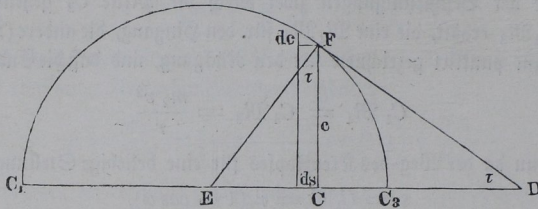


Functionen $\cos \alpha$ und $\cos 2 \alpha$ für die zugehörigen Kurbelstellungen den trigonometrischen Tafeln entnimmt.

Man kann hierbei bemerken, daß diese Beschleunigungscurve sich direct aus der nach §. 139 entworfenen Geschwindigkeitscurve $C_1 F C_3$, Fig. 572,

Fig. 572.



construiren läßt, welche Curve bekanntlich in ihrer Ordinate CF die Geschwindigkeit c des Kreuzkopfes angebt. Man findet nämlich für irgend eine Stellung C , für welche die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes durch $c = CF$ gegeben ist, die Beschleunigung $p = \frac{\partial c}{\partial t}$ einfach in der Subnormale CE des Punktes F und zwar aus folgendem Grunde. Bezeichnet τ den Winkel der Curve in F mit der Axe $C_1 C_3$, so hat man $\partial c = \partial s \cdot \text{tang } \tau$, also auch

$$\frac{\partial c}{\partial t} = \frac{\partial s}{\partial t} \text{ tang } \tau = c \text{ tang } \tau,$$

d. h. nach der Figur

$$\frac{\partial c}{\partial t} = p = CE.$$

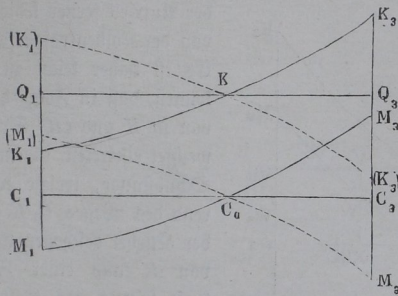
Doch ist eine solche Construction der Beschleunigungscurve nicht anzurathen, da die Zeichnung der Tangenten in der Regel nicht mit der genügenden Schärfe ausführbar ist und im vorliegenden Falle die dabei unvermeidlichen Ungenauigkeiten zu denjenigen noch hinzutreten, welche schon bei der Construction der Geschwindigkeitscurve sich nicht umgehen ließen. Am besten wird daher die Construction der Beschleunigungscurve in der oben angegebenen Weise mit Hülfe der trigonometrischen Functionen geschehen.

§. 152. **Kolbendruck.** Es ist nunmehr leicht, den Druck zu bestimmen, welcher in jedem Augenblicke der Bewegung von dem Kreuzkopfe durch die Lenkerstange auf die Kurbelwarze übertragen wird, indem dieser Druck als die Resultirende aus der direct auf den Kolben wirkenden Kraft Q und dem Beschleunigungsdrucke M sich ergibt*). Man kann sich auch hierbei mit Vor-

*) Siehe hierüber: Radinger, „Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit“, Zeitschrift des österr. Ing.- u. Archit.-Vereins, 1869, Heft VIII.

theil einer graphischen Methode bedienen, indem man auf einer Abscissenaxe $C_1 C_3 = 2r$, Fig. 573, in jedem Punkte die auf die Kolbenfläche wirkende Kraft Q als Ordinate aufgetragen denkt. Man erhält dadurch ein Dia-

Fig. 573.



