

hat man nur nöthig, für irgend eine Kolbenstellung C die Ordinate daselbst CW gleich der Summe der beiden Umfangsdrücke CU und $C'U'$ beider Kurbeln zu machen, wobei sich die Lage des zweiten Kolbens in C' ohne Weiteres aus dem Winkel ergibt, um welchen die Kurbeln gegen einander versetzt sind. Auf diese Weise erhält man die Linie $W(W)$ für den resultirenden Umfangsdruck. Diese Linie wird in der Figur von der den Widerstand P darstellenden Geraden P_1P_3 in sechs Punkten O geschnitten, welche den drei ersten Quadranten angehören, ein Zeichen, daß hier bei den gewählten Verhältnissen im vierten Quadranten eine größte oder kleinste Geschwindigkeit überhaupt nicht vorkommt, wie ein ähnliches Verhalten auch bereits in §. 147 gefunden wurde.

Die Reibung des Kurbelgetriebes. Als schädliche Nebenhinder- §. 154.
nisse treten bei dem Kurbelgetriebe hauptsächlich die Reibungswiderstände an den Verbindungsstellen je zweier Maschinentheile auf, wogegen der Luftwiderstand wegen seiner in den gewöhnlichen Fällen geringen Größe außer Acht gelassen werden kann. Solche Reibungen finden daher in den Lagern der Kurbelwelle, an dem Kurbelzapfen und dem Bolzen des Kreuzkopfes und zwischen dessen Gleitschuhen und den Führungsschienen statt.

Die Reibung der Kurbelwelle in jedem ihrer Lager findet man einfach zu φR , unter R den Lagerdruck verstanden, und ist die durch diese Zapfenreibung bei jeder Umdrehung aufgezehrte Arbeit durch $\varphi R \pi d_1$ ausgedrückt, wenn d_1 den Durchmesser des betreffenden Wellzapfens bedeutet. Auf den Kurbelzapfen reducirt ist die Axenreibung durch

$$w_1 = \varphi R \frac{d_1}{2r}$$

ausgedrückt. Die Reactionen R in den Lagern der Welle sind in jedem besonderen Falle nach den bekannten Regeln der Statik zu ermitteln, und ist bei der Bestimmung dieser Lagerdrücke außer der auf die Kurbel übertragenen Kolbenkraft K und dem Eigengewicht G der Kurbelwelle nebst Schwungrad, Triebrädern zc., namentlich noch der Räder- oder Riemenndruck von Einfluß, welcher aus der Uebertragung der rotirenden Bewegung folgt. Wegen der abwechselnden Richtung des Kolbendruckes werden auch die Lagerreactionen während jeder Umdrehung ihre Richtung ändern, insbesondere wird das unmittelbar neben der Kurbel anzubringende Lager, welches vornehmlich den Kolbendruck aufzunehmen hat, abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen gepreßt werden. Die Größe der Lagerdrücke ist ebenfalls während jeder Umdrehung wegen der Veränderlichkeit der Kolbenkraft gewissen Schwankungen unterworfen, und man wird daher, um die Reibung der Kurbelwelle näherungsweise zu bestimmen, einen durchschnittlichen Werth für die Größe der

Kolbenkraft in Rechnung zu stellen haben, welcher Durchschnittswerth sich am einfachsten aus dem betreffenden Diagramme, Figuren 575 bis 577, vermittelst der den Kolbendruck darstellenden Curve K bestimmen läßt.

An dem Kurbelzapfen, dessen Durchmesser d_2 sein möge, findet eine Reibung statt, welche durch die in der Schubstange wirkende Kraft hervorgerufen wird, und welche Reibung während jeder Kurbeldrehung einen Weg gleich dem Umfange der Kurbelwarze $d_2 \pi$ zurücklegt. Die Größe der Stangenkraft wurde oben zu $\frac{K}{\cos \gamma}$ gefunden, wenn γ den Ablenkungswinkel der Lenkerstange von der Schubrichtung vorstellt. Für diesen Winkel γ hat man nach dem Früheren die Beziehung

$$\frac{r \sin \alpha}{l} = \sin \gamma,$$

oder

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^2}.$$

Der Ausschlagswinkel γ und damit auch $\frac{1}{\cos \gamma}$ erreicht den größten Werth für

$$\partial \left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right) = 0,$$

d. i. für $\alpha = 90^\circ$, also wenn die Kurbel ihre mittlere Stellung zwischen den Todtlagen einnimmt. Hierfür ist

