

und

$$\operatorname{tang} \delta = \frac{M_1'}{M_1}.$$

Gewöhnlich macht man $r_0 = r_1$, in welchem Falle

$$M_0 = \sqrt{M_1^2 + M_1'^2}.$$

Wenn die beiden Maschinen symmetrisch zu einer in der Mitte der beiden Kurbeln liegenden Mittellinie situiert sind, und wenn $r_1 = r_2 = r_0$ angenommen wird, dann ist $M_1 = M_2'$ und $M_2 = M_1'$ und

$$M_1 + M_2 = M \frac{r}{r_0}.$$

Bezeichne ferner $2L$ die Distanz AB Fig. 184 und $2l$ die Entfernung PQ , dann wird

$$M_1(L - l) = M_2(L + l).$$

Unter Einführung des Wertes von M_2

$$M_2 = M \frac{r}{r_0} - M_1$$

wird

$$M_1 = M \frac{r}{r_0} \cdot \frac{L + l}{2L}$$

und

$$M_2 = M \frac{r}{r_0} \cdot \frac{L - l}{2L}.$$

Die Masse M_0 , welche in der Entfernung r_0 von der Achse die beiden Massen M_1 und M_2 ersetzen soll, ergibt sich aus der Gleichung

$$M_0 = \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = M \frac{r}{r_0} \cdot \frac{\sqrt{L^2 + l^2}}{L\sqrt{2}};$$

die Lage derselben ist bestimmt durch den Winkel δ nach der Gleichung

$$\operatorname{tang} \delta = \frac{L - l}{L + l}.$$

183. Ausgleich der longitudinalen Kräfte schnelllaufender Maschinen. Mit dem Ausdrucke „longitudinal“ seien hier jene Kräfte bezeichnet, welche, durch die hin- und hergehenden Massen hervorgerufen, parallel zur Richtung des Kolbenhubes auftreten; diese Kräfte wirken daher in stehenden Schnellläufern vertikal. Wenn man von dem Einflusse der Schubstange absehen könnte, würden diese Kräfte für jeden Kolben am oberen und unteren Totpunkt dieselbe Größe haben. Bei gekuppelten Maschinen mit zwei unter 180° versetzten Kurbeln und gleich schwerem Gestänge würde daher der Fundamentrahmen der Maschine in jedem Momente gleiche auf- und abwärts gerichtete Stöße erfahren. Bei nur einem Kurbelpaare bilden somit diese gleich großen und entgegengesetzt gerichteten Kräfte ein Kräftepaar, welches die Tendenz besitzt, die

Maschine längs einer Querachse hin und her zu schieben, ohne vertikale Bewegungen der Maschine als solche hervorzurufen. Dies ist jedoch, wie bereits erwähnt, nur dann der Fall, wenn der Einfluß der endlichen Stangenlänge vernachlässigt werden könnte. In Wirklichkeit wird bei Maschinen mit zwei unter 180° versetzten Kurbeln dieser Ausgleich der auf- und abwärts gerichteten Kräfte durch den Einfluß der Stangenlänge gestört und unter diesem Einflusse Kräfte wachgerufen, welche ein Schlagen der Maschine gegen ihr Fundament zur Folge haben.

Das obere Diagramm in Fig. 185, welches für eine Stangenlänge gleich der vierfachen Kurbellänge entworfen ist, veranschaulicht diese Wirkung der endlichen Stangenlänge. Die Linien *AA* und *BB* stellen die infolge der Trägheit der beiderseitigen Gestänge auftretenden in Rede

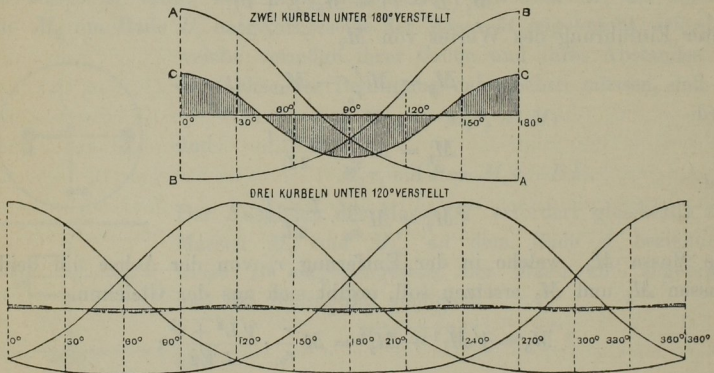


Fig. 185.

