zu bewegen, so gestaltet man auch wohl nach Fig. 431 den betreffenden Arm an seinem Ende bogenförmig, und schließt die Stange mittelst einer

Fig. 429.

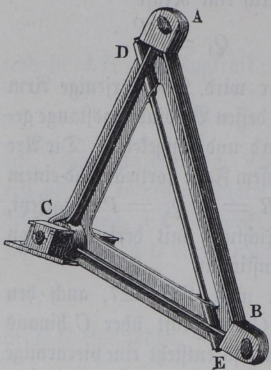


Fig. 431.

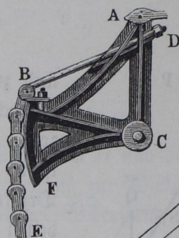
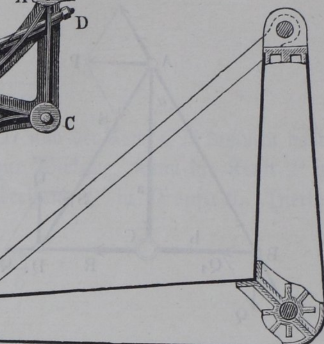


Fig. 430.

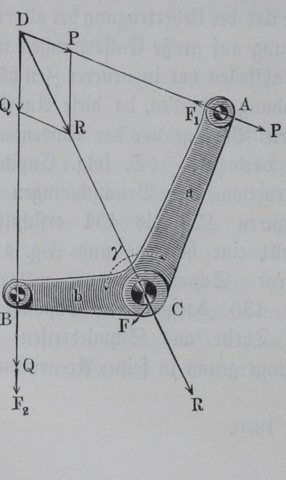


Laschenkette an. Diese Ausführung ist natürlich nur dann möglich, wenn das Gestänge lediglich auf Zug in Anspruch genommen wird.

§. 109. **Reibungswiderstände.** Durch die Reibung der Zapfen in den Kopflagern der Gestänge und in den Stützlagern der Axe werden bei jeder Bruchschwinge Widerstände erzeugt, welche eine Vergrößerung der zur Ueberwindung des Widerstandes Q erforderlichen Kraft P zur Folge haben.

Bezeichnen wieder a und b die Längen der Arme AC und BC, Fig. 432, der Kraft P, resp. der Last Q, und d_1 und d_2 die Durchmesser der zugehörigen Bolzen, sowie d den Durchmesser der Axenzapfen, welche den Druck R aufzunehmen haben, so beträgt, unter φ den Coefficienten der Zapfenreibung verstanden, die Arbeit der Reibung bei einem kleinen Drehungswinkel ω des Kreuzes

Fig. 432.



in A:

$$W_1 = \varphi P \omega \frac{d_1}{2},$$

in B:

$$W_2 = \varphi Q \omega \frac{d_2}{2},$$

in C:

$$W = \varphi R \omega \frac{d}{2},$$

und man hat daher zur Bestimmung der nöthigen Kraft

$$P\omega a = Q\omega\left(b + \varphi\,\frac{d_2}{2}\right) + \varphi P\omega\,\frac{d_1}{2} + \varphi R\omega\,\frac{d}{2},$$

woraus

$$P = \frac{Q\left(b + \varphi\,\frac{d_2}{2}\right) + R\varphi\,\frac{d}{2}}{a - \varphi\,\frac{d_1}{2}}$$

folgt.