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2},$$

daher die Kraft in der Richtung der Lenkerstange

$$S = \frac{K}{\cos \gamma} = \frac{K}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}} = K \left(1 + \frac{1}{2} \frac{r^2}{l^2}\right).$$

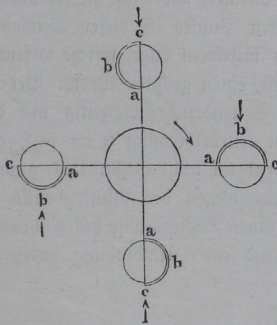
Für das gewöhnliche Verhältniß von $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ hätte man daher die Stangenkraft bei dem größten Ausschlagswinkel γ zu $S = 1,02 K$. Es folgt hieraus, daß man genügend genau die Kolbenkraft K als reibungserzeugend ansehen kann, und es ist daher, unter K wieder einen durchschnittlichen Werth der Kolbenkraft verstanden, die während einer Kurbeldrehung von der Warzenreibung aufgezehrte Arbeit gleich $\varphi K \cdot \pi d_2$. Reducirt man diesen Reibungswiderstand auf die Kurbelwelle, so erhält man an einem Hebelsarm gleich der Kurbellänge r den Widerstand

$$w_2 = \varphi K \frac{d_2}{2r}$$

Das Eigengewicht der Lenkerstange sowie des Kreuzkopfes und der Kolbenstange übt bei verticalen Maschinen einen Einfluß auf die Größe der Warzenreibung nur dann aus, wenn die Kurbel einfach wirkend ist und die Kolbenkraft vertical abwärts gerichtet ist, wie dies bei Hubpumpen der Fall ist. Bei doppelt wirkenden sowie auch bei einfach wirkenden Kurbeln mit vertical aufwärts gerichteter Kolbenkraft dagegen wird der Warzendruck beim Aufgange des Kolbens durch das Eigengewicht des Gestänges um eben so viel vermindert, wie er beim Niedergange vergrößert wird. Bei horizontalen Maschinen wirkt ein Theil des Lenkerstangengewichtes fortwährend drückend auf den Kurbelzapfen. Dieselben Betrachtungen gelten auch für den Einfluß des Eigengewichtes auf die Reibung der Kurbelwelle in ihren Lagern.

Man kann übrigens bemerken, daß der Druck der Kolbenkraft K den Kurbelzapfen bei einer bestimmten Umdrehungsrichtung immer nur in der halben Peripherie abc , Fig. 579, trifft, in Folge dessen diese Zapfen bei den stets in derselben Richtung umlaufenden Kurbeln im Laufe der Zeit durch den Verschleiß eine ovale Form anzunehmen pflegen. Die Schalen des den

Fig. 579.



Kopf der Lenkerstange bildenden Lagers dagegen werden in allen Punkten des Umfanges der Abnutzung *) ausgesetzt sein. Es zeigt sich daher in dieser Hinsicht ein entgegengesetztes Verhalten wie bei den gewöhnlichen Lagern rotirender Wellen, bei welchen bei den Zapfen ringsum gleichmäßig, dagegen bei den Lagerfutter einseitig der Verschleiß eintritt. Nimmt man die Drehungsrichtung der Kurbel entgegengesetzt an, so wirkt die Kolbenkraft auf die andere Hälfte des Zapfenumfangs, weshalb bei Maschinen mit abwechselnder Drehungsrichtung wie z. B. die Fördermaschinen sind, eine

gleichmäßige Abnutzung der Kurbelzapfen eintritt.