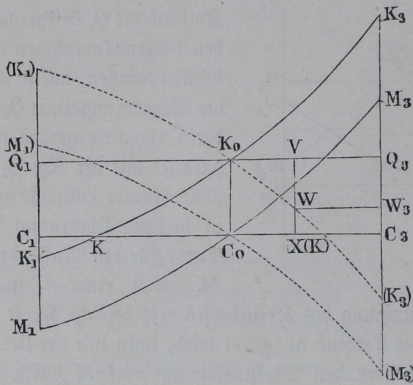
gramm $C_1 Q_1 Q_3 C_3$. Nimmt man zunächst eine constante Kolbenkraft Q , entsprechend den Volldruckmaschinen und Wasserpumpen, an, so fällt die Begrenzungslinie $Q_1 Q_3$ der Ordinaten gerade und parallel mit der Axe $C_1 C_3$ aus. Ebenso entwerfe man in diesem Diagramm die Curve für den Massendruck M . Bei einer Dampf-

maschine, wo die zur Beschleunigung des Kreuzkopfes erforderliche Kraft M direct von dem Dampfdruck des Kolbens ausgeübt wird, kann nur der Ueberschuß dieses Dampfdruckes Q über den Beschleunigungsdruck M durch die Lenkerstange nach dem Kurbelzapfen fortgepflanzt werden. Wenn man daher die Ordinaten der beiden Diagrammlinien für Q und M algebraisch addirt, so erhält man in der resultirenden Linie $K_1 K_3$ die Begrenzung der Ordinaten, welche den auf die Kurbel übertragenen Kolbendruck vorstellen, und zwar gilt die Linie $K_1 K_3$, wie leicht zu erkennen, für den Hingang und $(K_1)(K_3)$ für den Rückgang. Man ersieht hieraus, daß der auf den Kurbelzapfen durch die Lenkerstange fortzupflanzende Druck gegen Ende des Kolbenlaufes den Kolbendruck Q erheblich übersteigen kann, was namentlich bei der Bestimmung der Dimensionen des Kurbelzapfens und der Lenkerstange in Betracht zu ziehen ist. Für den Fall, daß die Bewegung, wie bei Pumpen, von der Kurbel ausgeht, treten die Beschleunigungsdrücke in dem ersten Theile des Kolbenlaufes mit dem Kolbenwiderstande Q in derselben Richtung auf, und es gilt daher die Curve $(K_1)(K_3)$ für den Hingang und diejenige $K_1 K_3$ für den Rückgang.

Wenn nun entweder in Folge eines großen Werthes von m_2 oder der Kurbelgeschwindigkeit v die anfängliche Massenbeschleunigung $m_2 \frac{v^2}{r}$ einen Betrag $C_1 M_1$ annehmen würde, welcher die Größe $C_1 Q_1$ des wirklichen Dampfdruckes auf den Kolben überstiege, so würde die den resultirenden Kolbendruck darstellende Linie durch eine Curve $K_1 K_3$, Fig. 574 (a. f. S.), dargestellt werden, welche die Axe $C_1 C_3$ in einem gewissen Punkt K resp. (K) schneidet. Man ersieht hieraus, daß in diesem Falle der Kreuzkopf zu Anfang seiner Bewegung während des Weges $C_1 K$ resp. $C_3 (K)$ nicht durch

die Kolbenkraft allein bewegt wird, sondern daß zu seiner Bewegung von der Kurbel noch eine Triebkraft auf ihn ausgeübt werden muß, welche im todten Punkte die Größe $C_1 K_1$ resp. $C_3 (K_3)$ hat und erst in der Stellung K resp.

Fig. 574.



(K) zu Null wird, worauf der Antrieb ferner lediglich von der Kolbenkraft erfolgt. Es ist daher leicht zu erkennen, daß in Folge hiervon in K und (K) Druckwechsel eintreten, indem die Schubstange, welche während des Weges $C_1 K$ von der Kurbel geschoben wird, von K aus einer Zugkraft seitens des Kolbens ausgesetzt ist. In gleicher Art wird während des Rückganges die Schubstange, welche von C_3 bis (K) einem

