheiben gegen einander wird dadurch herbeigeführt, daß man die Welle  $DC$  in ihren Lagern verschiebbar, d. h. ohne Anläufe lagert, und durch eine gegen das Wellenende wirkende Schraube  $S$  vermöge des Schlüssels  $T$  gegen die Scheibe  $E$  preßt. Die Welle  $DC$  erhält ihren Betrieb von einer Transmissionswelle aus auf die Riemscheibe  $H$ , während die getriebene Welle  $FG$  durch das Rad  $G$  die Bewegung weiter fortpflanzen kann. Durch den um  $O$  drehbaren Hebel  $OL$ , welcher bei  $M$  die Scheibe  $E$  in einer Halsnuth umfaßt, läßt sich erstere auf ihrer Axe verschieben und erreicht man hierdurch den Vortheil, jederzeit das Umsetzungsverhältniß nach Belieben ändern zu können. Ist nämlich der mittlere Berührungspunkt  $N$  beider Scheiben von der Mitte  $C$  der Planscheibe um  $a$  entfernt, und  $b$  der Halbmesser der Frictionscheibe  $E$ , so hat man als Umsetzungsverhältniß den Werth  $\frac{a}{b}$  in Rechnung zu stellen, indem in den beiden durch  $N$  gehenden, zu den Axen concentrischen Kreisen die Peripheriegeschwindigkeiten gleich groß vorausgesetzt werden müssen. Bezeichnet  $a_1$  den größten Abstand von  $C$ , bis zu welchem die Mitte der Scheibe  $E$  gebracht werden kann, so ist das größte Umsetzungsverhältniß durch  $\frac{a_1}{b}$  gegeben, welches dadurch, daß man die Scheibe  $E$  bis zur Mitte  $C$  herunterschiebt, bis auf Null gebracht wird. Wird nun die Scheibe  $E$  noch tiefer, also unter die Mitte  $C$  heruntersgeschoben, so wird das Umsetzungsverhältniß absolut genommen wieder größer aber negativ, d. h. die Welle  $GF$  nimmt jetzt eine entgegengesetzt gerichtete Umdrehung an. Von letzterem Umstande macht man in der Regel in der Praxis keinen Gebrauch, wohl aber bedient man sich dieses Mechanismus in Fällen, wo eine leichte Regulirung der Geschwindigkeit erwünscht ist. So bewirkt man sehr häufig bei Sägegattern den Vorschub des Blockes gegen die Säge durch diese Einrichtung, indem man dadurch in den Stand gesetzt ist, die Vorschübung schnell nach Erfordern zu ändern, wie dies z. B. wünschenswerth ist, wenn beim Durchschneiden einer ästigen oder verwachsenen Stelle des Blockes eine Ermäßigung des Vorschubes sich nothwendig macht. Auch bei Vorspinnmaschinen in Flachspinnereien findet man diese Einrichtung öfter ausgeführt, und wird hierbei die Scheibe  $E$  ganz regelmäßig in bestimmten Perioden um je einen gewissen Betrag verschoben, wie die allmähliche Anfüllung der Spulen dies erfordert.

Eigentlich ist die hier gewählte Anordnung insofern eine nicht ganz correcte zu nennen, als die Peripheriegeschwindigkeiten der beiden Scheiben nicht

in allen Punkten ihrer Berührungslinie gleich groß sein können, indem dazu nach §. 45 erforderlich ist, daß die Scheiben die Form von Kegelmänteln haben, deren gemeinschaftliche Spitze im Durchschnitte der Axen gelegen ist. Da diese Bedingung wegen der Verschiebung der Scheibe *E* nicht ermöglicht werden kann, so wird die Peripheriegeschwindigkeit beider Scheiben auch nur in einem Punkte der Berührungslinie, etwa im Mittelpunkte *N* derselben, gleich sein, obwohl auch nicht mit voller Sicherheit behauptet werden kann, daß dieser Punkt gerade die Mitte der Berührungslinie ist. Alle über diesen Punkt *N* gleicher Geschwindigkeit hinausliegenden Punkte der Planscheibe bewegen sich mit größerer, alle innerhalb liegenden Punkte mit geringerer Geschwindigkeit, als die mit ihnen in Berührung kommenden Punkte der Scheibe *E*. Die Folge davon ist, daß durch die beständige Friction die Scheibe *E* bald ein derartig leicht abgerundetes Profil annimmt, daß die Berührung nur in einer sehr schmalen Fläche vor sich geht. Man führt daher die Scheibe *E* meist von vornherein in nur geringer Breite aus.

