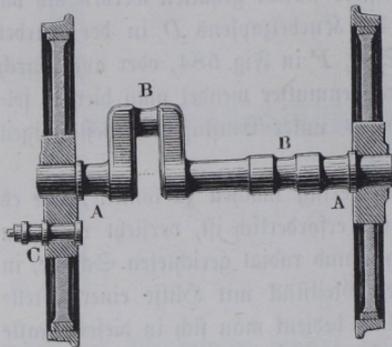


schaftlichen Kurbelzapfen *EG* zu verbinden. Von der Verwendung von Gußeisen für solche gekröpfte Axen ist man heutzutage bei den Fortschritten, welche man in der Herstellung schwerer Schmiedestücke gemacht hat, so gut wie gänzlich zurückgekommen, weil gußeiserne Krummzapfenwellen nur geringe Sicherheit gegen Stöße darbieten. Für zweicylindrige Dampfmaschinen versteht man solche Krummzapfenwellen mit zwei unter rechtem Winkel zu

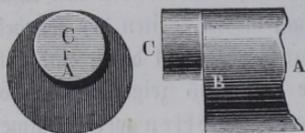
Fig. 586.



einander geneigten Kröpfungen, und es ist in Fig. 586 eine derartige Ase für eine Locomotive dargestellt. Hierbei sind *B, B* die Zapfen der Kröpfungen, an denen die Pleuerstangen der Dampfzylinder angreifen, während zwei in die Naben der Triebräder eingesetzte Zapfen, von denen in der Figur nur der eine *C* sichtbar ist, dazu dienen, mit Hilfe zweier Kuppelungsstangen eine zweite Triebaxe durch den Mechanismus der Parallelkurbeln (s. §. 137) in Umdrehung zu setzen.

§. 156. **Excenter.** Wenn eine Kurbel nur eine geringe Armlänge *r* hat, so kann man unter gänzlicher Umgehung eines besonderen Kurbelarms die Construction nach Fig. 587 derart ausführen, daß man das Ende der Kurbel-

Fig. 587.

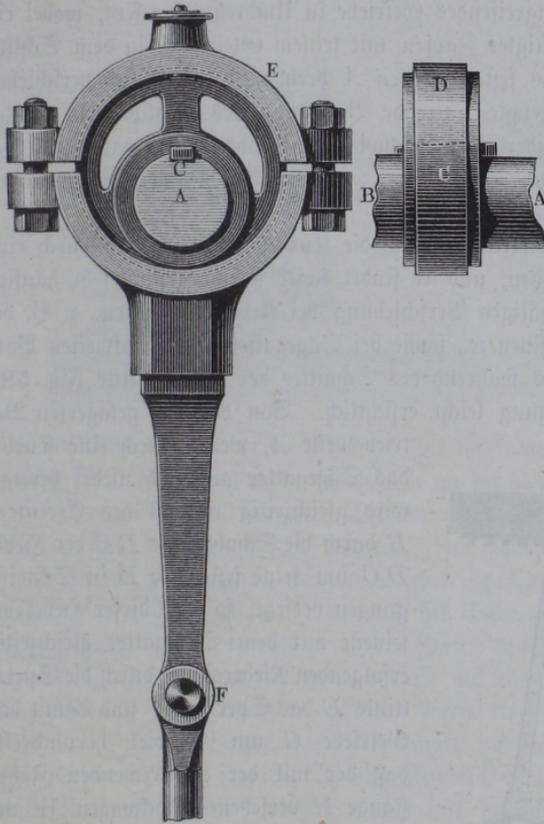


welle *AB* zu einem excentrisch stehenden Zapfen *C* abdreht, dessen Excentricität *AC* die gewünschte Kurbellänge vorstellt. Will man in diesem Falle die Ase *AB* nach beiden Seiten verlängern, ohne sie in ihrer Stärke zu verschwächen, so kommt man durch

eine entsprechende Vergrößerung des Zapfens *C* leicht zum Ziele, und man erhält auf diese Weise die in Fig. 588 dargestellte Construction des Kreisexcenters oder der excentrischen Scheibe. Hierbei ist die Kurbel in die cylindrische Scheibe *CD* übergegangen, welche auf ihrer Mantelfläche direct von dem Auge *E* der Pleuerstange *EF* umschlossen wird. Die Größe der Scheibe und des Auges oder Bügels *E* gestatten dabei, die Welle *AB* nach beiden Seiten durchzuführen, d. h. man kann derartige excentrische Scheiben an jeder beliebigen Stelle einer Ase bequem anordnen. Diese letztere Eigenschaft hat den Kreisexcentern eine sehr verbreitete Anwendung verschafft, insbesondere werden dieselben zur Bewegung der Steuerungsschieber für Dampfmaschinen ganz allgemein angewendet, wie in Thl. II mehrfach angeführt worden ist. Daß die Bewegungs-

verhältnisse des Kreisexcenters vollkommen mit denjenigen der gewöhnlichen Schubkurbel übereinstimmen, ergibt sich von selbst aus der vorstehenden Herleitung, wonach das Getriebe des Kreisexcenters in der That nichts anderes

Fig. 588.