Der Reibungswiderstand am Umfange des Bolzens im Kreuzkopfe wird ebenfalls durch den Druck S der Lenkerstange hervorgerufen, wofür man wieder den Kolbendruck K nehmen kann. In den meisten Fällen wird man diesen Widerstand gänzlich vernachlässigen können, da der Weg, auf welchem diese Reibung überwunden wird, nur sehr gering ist. Es schwingt nämlich

*) E. Radinger, Zeitschr. des österr. Ing.- u. Archit.-Vereins, 1869.

bei jeder Kurbeldrehung die Lenkerstange um den größten Ausschlagswinkel $\gamma = \text{arc sin } \frac{r}{l}$ nach jeder Seite hin und zurück, und da man bei der Kleinheit dieses Winkels $\gamma = \frac{r}{l}$ setzen kann, so ist der Weg der Reibung zu $4 \frac{r}{l} \frac{d_3}{2}$ gegeben, unter d_3 den Durchmesser des Bolzens verstanden. Der auf den Kurbelzapfen reducirte Reibungswiderstand dieses Bolzens bestimmt sich daher zu:

$$\varphi K \frac{4 r d_3}{2 l \cdot 2 \pi r} = w_3 = \varphi K \frac{d_3}{\pi l}.$$

Wenn auch diese Reibung nur unbeträchtlich ausfällt, so wird doch durch die abwechselnde Richtung des Widerstandes, verbunden mit dem wechselnden Drucke K , dem Bolzen des Kreuzkopfes ein Bestreben mitgetheilt, in der Traverse sich zu lösen, weswegen auf eine besonders solide Verbindung desselben mit dem Kreuzkopfe zu achten ist, um die in Folge eines LöSENS eintretenden wiederholten kleinen Stöße und damit einen unruhigen Gang zu vermeiden.

Zwischen den Gleitbacken des Kreuzkopfes und den Führungsprimen findet in Folge der mehr oder minder schrägen Lage der Lenkerstange ein auf gleitende Reibung wirkender Seitendruck statt, welcher, wie leicht zu erkennen ist, zu $Q \text{ tang } \gamma$ sich bestimmt. Für die todten Punkte ist dieser Seitendruck gleich Null und erreicht in einer gewissen mittleren Lage, welche wesentlich von der Veränderlichkeit von K abhängig ist, einen größten Werth. Bei constanter Kolbenkraft würde dieser größte Seitendruck gleichzeitig mit dem größten Ausschlagswinkel γ , also für eine Kurbeldrehung $\alpha = 90^\circ$, auftreten. Da aber im Allgemeinen der Kolbendruck nicht constant ist, auch bei Volldruckmaschinen und Wasserpumpen nicht wegen des Massendrucks der schwingenden Massen, so wird man zur genauen Bestimmung des Führungswiderstandes w_4 die Arbeit desselben während einer Umdrehung durch den Ausdruck

$$\int_{\alpha=0}^{\alpha=2\pi} \varphi K \text{ tang } \gamma \partial s$$

zu bestimmen haben. Setzt man hierin

$$\text{tang } \gamma = \frac{r \sin \alpha}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \alpha}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2 \sin^2 \alpha} - 1}}$$

und nach §. 139 ferner

$$\partial s = \left(r \sin \alpha \mp \frac{r}{2l} \sin 2\alpha \right) \partial \alpha,$$

so erhält man die Arbeit der Reibung in der Führung durch

$$\varphi \int_0^{2\pi} K \frac{r \sin \alpha + \frac{r}{2l} \sin 2\alpha}{\sqrt{\frac{l^2}{r^2 \sin^2 \alpha} - 1}} d\alpha.$$

Die Ausrechnung dieses Ausdruckes führt auf größere Schwierigkeiten, um daher zu einer angenäherten Formel zu gelangen, setze man

$$\tan \gamma = \sin \gamma = \frac{r}{l} \sin \alpha, \text{ und } \partial s = r \sin \alpha,$$

und lege wieder einen durchschnittlichen Werth für den Kolbendruck K zu Grunde, alsdann erhält man die Reibungsarbeit an der Führung während einer Kurbeldrehung zu

$$\begin{aligned} \int_0^{2\pi} \varphi K \frac{r}{l} \sin \alpha \cdot r \sin \alpha d\alpha &= \varphi K \frac{r^2}{l} \int_0^{2\pi} \sin^2 \alpha d\alpha \\ &= \varphi K \frac{r^2}{l} \int_0^{2\pi} \frac{1 - \cos 2\alpha}{2} d\alpha = \varphi K \frac{r^2}{l} \pi, \end{aligned}$$