stehenden Kräfte dar; dieselben sind als Ordinaten in Beziehung auf den jeweilig durchlaufenen Kurbeldrehungswinkel über den halben Umfang des Kurbelkreises als Basis aufgetragen. Die Linie *CC* stellt die resultierenden, abwechselnd auf- und abwärts gerichteten Kräfte dar, mit einer Doppelperiode während einer Umdrehung der Maschine. Dieses Diagramm zeigt somit, in welcher Weise dieser resultierende Druck als eine Folge der von der Stangenlänge abhängigen ungleich großen Beschleunigungsdrücke an den beiden Hubenden entsteht.

Stehende unbalancierte Maschinen fangen bei jener Geschwindigkeit an unruhig auf ihrem Fundamente zu stehen, bei welcher der Beschleunigungsdruck gleich dem Eigengewichte der Maschine wird, weil in diesem Falle bei Beginn des Kolbenniederganges ein entsprechend größerer Druck am Cylinderdeckel nach aufwärts als im Kurbellager nach abwärts wirkt, somit ein Losheben vom Boden eintreten würde, falls die Maschine nicht

durch die Fundamentschrauben mit dem Fundamente verbunden wäre. Nachdem aber lange Schrauben bei abwechselnder Beanspruchung sich stets federnd etwas verlängern, so würde trotz der Verankerung die Maschine nicht mehr ruhig auf ihrem Fundamente stehen.

So lange man sich hinsichtlich der Geschwindigkeit und dem Gewichte des Gestänges dieser gefährlichen Grenze nicht nähert, können selbst stehende Einkurbelmaschinen unbeschadet ohne Balancegewichte laufen, denn bei stationären Maschinen genügt ja zumeist schon das Gewicht der Kurbelwelle samt Schwungrad, um die ruhige Lage derselben zu sichern. In weit höherem Maße ist dies bei Maschinen mit zwei unter 180° verstellten Kurbeln (Verbundmaschinen System Woolf) der Fall, nachdem hier, wie aus Diagramm Fig. 185 ersichtlich, nur die Differenz der Beschleunigungsdrücke frei wird und zur Wirkung gelangt, da sich unter der früher gemachten Annahme nicht nur die sämtlichen auf- und niedergehenden Massen, sondern auch die gegenüberstehenden Kurbeln in jeder Lage das Gleichgewicht halten. Infolge der Nebeneinanderstellung der beiden Maschinen findet wohl ein Wiegen der Maschine auf ihrem Fundamente statt und empfiehlt es sich aus diesem Grunde, die Cylinder so nahe als möglich nebeneinander zu legen. Aus diesem Bestreben ist beispielsweise die stufenartig aufgebaute Maschine von Collmann*) entstanden; die Welle ist ohne Zwischenlager gekröpft, die Cylinder auf eine kleinste Entfernung (bei der Buckauer Maschine beträgt die Entfernung 450 mm) von Mitte zu Mitte zusammengerückt. Der wesentliche Vorteil der Collmannschen Anordnung ist wohl nur im Wegfalle des dritten Kurbellagers zu suchen; vermöge der Unvollkommenheiten, welche im übrigen diesem Systeme anhaften, ist die Anwendung desselben nur dann gerechtfertigt, wenn die Verhältnisse dazu drängen, denn die Übelstände, welche die Massenwirkung bei einer gleich starken Maschine gewöhnlicher Bauart mit sich bringen, fallen doch unter normalen Verhältnissen zu wenig in die Wagschale, um dafür die unvermeidlichen Schattenseiten der ungemein zusammengedrängten, in manchen Punkten schwer zugänglichen Collmannschen Konstruktion in den Kauf zu nehmen. Dieses System hat daher auch, wie die Erfahrung lehrt, trotz ca. 14-jährigem Bestande keine Verbreitung gefunden.