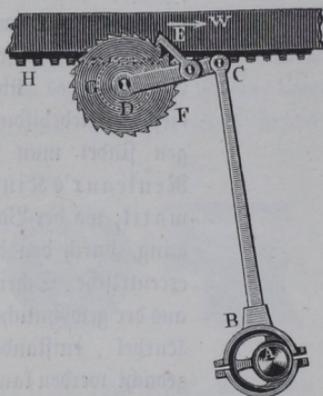
ist, als ein Kurbelgetriebe. Daraus folgt ferner, daß man auch bei dem Excenter in analoger Weise wie bei der gewöhnlichen Schubkurbel durch Feststellung der einzelnen Glieder, wie Scheibe, Excenterstange, Kreuzkopfbolzen, neue Getriebe bilden kann, welche bezw. der rotirenden Kurbelschleife, der oscillirenden Kurbelschleife, sowie der oscillirenden Schubkurbel entsprechen. Ein Näheres über diese Getriebebildungen findet man in Reuleaux's Kinematik, wo der Vorgegang, durch den die excentrische Scheibe aus der gewöhnlichen Kurbel entstanden gedacht werden kann,

allgemein als eine Zapfenerweiterung bezeichnet wird, insofern der Kurbelzapfen *C* so viel erweitert worden ist, daß er die Aze *AB* in sich einschließt. An der gedachten Stelle sind noch mehrere interessante Beispiele solcher Getriebe angegeben, welche durch Zapfenerweiterungen entstehen. Man kann z. B. bei geringer Länge der Excenterstange *CF* die Scheibe *CD* ferner noch so viel erweitern, daß auch der Zapfen *F* von ihr aufgenommen wird, oder umgekehrt kann man den Kreuzkopfbolzen *F* zu einer so großen Scheibe gestalten, daß dieselbe den Kreisexcenter *CD* sammt der in diesem liegenden Aze *AB* umschließt. Hinsichtlich dieser Anordnungen muß auf die

angegebene Quelle verwiesen werden. Stellt man bei dem Kreisexcenter die excentrische Scheibe fest, so entsteht ein von Whitworth angewendetes Getriebe zum schnellen Rücklauf, welches von Redtenbacher*) mit dem Namen der maskirten Kurbelschleife belegt worden ist. Hierbei wird der die feststehende Scheibe *AC* umschließende Ring *E* mittelst seines gezahnten Umfanges durch ein eingreifendes Getriebe in Umdrehung gesetzt, wobei ein in dem Zahnringe befestigter Zapfen mit seinem Gleitlager in dem Schlitz eines um den gleichfalls festen Zapfen *A* drehbaren Hebels sich verschieben kann. Die dadurch erzeugte rotirende Bewegung des Schlitzhebels erfolgt daher um *A* mit veränderlicher Geschwindigkeit, und es stimmt dieses Getriebe seinem Wesen nach mit der in §. 138 näher behandelten rotirenden Kurbelschleife überein (s. Fig. 539).

Auch in dem Kurbelvierecke läßt sich die Kurbel ohne Weiteres durch eine excentrische Scheibe ersetzen, und es findet dieser Mechanismus sehr häufige Anwendung zur selbstthätigen Verschiebung bei Arbeitsmaschinen, z. B. bei Drehbänken, Hobelmaschinen u., sowie bei Sägegattern zum ruckweisen Vorschieben des Blockwagens während des Schnittes der Säge. Aus Fig. 589 ist diese Art der Bewegung leicht ersichtlich. Von der fest gelagerten Be-

Fig. 589.



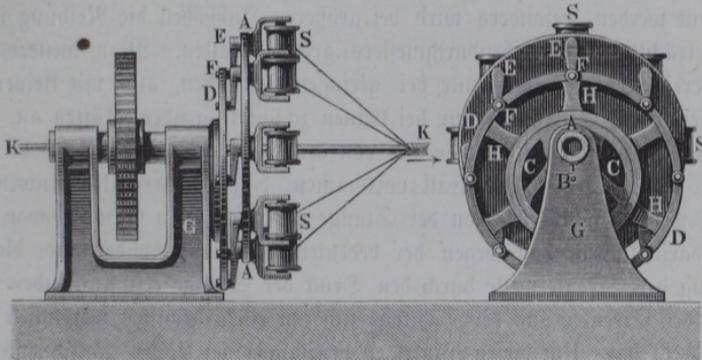
triebswelle *A*, welche durch eine Kurbel das Sägegatter auf und nieder bewegt, wird gleichzeitig mittelst des Excenters *B* durch die Schubstange *BC* der Hebel *DC* um seine feste Axe *D* in Schwingungen versetzt, so daß dieser Hebel bei seinem mit dem Sägegatter gleichzeitig erfolgenden Niedergange durch die Sperrklinke *E* das Sperrrad *F* und damit das Getriebe *G* um so viel herumdreht,