folglich den auf die Kurbelwarze reducirten Führungswiderstand

$$w_4 = \varphi K \frac{r}{2l}.$$

Man erkennt übrigens leicht, daß der Seitendruck der Lenkerstange bei einer bestimmten Umdrehungsrichtung der Kurbel immer, sowohl beim Hingange wie beim Rückgange, auf die eine Führungsstange fällt, und die andere Coulotte nur bei der entgegengesetzten Umdrehung gedrückt wird. Daher erklärt es sich, warum man zuweilen bei solchen Maschinen, die stets nur in einer und derselben Richtung sich umdrehen, dem Kreuzkopfe nur einerseits eine Führung durch eine Gleitbahn giebt.

Nach den vorstehenden Ermittlungen hat man, unter K einen durchschnittlichen Kolbendruck verstanden, für die Arbeit aller Kräfte die Gleichung:

$$P 2\pi r = K 4r \pm (w_1 + w_2 + w_3 + w_4) 2\pi r,$$

oder

$$P = \frac{2}{\pi} K \pm (w_1 + w_2 + w_3 + w_4),$$

worin das obere Vorzeichen für Pumpen, das untere für Dampfmaschinen gilt. Führt man hierin für die Widerstände w die oben gefundenen Werthe ein, so erhält man:

$$P = \frac{2}{\pi} K \pm \varphi \left[R \frac{d_1}{2r} + K \left(\frac{d_2}{2r} + \frac{d_3}{\pi l} + \frac{r}{2l} \right) \right].$$

Anmerkung. Wollte man sich bei Bestimmung der Reibung in der Führung mit der hier angegebenen Annäherung nicht begnügen, so könnte man das allgemeine Integral

$$\int_0^{2\pi} \varphi K \tan \gamma \, ds$$

am bequemsten durch Construction finden, indem man in dem Diagramme, Fig. 577, für jede Kolbenstellung die Größe $\varphi K \tan \gamma$ construirt und den erhaltenen Werth als Ordinate aufträgt, man erhält dann eine Curve w_4 , welche durch die Punkte C_1 und C_3 geht, und zwar ist diese Curve w_4 für den Hingang eine andere als diejenige (w_4) für den Rückgang. Die beiden Flächen, welche zwischen diesen Curven und der Axc $C_1 C_3$ eingeschlossen sind, stellen dann die mechanischen Arbeiten dar, welche von der Reibung in der Führung beim Hingange resp. beim Rückgange des Kolbens consumirt werden, und man findet den auf die Kurbelwarze reducirten Widerstand w_4 dieser Reibungen in bekannter Weise in den Höhen derjenigen Rechtecke zur Grundlinie πr , deren Inhalte mit jenen Flächen gleiche Größe haben.

Es ist ferner von Interesse, den Wirkungsgrad des Kurbelgetriebes annähernd kennen zu lernen. Da in der oben entwickelten Formel für P das Glied mit R , welches die Reibung repräsentirt, wesentlich von dem Gewichte G der Schwungradwelle und von der Betriebskraft derselben abhängig ist, so enthält diese Formel einen größeren Widerstand als er durch das Kurbelgetriebe allein veranlaßt wird. Um annähernd diejenigen Widerstände zu erhalten, welche lediglich aus dem Kurbelmechanismus entspringen, und um dadurch zu einer Schätzung des Wirkungsgrades des Kurbelgetriebes zu gelangen, kann man den betreffenden Theil der Reibung zu φK annehmen, welche Annahme in den meisten Fällen deswegen der Wahrheit sehr nahe kommen wird, weil unmittelbar neben der Kurbel meist ein Lager angeordnet ist, welches den Kolbendruck vorzugsweise aufnimmt. Unter dieser Voraussetzung hätte man für die an der Kurbelwarze wirkende Kraft P den Ausdruck, wenn der Antrieb vom Kolben ausgeht:

$$P = K \left[\frac{2}{\pi} - \varphi \left(\frac{d_1 + d_2}{2r} + \frac{d_3}{\pi l} + \frac{r}{2l} \right) \right]$$

und somit, da ohne Reibungen

$$P_0 = \frac{2}{\pi} K$$

sich berechnet, den Wirkungsgrad annähernd zu:

$$\eta = \frac{P}{P_0} = \frac{\frac{2}{\pi} - \varphi \left(\frac{d_1 + d_2}{2r} + \frac{d_3}{\pi l} + \frac{r}{2l} \right)}{\frac{2}{\pi}} = 1 - \frac{\varphi \pi}{2} \left(\frac{d_1 + d_2}{2r} + \frac{d_3}{\pi l} + \frac{r}{2l} \right)$$