Bei der Anwendung von drei unter 120° versetzten Kurbeln ver-

*) Die ersten Maschinen dieser Art kamen 1888 für den Betrieb der elektrischen Zentrale Neubadgasse in Wien zur Aufstellung. Eine Maschine von 600 PS (625 und 950 mm Cylinderdurchmesser bei 700 mm Hub und 130 Touren pro Minute) wurde von der Maschinenfabrik Buckau anlässlich der internationalen elektrischen Ausstellung in Frankfurt 1891 ausgestellt. Siehe *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1891, S. 1435.

schwinden die aus den Beschleunigungsdrücken resultierenden, auf- und abwärts gerichteten Kräfte nahezu gänzlich, wie aus dem unter Voraussetzung gleicher Gestängsgewichte der drei Maschinen entworfenen unteren Diagramme der Fig. 185 ersichtlich. Die vertikale Bewegung der Maschine als solche gegen das Fundament ist bei Dreikurbelmaschinen fast vollständig behoben; die nicht in derselben Ebene auftretenden Kräfte haben jedoch die Tendenz, die Maschine nach einer horizontalen Querachse zu verschieben; diese Kräfte könnten durch die symmetrische Anordnung von sechs Kurbeln auf derselben Welle aufgehoben werden, indem die Momente des einen Kurbelsatzes jene des anderen Dreikurbelsatzes ausgleichen. Durch eine derartige Anordnung könnte somit ein praktisch vollkommener Ausgleich der Massenwirkung erzielt werden.

Bei den gewöhnlichen dreicylindrigen Expansionsmaschinen sind jedoch die Gestängegewichte nicht, wie hier vorausgesetzt wurde, gleich groß, sondern verhalten sich meistens wie 1 : 0,83 : 0,71; infolgedessen sind auch die senkrechten Massendrucke stehender Maschinen nicht so vollkommen ausbalanciert, wie dies unter obiger Annahme der Fall ist. Man kann diese Maschinen aber dadurch verbessern, daß man den Niederdruckkolben an der mittleren Kurbel arbeiten läßt, da hierdurch das kippende Kräftepaar wesentlich verringert wird. Am schlechtesten hinsichtlich der Vibrationserscheinungen funktionieren die Dreifachexpansionsmaschinen mit fünf Cylindern und drei Kurbeln, bei welchen gewöhnlich an den beiden äußeren Kurbeln je ein Hochdruck- und Niederdruckcylinder, übereinander aufgestellt, arbeiten, während an der mittleren Kurbel nur der Mitteldruckkolben angreift. Infolge der an beiden äußeren Kurbeln wirkenden verhältnismäßig großen Massen entsteht ein kippendes Kräftepaar, welches viel größer ist, als bei jeder anderen Anordnung der Cylinder; auch die senkrecht wirkenden Kräfte ergeben eine sehr bedeutende Resultierende. Derart gebaute Maschinen geben daher in ihrer Anwendung als Schiffsmaschinen Veranlassung zu sehr heftigen Vibrationen. Die Zweischraubendampfer „Campania“ und „Lucania“ der Cunard-Linie besitzen beispielsweise solche Maschinen von einer anlässlich ihrer Probefahrt nachgewiesenen Leistung von 31000 PS_i bei 5 m mittlerer Kolbengeschwindigkeit pro Sekunde*). Bei diesen beiden Dampfern stellten sich, wie aus dem unten angeführten Bericht der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure* hervorgeht, außerordentlich heftige Schwingungsbewegungen ein, sobald die Umdrehungszahl der Maschine um weniges unter jene Umdrehungszahl zurückging, welche dieselbe bei voller Dampfkraft einhielt. Die Ursache dieser eigentümlichen Erscheinung mag einerseits in

*) *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1893, S. 1520.

dem Umstande zu suchen sein, daß bei dieser verringerten Tourenzahl der Maschine die Dauer der natürlichen Schwingungsperiode des Schiffes mit der Dauer einer Maschinenumdrehung zusammenfiel, somit die Schwingungsweite ein Maximum wurde, andererseits auf die Tatsache zurückzuführen sein, daß die Dampfer eben mit Fünfcylinder-Dreikurbelmaschinen der erwähnten Bauart ausgerüstet sind*).