daß der mit der entsprechenden Zahnstange *H* versehene Blockwagen *W* um die Größe des Sägenschnittes vorgeschoben wird. Auch dieses Getriebe findet öfter solche Verwendung, daß die excentrische Scheibe festgehalten wird, so z. B. zum fortwährenden Parallelstellen der drehbaren Schaufeln an den Schaufelrädern von Dampfschiffen, sowie bei den sogenannten Kabelmaschinen, wie sie zum Zusammendrehen der Drähte zu Drahtseilen, resp. beim Umspinnen submariner Telegraphentabel mit Eisendrähten in Gebrauch sind. Die letztgedachte Verwendungsart macht Fig. 590 ersichtlich. Das zu umspinnende Kabel *K* passiert durch die hohle

*) S. Redtenbacher's Bewegungsmechanismen.

Axe einer großen Spulenscheibe *A*, welche auf ihrer Fläche gleichmäßig vertheilt die Spulen *S* trägt, auf denen die zum Umspinnen dienenden Drähte befindlich sind. Wird nun das Kabel nach der Richtung des Pfeiles durch einen Haspel langsam angezogen, so wird es bei gleichzeitiger Umdrehung der Spulenscheibe von deren Drähten in gleichmäßigen Schraubenwindungen um-

Fig. 590.



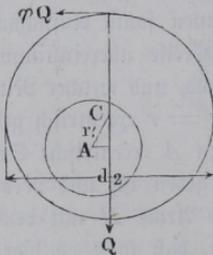
spinnen. Würden hierbei die Spulenhalter unbeweglich auf der Scheibe *A* befestigt sein, so würden auch die Spulen an der Drehung theilnehmen, und die Drähte würden in sich einer Torsion ausgesetzt sein, wie in §. 117 des Näheren aus einander gesetzt worden. Um daher diese Verwindung der Drähte in sich zu umgehen, dreht man jeden Spulenhalter um seinen Bolzen genau eben so viel zurück, als er durch die Umdrehung der Scheibe *A* vorwärts gedreht ist, und wendet zu diesem Zwecke den erwähnten Mechanismus an. Jeder Spulenhalter ist zu dem Ende mit einem Bolzen *E* drehbar in eine Bohrung der Scheibe *A* parallel deren Axe gesteckt, und hinter der Scheibe *A* sind alle Bolzen mit gleich langen und parallel gestellten Kurbeln *EF* versehen. Die Zapfen *F* dieser Kurbeln können somit Aufnahme in einem Ringe *DD* finden, dessen Größe mit dem Kreise übereinstimmt, in welchem die Bohrungen der Bolzen *E* angebracht sind, und welcher Ring zu der Axe der Scheibe *A* um die Länge $EF = AB = r$ excentrisch gelegen ist. Denkt man daher an dem Gestellbocke *G* eine zu *A* excentrische Scheibe *C* fest angeschraubt, deren Mittelpunkt durch *B* gegeben ist, und verbindet den diese Scheibe lose umschließenden Ring durch Arme *H* mit dem die Zapfen *F* aufnehmenden Ringe *D*, so ist ersichtlich, daß man es hier mit dem schon mehr besprochenen Getriebe der Parallelkurbeln zu thun hat, und daß daher sämtliche Spulen auch bei der Herumführung im Kreise ihre einmal ihnen gegebene Richtung im Raume beibehalten. Die Spulen *S* sind nunmehr nicht sowohl einer Drehung um die Axe von *A*, sondern nur einer Translation im Kreise ausgesetzt, da alle Punkte parallele und congruente

Bahnen beschreiben. Die Drähte *J* werden daher einer Verwindung in sich auch nicht ausgesetzt sein.