Streng genommen wäre in dieser Formel

$$R = \sqrt{(P - F_1)^2 + (Q + F_2)^2 - 2\,(P - F_1)\,(Q + F_2)\,sos\,\gamma}$$

zu setzen, worin F_1 und F_2 die auf die Stangen reducirten Bolzenreibungen

$$F_1 = \frac{W_1}{\omega\, a} = \varphi P\,\frac{d_1}{2\,a}$$

und

$$F_2 = \frac{W_2}{\omega\, b} = \varphi P\,\frac{d_2}{2\,b}$$

bedeuten. Doch genügt es, für R den Werth

$$R = \sqrt{P^2 + Q^2 - 2\,P\,Q\cos\gamma} = Q\sqrt{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2 - 2\,\frac{b}{a}\cos\gamma}$$

einzuführen, wodurch man

$$P = Q\,\frac{b + \varphi\,\frac{d_2}{2} + \varphi\,\frac{d}{2}\sqrt{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2 - 2\,\frac{b}{a}\cos\gamma}}{a - \varphi\,\frac{d_1}{2}}$$

erhält.

Ohne Reibungswiderstände hätte man zur Ueberwindung der Last Q eine Kraft

$$P_0 = Q\,\frac{b}{a}$$

nöthig, daher hat man

$$\frac{P_0}{P} = \eta = \frac{b}{a}\,\frac{a - \varphi\,\frac{d_1}{2}}{b + \varphi\,\frac{d_2}{2} + \varphi\,\frac{d}{2}\sqrt{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2 - 2\,\frac{b}{a}\cos\gamma}}.$$

Den Werth $\frac{P_0}{P} = \eta$, oder das Verhältniß der ohne Widerstände theoretisch nur erforderlichen Kraft P_0 zu der wirklich aufzuwendenden Kraft P pflegt man den Wirkungsgrad oder den Nutzeffect des betreffenden

Getriebes zu nennen; dieser Werth ist natürlich wegen der schädlichen Widerstände immer kleiner als Eins.

Bei der vorstehenden Untersuchung ist auf den Einfluß des Eigengewichtes der Stangen und des Kreuzes keine Rücksicht genommen; soll dies bei genauen Ermittelungen geschehen, so hat man bei der Bestimmung der Zapfenreibung neben P, Q und R noch die von den Zapfen aufgenommenen Componenten der Eigengewichte in Rechnung zu stellen. Wenn z. B. G das auf die Axe entfallende Gewicht des Kreuzes und der Stangentheile bedeutet und δ den Winkel der Axenkraft R mit der Schwerkraft bezeichnet, so hätte man genauer die Axenreibung als

$$\varphi \sqrt{R^2 + G^2 + 2\, R G \cos \delta}$$

anstatt φR einzuführen. Man ersieht hieraus, daß das Gewicht G unter Umständen die Reibung vermindern kann, wenn der Winkel δ ein stumpfer ist, obwohl in den meisten Ausführungen durch das Eigengewicht der Constructionstheile eine Vergrößerung der schädlichen Widerstände, also eine Verringerung des Wirkungsgrades erzeugt wird.

Beispiel. Für eine gleicharmige schmiedeeiserne Bruchschwinge, welche die Richtung einer Gestängkraft Q von 10000 Kilogramm um einen Winkel von 60^0 ablenken soll, hat man Folgendes: Die Bolzenstärke für beide Arme ist, wenn $\lambda = \frac{l}{d} = 1,2$ und $k = 6$ Kilogramm angenommen wird, gegeben durch

$$d_1 = d_2 = 1,6 \sqrt{10000 \,.\, \frac{1,2}{6}} = 71,5 = rot.\ 75 \text{ Millimeter,}$$

daher die freie Bolzenlänge $l = 90$ Millimeter.

Der Axendruck R folgt ohne Berücksichtigung des Eigengewichtes zu

$$R = 2\ Q \sin 30^0 = Q = 10000 \text{ Kilogramm,}$$

daher die Stärke der Axe in der Mitte bei einer Entfernung der Zapfen von Mitte zu Mitte $l = 0,5$ Meter, zu

$$D = 1,38 \sqrt[3]{\frac{10000 \,.\, 500}{6}} = 129,8 = 130 \text{ Millimeter.}$$