Die durch unvollständige Vernichtung der Massendrucke auftretenden Vibrationen sind bei Landdampfmaschinen von viel geringerer Bedeutung wie bei Schiffsmaschinen, da sie bei jenen von massiven Fundamenten aufgenommen, daher für die Umgebung viel weniger fühlbar werden als bei den Schiffsmaschinen. Die ungemein gesteigerten Anforderungen, welche der überseeische Verkehr an die Schiffsmaschine hinsichtlich ihrer Leistung und Geschwindigkeit heutzutage stellt, haben in neuerer Zeit die vollste Aufmerksamkeit der Konstrukteure auf das sogenannte „Ausbalancieren“ der Maschine gelenkt; auch die Dynamik der Kurbelgetriebe bildet gerade in neuester Zeit Gegenstand ernster theoretischer Studien; es seien in dieser Beziehung nur die bereits an früherer Stelle erwähnten Arbeiten von Professor Lorenz (Dynamik der Kurbelgetriebe mit besonderer Berücksichtigung der Schiffsmaschinen, Leipzig 1901) und Professor Schubert (Theorie des Schlicksches Massenausgleiches, Leipzig 1901) namhaft gemacht.

Das ältere Verfahren der Ausbalancierung durch Gegengewichte hat verschiedene Übelstände zur Folge, die dessen Anwendung bei Schiffsmaschinen nicht zweckdienlich erscheinen läßt. Einerseits bilden die Gegengewichte, ganz abgesehen von deren Gefährlichkeit für die Bedienungsmannschaft der Maschine, eine nicht unbedeutende Gewichtsvermehrung, welche speziell bei Schiffsmaschinen tunlichst vermieden werden soll; andererseits rufen dieselben, wie bereits an früherer Stelle erwähnt, Kräfte wach, welche in einer zur Ausbalancierungsebene senkrechten Ebene wirken und ihrer Größe nach jenen Kräften, deren Ausbalancierung Zweck der Gegengewichte ist, genau gleichkommen. Bei der gebräuchlichen stehenden Anordnung der Schiffsmaschinen treten somit diese Kräfte in einer horizontalen Ebene auf; die Vibrationen, welche sie hervorrufen, sind allerdings nicht so bedeutend, wie jene der vertikalen Kräfte, doch sollen sie für ruhigen Gang gleichfalls möglichst vermieden werden.

Der englische Torpedobootkonstrukteur Yarrow hat den Vorschlag gemacht, behufs besserer Ausbalancierung der vertikalen Beschleunigungsdrücke eigene Getriebe einzuschalten, z. B. Excenter, welche Gegengewichte

*) *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1894, S. 1091: *Über den Einfluß des Aufstellungsortes der Dampfmaschine auf die Vibrationserscheinungen bei Dampfmaschinen*, von O. Schlick.

von entsprechender Masse auf- und abbewegen. Durch dieses Verfahren können allerdings die auf Kippen wirkenden, sowie die vertikalen Kräfte ausgeglichen werden, während die durch die Massen der Schubstangen hervorgerufenen Horizontalkräfte nach wie vor unausbalanciert bleiben. Da jedoch diese Gegengewichte für größere Anlagen sehr schwer werden, so hat diese Methode keinen Eingang gefunden.

Um den Übelständen und Nachteilen, welche die Anwendung von Gegengewichten zur Folge hat, zu begegnen, wurden verschiedene Vorschläge gemacht, von welchen die beiden erfolgreichsten hier in Kürze besprochen werden sollen.

Der französische Ingenieur Normand baute vornehmlich für Torpedoboote dreikurbelige Expansionsmaschinen mit genau gleichgroßem Gestängegewichte, so daß die algebraische Summe der vertikal auftretenden Massendrucke in jeder Kurbelstellung gleich Null wird. Diese Methode wurde bereits oben besprochen. Wenn die Maschine genau in der Mitte des Schiffes montiert ist, dann ruft sie allerdings keine Vibrationen hervor; nachdem man aber fast ausnahmslos die Maschine außer der Mitte des Schiffes aufstellen muß und zwar zumeist sehr nahe dem Knotenpunkte, werden die Vibrationen sehr heftig, sodaß solche Maschinen in ihrer Wirkung infolge des größeren kippenden Kräftepaars noch nachteiliger werden, als gewöhnliche Dreifachexpansionsmaschinen.

Um einen noch besseren Ausgleich der Massendrucke erzielen zu können, ging man daher in neuerer Zeit von der Dreikurbel- auf die Vierkurbelmaschine über und baute dieselben entweder als Dreifachexpansionsmaschinen mit geteiltem Niederdruckcylinder oder als vierstufige Expansionsmaschinen mit vier Cylindern von ungleichem Diameter.