Beispiel. Wenn bei einer Dampfmaschine die Kurbellänge $r = 0,5$ Meter, die Länge der Lenkerstange $l = 2,5$ Meter, der Zapfendurchmesser der Welle $0,200$ Meter, der Durchmesser des Kurbelzapfens $0,120$ Meter und derjenige des Kreuzkopfbolzens $0,080$ Meter beträgt, wie groß ist dann bei einem Reibungscoefficienten von $0,08$ der voraussichtliche Wirkungsgrad des Kurbelgetriebes?

Man hat in diesem Falle:

$$\eta = 1 - 0,08 \cdot 1,57 \left(\frac{0,320}{2 \cdot 0,5} + \frac{0,08}{3,14 \cdot 2,5} + \frac{0,5}{5} \right)$$

$$= 1 - 0,126 (0,320 + 0,01 + 0,10) = 1 - 0,054 = 0,946.$$

Durch die Nebenhindernisse der Kurbelbewegung ohne Berücksichtigung der Reibung, welche das Gewicht des Schwungrades veranlaßt, gehen daher etwa $5\frac{1}{2}$ Procent der Kraft verloren.

Die Construction der Kurbel. Der Kurbelarm wird in den meisten §. 155. Fällen als besonderes Stück gebildet und mit seiner Bohrung genau passend auf das Stirnende der Kurbelwelle gesteckt. Bei den Handkurbeln für Winden macht man denselben wegen seiner im Verhältniß zur Länge (0,3 — 0,45 Meter) geringen Stärke in der Regel aus Schmiedeeisen, Fig. 580, und befestigt ihn auf der Kurbelwelle *A* mittelst der Mutter *F*. Die Kurbelwarze wird hier durch einen 0,3 — 0,48 Meter langen Stift *CD* gebildet, welcher bei *C* in den Kurbelarm genietet wird, und auf welchen als Handhabe für die Arbeiter eine Hülse *E* von Holz oder Blech lose drehbar aufgesteckt wird. Zuweilen schmiedet man auch wohl die Handhabe mit dem Kurbelarme aus einem Stücke *BCD*, Fig. 581, und läßt die Hülse ganz

Fig. 580.

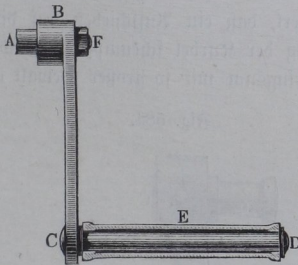
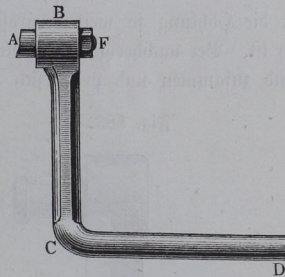


Fig. 581.



fort, welches letztere aber nicht zu empfehlen ist. Ist auf dem Ende der Kurbelwelle ein hinreichend großes Schwungrad angebracht, so kann man auch die Handhabe direct in einen Arm derselben in der entsprechenden Entfernung von der Mitte einschrauben, wie dies z. B. bei Häcksel- und Handbaggermaschinen u. oft geschieht. Auch die Kurbelzapfen zum Drehen der Schwungradwelle durch Fußbewegung an Nähmaschinen setzt man oft in einen Schwungradarm. Die Kurbeln größerer Dampfmaschinen macht man wegen der leichteren Herstellung dagegen meist von Gußeisen, und nur da, wo man mit Rücksicht auf eine besondere Solidität die größeren Kosten nicht scheut, wendet man auch hier Schmiedeeisen an. Bei den Locomotiven mit außen liegenden Cylindern schmiedet man die Naben der Triebräder be-