Da die Construction des Kreisexcenters im Allgemeinen zu größerem Durchmesser der Scheibe nöthigt, mit diesem Durchmesser aber auch der Reibungswiderstand an deren Umfange wächst, so kann das Getriebe des Kreisexcenters nicht sonderlich ökonomisch hinsichtlich des Kraftverbrauches genannt werden, besonders wird bei größeren Hubhöhen die Reibung wegen des beträchtlichen Scheibendurchmessers groß ausfallen. Man wendet daher den Kreisexcenter immer nur bei geringen Hubhöhen, also mit kleiner Excentricität und auch meist nur bei kleinen zu übertragenden Kräften an. Ferner geht auch die Bewegung immer von der Welle aus, es dürfte wohl kaum in der Praxis jemals der Fall vorkommen, daß ein Excenter Anwendung fände, wenn der Antrieb von der Stange ausgeht. Den Grund davon muß man darin suchen, daß wegen der bedeutenden Reibungswiderstände die Bewegung der Excenterwelle durch den Druck der Stange erst stattfinden kann, wenn der Excenter aus der Todtlage sich um einen gewissen merklichen Winkel gedreht hat. Um diesen Winkel zu bestimmen, sei d_1 der Durchmesser der Welle in den Lagern, d_2 derjenige der excentrischen Scheibe, und r der Kurbelarm oder die Excentricität. Bei der geringen Größe dieser letzteren im Vergleich mit der Länge l der Lenkerstange kann man das Verhältniß $\frac{r}{l}$ und da-

mit auch die Abweichung γ der Lenkerstange von der Schubrichtung vernachlässigen. In Folge dessen fällt auch die Reibung in der Führung der Stange und diejenige am Bolzen des Stangenendes oder Kreuzkopfes nahezu gleich Null aus, man hat daher die beiden an der Welle und am Excenterumfang erzeugten Reibungen als einzige Widerstände von Belang anzusehen. Be-

Fig. 591.



deutet nun wieder Q die Stangenkraft, so hat dieselbe bei einer Drehung des Excenters um α über die Todtlage hinaus, Fig. 591, ein Moment $Qr \sin \alpha$. Dagegen ist das Moment der Zapfenreibung in Bezug auf die Wellenmitte durch $\varphi Q \frac{d_1}{2}$ und dasjenige der Excenterreibung für eben diesen Punkt annähernd durch $\varphi Q \frac{d_2}{2}$ gegeben*). Damit also durch Q über-

*) Strenger wird dieses Moment zu

$$\varphi Q \left(\frac{d_2}{2} \pm r \cos \alpha \right)$$

gefunden.

haupt Bewegung eingeleitet werden könne, hat man die Bedingung

$$Qr \sin \alpha \geq \varphi Q \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right),$$

oder α muß wenigstens einen solchen Werth haben, daß

$$\sin \alpha = \varphi \frac{d_1 + d_2}{2r}$$

ist. Nun ist jedenfalls d_2 größer als $2r + d_1$, man hat, wenn man die Stärke der Nabe an der schwächsten Stelle auch nur zu $\frac{1}{4}d_1$ annimmt,

$$d_2 = 2(r + \frac{3}{4}d_1) = 2r + \frac{3}{2}d_1.$$

Setzt man diesen geringsten Werth von d_2 in obige Gleichung ein, so erhält man für den kleinsten Winkel α , unter welchem noch Bewegung durch die Stangenkraft möglich ist:

$$\sin \alpha = \varphi \frac{2r + \frac{5}{2}d_1}{2r} = \varphi \left(1 + \frac{5}{4} \frac{d_1}{r} \right).$$

Nimmt man z. B. ein Verhältniß $r = \frac{d_1}{2}$, in welchem Falle also das Mittel des Excenters im Umfange der Welle liegt und für φ den Werth 0,08, so folgt aus

$$\sin \alpha = 0,08 \cdot (1 + \frac{5}{2}) = 0,28; \quad \alpha = 16^\circ 20'.$$

Die Stangenkraft würde daher zu jeder Seite der Todtlage durch einen Winkel von $16^\circ 20'$, also in jeder Todtlage entsprechend einem Drehungswinkel von $32^\circ 40'$ eine Wirkung auf Umdrehung nicht zu äußern vermögen, und es müßte durch diese Winkelräume hindurch die Drehung der Welle durch die lebendige Kraft der Schwungmassen bewirkt werden. Noch ungünstiger stellt sich das Verhältniß, wenn die Excentricität r noch geringer ist, als $\frac{d_1}{2}$, es wird offenbar eine Bewegung durch die Stangenkraft überhaupt nicht mehr möglich sein, sobald unter dem angenommenen Verhältnisse $d_2 = 2r + \frac{3}{2}d_1$ die Gleichung erfüllt ist

$$\varphi \left(1 + \frac{5}{4} \frac{d_1}{r} \right) = 1,$$

oder sobald, unter Voraussetzung von $\varphi = 0,08$, das Verhältniß $\frac{d_1}{r} = 9,2$ ist.

Dimensionen der Kurbel. Der Kurbelzapfen wird von dem Kolben- §. 157. drucke K auf seine relative Festigkeit beansprucht und ist daher nach denselben Regeln zu berechnen, welche in §. 3 für die Stärke der Tragzapfen gefunden