Bei Centrifugaltrockenmaschinen wählt man dieses Getriebe hauptsächlich auch aus dem Grunde, um die Trommel, welche hierbei direct auf der Welle *GF* angebracht ist, bei schnell rotirender Axe *DC* doch ganz allmählig in und außer Gang setzen zu können, indem man dazu nur nöthig hat, die Scheibe *E* von der Mitte *C* langsam nach außen, beziehungsweise von außen langsam nach innen zu bewegen. Ginge man beim Außergangsetzen noch unter die Mitte *C* herab, so würde der nun entgegengesetzt wirkende Antrieb sogar bremsend wirken, wovon man aus Rücksicht auf die gute Erhaltung der Theile aber meist keinen Gebrauch zu machen pflegt.

Ein großer Uebelstand der besprochenen Einrichtung besteht auch hier, wie bei allen Frictionsscheiben, in dem Auftreten großer Zapfenreibungswiderstände, welche bei der vorliegenden Anordnung einestheils an der Spur der Schraube *S*, anderentheils in dem Halslager der Axe *GF* sich einstellen. Letzterer Widerstand ist namentlich sehr störend bei den Wellen der Centrifugen, die bei ihrer außerordentlichen Geschwindigkeit (bis 1000 Umdrehungen pro Minute) bald zu schlottern beginnen, was gerade wegen dieser großen Geschwindigkeit die bedenklichsten Zufälligkeiten schon herbeigeführt hat. Man hat in dieser Beziehung die Anordnung eines doppelten Betriebes\*), wie sie in Fig. 167 (a. f. S.) dargestellt ist, als wesentliche Verbesserung zu erkennen. Hier sind zwei Planscheiben *A* und *A'* auf zwei mit gleicher Geschwindigkeit nach entgegengesetzten Richtungen laufenden Wellen *CD* und *C'D* angebracht, welche von beiden Seiten gegen die Scheibe *E* gepreßt werden, so daß die Welle *GF* einem seitlichen Drucke gar nicht ausgesetzt ist. Der Antrieb geschieht natürlich auf die beiden

\*) S. Zeitschrift deutsch. Ing. Jahrg. 1874, S. 531.

Riemscheiben  $H$  und  $H'$  durch einen offenen und durch einen gekreuzten Riemen.

Um die Uebertragung auch größerer Kräfte durch Frictionsräder zu ermöglichen, ohne die Pressung beträchtlich machen zu müssen, sind von

Fig. 167.

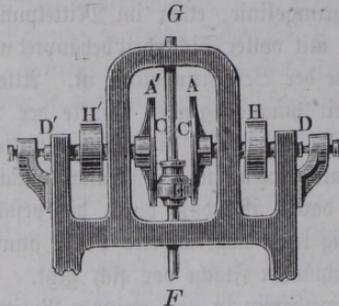
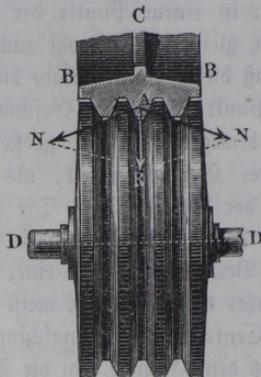


Fig. 168.