Zuge der Kurbel unterworfen ist, von dem Augenblicke an durch den Dampfdruck auf rückwirkende Elasticität in Anspruch genommen, in welchem der Kreuzkopf den Punkt (K) passiert. In Folge dieser Druckwechsel in den Punkten K und (K) werden gewisse Stößwirkungen an denjenigen Verbindungsstellen des Kurbelgetriebes sich einstellen, wo durch den Verschleiß ein gewisser Spielraum oder todter Gang unvermeidlich eintritt, also namentlich in den Lagern der Pleuelstange sowie auch in dem Lager der Kurbelwelle. Die Folge einer solchen Anordnung wird daher ein sehr unruhiger und stoßender Gang der Maschine sein, und zwar werden die Stöße um so empfindlicher auftreten, je mehr die anfängliche beschleunigende Kraft

$$\frac{m_2 v^2}{2} \left(1 + \frac{r}{l} \right)$$

den Dampfdruck Q übertrifft. Es folgt hieraus, daß man, um diesen Stößwirkungen nicht ausgesetzt zu sein, die mittlere Geschwindigkeit v der Kurbel eine gewisse Grenze nicht überschreiten lassen darf, und daß diese höchstens anwendbare Geschwindigkeit*) mit dem Dampfdrucke Q wächst. In den todten Punkten wird natürlich ein solcher Wechsel von Druck und Zug immer unvermeidlich sein.

Wenn in dem zuletzt gedachten Falle, wo die beschleunigende Kraft in den todten Punkten größer ist als die Kolbenkraft, das Kurbelgetriebe zur Be-

*) S. Radinger an oben angegebenem Orte.

wegung eines Pumpwerkes dient, also der Antrieb von der Kurbelwelle ausgeht, so ruft das Auftreten des Druckwechsels in den Punkten K und (K) eine andere eigenthümliche Erscheinung hervor. Hierbei hat die Kurbel während des Hingangs, wenn $C_1 Q_1$ die von der zu hebenden Wassersäule auf den Kolben wirkende Widerstandskraft Q bedeutet, im Beginne der Bewegung einen Widerstand $C_1(K_1) = Q + M$ zu bewältigen. Dieser Widerstand wird kleiner und kleiner und ist in der Kolbenstellung C_0 , welcher der maximalen Kolbengeschwindigkeit entspricht, gerade bis auf den Betrag Q herabgesunken, d. h. gleich dem Gewichte der auf dem Kolben lastenden Wassersäule von der Subhöhe zur Höhe und der Kolbenfläche zum Querschnitte geworden. Bei weiterer Bewegung über C_0 hinaus wirkt nun die bewegte Masse m_2 wegen ihrer Verzögerung ebenfalls treibend auf den Kolben, so daß die Kurbel einen stetig abnehmenden Widerstand zu überwinden hat. Dieser Bewegungszustand würde nun bis zu Ende des Kolbenlaufes anhalten in derselben Art, wie bei einer Dampfmaschine, wenn die ganze schwingende Masse m_2 fest mit dem Kreuzkopfe verbunden wäre. Dies ist bei Pumpwerken aber nicht der Fall, denn die schwingende Masse m_2 setzt sich hier zusammen aus den Massen der mit dem Kreuzkopfe direct verbundenen Maschinentheile, wie Kolben und Kolbenstange, und aus der in der Saugröhre hängenden Wassermenge, welche bei der Bewegung des Kolbens demselben folgen muß. Es wird nun zwar auch diese Wassermenge von dem Punkte C_0 aus bei eintretender Verzögerung vermöge ihrer aufgesammelten lebendigen Kraft fördernd auf den Kolben wirken und dadurch den Kolbenwiderstand für die Kurbel vermindern, doch wird dieser Druck des nachfolgenden Saugwassers gegen den Kolben nur eine bestimmte Größe erreichen können. Sobald nämlich dieser Druck einen Betrag erreicht, welcher hinreicht, das Steigventil, welches im Kolben oder in einem besonderen Ventilgehäuse angeordnet ist, zu öffnen, wird dieses letztere Ventil in der That geöffnet werden und es gelangt von diesem Augenblicke an bis zum Ende des Kolbenlaufes ein gewisses Wasserquantum durch das Druckventil hindurch zum Ausflusse. Während dieser letzten Periode wirkt das bewegte Wasser in der Saugröhre nur mit demjenigen constanten Drucke schiebend auf den Kolben, welchen es auf diesen in dem Momente ausübte, in dem das Steigventil aufgeworfen wurde. Auf diese Weise hat man sich die auffällige Erscheinung zu erklären, daß Pumpen unter Umständen per Kolbenshub ein Wasserquantum liefern können, welches größer ist als der vom Kolben durchlaufene Cylinderraum. Würde z. B. die zum Deffnen des Steigventils erforderliche Kraft in der Figur durch VW ausgedrückt sein, so würde das Wasser zum Ausflusse gelangen in demjenigen Augenblicke, in welchem der Kolben die Lage X passirt. Der Widerstand, welchen der Kolben seiner Bewegung entgegensetzt, wäre nun bis zum Ende des Laufes constant gleich XW , und es würde ein Wasser-