Ferner ist die Stärke d der Axenzapfen bei $\lambda = 1,5$ gleich

$$d = 1,6 \sqrt{5000 \frac{1,5}{6}} = 56,6 = rot.\ 60 \text{ Millimeter}$$

sowie deren Länge ebenfalls $l = 90$ Millimeter. Die Spannung in der Spannstange ist hier

$$S = \frac{Q}{\sin \beta} = \frac{10000}{\sin 60^0} = 11547 \text{ Kilogramm,}$$

daher deren erforderlicher Querschnitt:

$$f = \frac{11547}{6} = 1925 \text{ Quadratmillimeter.}$$

Die Arme sind der Druckkraft $Q_1 = P_1 = Q\ cotang\ 60^0 = 10000 \,.\, 0,5774 = 5774$ Kilogramm unterworfen, wonach deren Querschnitt, wenn man nach Th. I,

§. 274 die zulässige Druckspannung zu k ermittelt, durch $\frac{5774}{k}$ sich bestimmt. Nimmt man ferner noch die Armlänge $a = b = 1{,}5$ Meter an, so bestimmt sich unter Zugrundelegung eines Coefficienten für die Zapfenreibung $\varphi = 0{,}1$ die erforderliche Zugkraft

$$P = 10000 \frac{1500 + 0{,}1 \,.\, 37{,}5 + 0{,}1 \,.\, 30 \sqrt{1 + 1 - 2 \cos 60^0}}{1500 - 0{,}1 \,.\, 37{,}5}$$
$$= 10070 \text{ Kilogramm.}$$

Der Wirkungsgrad der Schwinge beträgt daher

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{10000}{10070} = 0{,}993,$$

d. h. die Reibungen haben nur einen Verlust von 0,7 Proc. der Arbeitsleistung im Gefolge.

Parallelführungen. Es kommt häufig in der Technik der Fall vor, §. 110.
daß man stangenförmige oder anders gestaltete Maschinentheile so zu bewegen hat, daß *alle Lagen, welche die gerade Verbindungslinie irgend zweier Punkte des Körpers einnehmen kann, zu einander parallel bleiben.* Eine solche Führung nennt man eine *Parallelführung*, und war bereits in §. 107 erwähnt worden, daß eine an beiden Enden durch zwei gleich lange parallel gestellte Schwingen unterstützte Stange, Fig. 414, einer solchen Parallelführung unterworfen ist. Es ist leicht zu erkennen, daß diese Art der Bewegung auch dadurch charakterisirt ist, daß alle Punkte des parallelgeführten Körpers in zu einander parallelen und congruenten Bahnen sich bewegen, welche ebensowohl geradlinige wie ebene oder räumlich gekrümmte sein können. In dem gedachten Falle des §. 107 sind diese Bahnen offenbar Kreisbogen, deren Halbmesser durch die Länge der Schwingen gegeben ist.

Es ist ersichtlich, daß es für die Parallelführung eines starren Körpers genügt, *zwei* Punkte desselben in der gedachten Weise in parallelen und congruenten Bahnen zu führen, vorausgesetzt nur, daß der Körper nicht auch gleichzeitig eine Drehung um eine Axe annehmen kann, welche mit der geraden Verbindungslinie jener beiden geführten Punkte parallel ist. Es ist indessen nicht ausgeschlossen, zur Parallelführung eines Körpers mehr als zweien seiner Punkte ihre Bahnen vorzuschreiben, und findet dies in der Ausführung öfter statt, wenn man die Bewegung mit besonderer Sicherheit bewirken will.

Die einfachste Art einer Parallelführung gewährt das unter dem Namen des *Parallellineals* bekannte, beim Zeichnen zuweilen angewandte Instrument, Fig. 433 a. f. S., bei welchem die beiden Lineale EF und HJ durch die gleich langen und parallelen Gelenkschienen AC und BD vereinigt sind. Die Bedingung der Richtigkeit ist nur die, daß $ABDC$ ein genaues Parallelogramm sei, dann wird, wie leicht ersichtlich, die Kante EF stets