Minotto die sogenannten Keilräder angegeben worden, von denen Fig. 168 eins  $DAD$  in der Seitenansicht, das zugehörige im Kranzdurchschnitt  $BCB$  darstellt. Hier sind die cylindrischen Kränze mit einer Anzahl ringsum eingebrochener Nuthen oder Furchen von keilförmigem Querschnitte derartig versehen, daß die erhabenen Ringe des einen in die Furchen des anderen eingreifen. Daß hierdurch eine Vergrößerung der Friction herbeigeführt wird, ergibt ohne Weiteres die Theorie des Keils, es wird eine auf die Räder wirkende Arenpressung  $R$  sich in zwei Componenten  $AN$  zerlegen, für welche man die bekannte Beziehung hat:

$$R = 2N \left( \sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2} \right),$$

wenn  $\alpha$  den Neigungswinkel der Seitenflächen gegen einander angiebt. Ganz ähnlich wie in früheren Beispielen (s. §. 11 und §. 31) wird daher auch hier, unter  $\varphi$  den Reibungscoefficienten verstanden, die Größe der Friction, welche einem Gleiten der Radumfangs auf einander sich entgegensetzt, durch

$$F = \frac{\varphi R}{\sin \frac{\alpha}{2} + \varphi \cos \frac{\alpha}{2}} \quad *)$$

gefunden.

\*) Auch hierfür findet man mehrfach in Lehrbüchern die Formel  $F = \frac{\varphi R}{\sin \frac{\alpha}{2}}$

angegeben, es gilt hierfür das in §. 31 darüber Gesagte.

Die Anzahl der Keilnuthen ist für die Theorie gleichgültig, für die Ausführung ist die Anordnung mehrerer Nuthen jedoch derjenigen einer einzigen vorzuziehen, weil dabei die Tiefe der Nuthen vermindert werden und der Flächenruck hinreichend klein gehalten werden kann. Daß nämlich die Tiefe der Furchen um so nachtheiliger wirkt, je größer sie ist, erkennt man leicht. Berühren sich ein Ring und eine Furche, Fig. 169, in einer Länge  $ab$ , so können die Umfangsgeschwindigkeiten doch nur in einem Punkte, etwa in

Fig. 169.

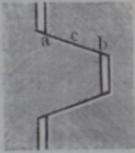


Fig. 170.



$c$ , gleich groß sein; in allen anderen Punkten zwischen  $c$  und  $a$  sowie  $c$  und  $b$  sind ungleiche Geschwindigkeiten vorhanden, welche starke schädliche Reibungen herbeiführen, die um so größer ausfallen müssen, je größer die Längen  $ca$  und  $cb$  im Verhältnisse zu den Radhalbmessern sind. In Folge dieser Reibungen werden die Oberflächen bald eine Form wie Fig. 170 andeuten, so daß der Druck sich doch nur auf einen Punkt  $c$  oder eine sehr schmale Fläche concentrirt, weshalb die Anordnung mehrerer Furchen resp. Rippen neben einander sich empfiehlt.

Der Winkel  $\alpha$  der Keile wird etwa zu  $30^\circ$  angenommen. Auch für conische Räder hat Minotto diese Anordnung unter Anwendung nur einer nachstellbaren Rinne angewandt, ebenso hat man Keilräder für Locomotivbetrieb zur Ueberwindung größerer Steigungen in Vorschlag gebracht. Reuleaux empfiehlt die Keilräder vorzugsweise für Uebersetzungen ins Langsame.

Anmerkung. Nimmt man den Reibungscoefficienten zu 0,2 und den Winkel  $\alpha = 30^\circ$  an, so erhält man

$$F = \frac{0,2 R}{\sin 15^\circ + 0,2 \cdot \cos 15^\circ} = 0,43 R,$$

während die öfter angegebene einfachere Formel den unwahrscheinlich hohen Werth

$$F = \frac{0,2 R}{\sin 15^\circ} = 0,77 R$$

liefert.

**Riemenräder.** Die Riemenräder sind ebenfalls zu den Reibungs- §. 53. rädern zu rechnen, indem auch bei ihnen die Uebertragung der Bewegung nur dadurch ermöglicht wird, daß an den Umfängen der beiden Räder Reibungswiderstände auftreten, welche größer sind, als der zu überwindende Nutzwiderstand; denn da von zwei Widerständen natürlich immer der kleinere zunächst überwunden wird, so wird dies mit dem Nutzwiderstande so lange geschehen, als derselbe kleiner ist, als die Reibung, welche bei einem etwaigen