quantum schon während des Hingangs zum Ausflusse gelangen, dessen Größe sich dadurch bestimmte, daß die zur Förderung dieses Wassers erforderliche mechanische Arbeit durch die Fläche $WW_3(K_3)W$ ausgedrückt ist. Von der Kurbelwelle dagegen wäre eine mechanische Arbeit während des Kolbenlaufes zu verrichten, welche durch die Fläche $C_1(K_1)K_0WW_3C_3C_1$ dargestellt wird.

§. 153. **Graphische Untersuchung der Kurbelbewegung.** Nachdem man in der vorstehend angegebenen Art den von den schwingenden Massen erforderlichen Beschleunigungsdruck ermittelt hat, ist auch die Untersuchung der Kurbelbewegung auf graphischem Wege leicht ausführbar. Es stelle zu dem Ende wieder das Rechteck $C_1Q_1Q_3C_3$, Fig. 575, das Diagramm des Dampfdruckes für eine Dampfmaschine ohne Expansion dar, ferner seien die Linien M für den Massendruck und durch Vereinigung der Ordinaten von Q und M diejenigen K für den resultirenden Kolbendruck eingezeichnet, und zwar sind die für den Rückgang geltenden Linien in der Figur punktiert worden. Nunmehr kann man auch nach §. 139 diejenige Linie U eintragen, deren Ordinaten den von der Lenkerstange an dem Kurbelzapfen ausgeübten Umfangsdruck angeben. Um diesen Umfangsdruck U für jede beliebige Kolbenstellung C zu ermitteln, war in §. 139 gefunden: $K:U = AB:AF$, wenn K die Kolbenkraft vorstellte. Denkt man daher den für C zugehörigen Kolbendruck CK auf der Kurbelrichtung gleich Ak angetragen und mit der Lenkerstange BC die Parallele ku gezogen, so erhält man in Au die Größe des Umfangsdruckes, wenn der Kolben in C sich befindet. Diese Größe $Au = CU$ eingetragen und dieselbe Construction für eine genügend große Zahl von Punkten ausgeführt, erhält man in $C_1UU'C_3$ das Diagramm für den Umfangsdruck. Endlich ziehe man noch in dem Abstände

$$C_1P_1 = \frac{2}{\pi} C_1Q_1$$

von der Ase C_1C_3 die mit der letzteren parallele Gerade P_1P_3 , so stellen deren constante Ordinaten offenbar die Größe des durchschnittlichen Nutzwiderstandes an der Kurbelwelle an einem Arme gleich dem Kurbelhalbmesser r dar. Diese Gerade P_1P_3 wird die Curve U des Umfangsdruckes für den Hingang in zwei Punkten O_1 und O_2 und diejenige (U) für den Rückgang in zwei anderen Punkten (O_1) und (O_2) schneiden. Es ist daher in den diesen vier Schnittpunkten entsprechenden Kolbenstellungen der an der Kurbelwarze wirksame Umfangsdruck U gerade gleich dem an derselben Stelle auftretenden Widerstande P , woraus folgt, daß in diesen Schnittpunkten die Bewegung weder beschleunigt noch verzögert wird. Solche Punkte, deren Beschleunigung Null ist, entsprechen aber einem Maximum resp. Minimum der Geschwindigkeit, und man erkennt ohne Weiteres, daß die Punkte O_1 und (O_1)