Die allgemeine Anordnung ist hierbei so gewählt, daß die beiden vorderen, als auch die beiden rückwärtigen Kurbeln gegeneinander genau um 180° verstellt sind, während die beiden Kurbelpaare einen Winkel von 90° einschließen. Sind außerdem die Gestänge jedes der beiden Cylinderpaare gleich schwer, dann gleichen sich selbstverständlich die vertikal gerichteten Massendrucke der beiden vorderen und rückwärtigen Cylinder vollkommen aus. Infolge der Gewichte der sich in wagerechter Richtung hin- und herbewegenden Maschinenteile (auf den Kurbelkreis reduziertes Gewicht der Kurbeln und Pleuelstangen) bleibt jedoch ein bedeutendes kippendes Kräftepaar bestehen und würde eine derart angeordnete Maschine als Schiffsmaschine nur dann keine Vibrationen hervorrufen, wenn sie genau in der Mitte des Schiffes aufgestellt werden könnte; sie unterscheidet sich somit in dieser Beziehung in keiner Weise von der Normandschen Maschine.

Macht man die zusammengehörigen Kolben nicht gleich schwer und

wählt man obendrein eine Anordnung in der Weise, daß die beiden großen Cylinder an den beiden äußeren, die beiden kleineren Cylinder daher an den inneren Kurbeln angreifen, dann ergeben sich, wie die Erfahrung mit derartig gebauten Vierfachexpansionsmaschinen bestätigt hat, nicht nur vertikal gerichtete resultierende Massendrucke, sondern auch verhältnismäßig sehr große kippende Kräftepaare; infolgedessen rufen diese Maschinen sehr bedeutende Vibrationen hervor.

Besser ist in dieser Beziehung die Anordnung mit außen liegenden kleineren und innen liegenden größeren Cylindern; hierdurch wird das kippende Kräftepaar merklich verringert; trotzdem treten heftige Vibrationen auf, mag die Maschine auch wo immer aufgestellt sein.

Mit den gebräuchlichen Systemen der Vierkurbelmaschinen läßt sich daher kein befriedigender Ausgleich der Massendrucke erzielen. Geht man jedoch davon ab, die vier Kurbeln genau unter 90° zu stellen, dann gestalten sich die Verhältnisse weit günstiger. Dieses Verfahren des Ausgleiches der Massendrucke wurde dem Schiffbauingenieur Schlick in Hamburg durch das deutsche Reichspatent Nr. 80 974 vom 10. Nov. 1893 patentiert und ist seitdem als Schlickscher Massenausgleich allgemein bekannt.

Das Wesen des Schlickschen Ausgleiches besteht in der Ausbalancierung der bewegten Massen in der Richtung der Ebene der Cylindermittel durch richtige Wahl der gegenseitigen Kurbelstellung sowie der Verhältnisse der an den einzelnen Kurbeln angreifenden Kräfte, also durch die bewegten Massen selbst. Wenn man andererseits die Gewichte der sich senkrecht hierzu hin- und herbewegenden Teile der Maschine, d. s. die auf den Kurbelkreis reduzierten Gewichte der Kurbeln und Schubstangen, in dasselbe Verhältnis zu einander bringt, dann ist die Maschine nicht nur in diesem Sinne, sondern auch in einer rechtwinkligen zur Kolbenstangenrichtung durch das Wellenmittel gelegten Ebene, sowie in jeder anderen Richtung ausbalanciert. Bei der Schlickschen Ausgleichung heben sich somit sowohl die vertikalen Kräfte, als auch die kippenden Kräfte völlig (da nach dem Schlickschen Patentansprüche die Schubstange gegenüber dem Kurbelradius als unendlich lang anzusehen ist) auf.

Die Eigenart des Schlickschen Ausgleiches beruht also darauf, daß die lästigen Ausgleichs- oder Gegengewichte fortfallen und die bewegten Teile der Maschine selbst hierzu benützt werden, also nicht als tote Massen mitgeschleppt werden müssen, sondern direkt wirksame Maschinenteile bilden. Die Ausgleichung der Massendrucke ist außerdem, wenn man von den durch die endliche Länge der Pleuel- und Excenterstangen bedingten kleinen Fehler absieht, mathematisch genau möglich.

Auf gleiche Weise wie das Gestänge der Cylinder können auch die

Steuerungsteile vor allem die Schieber ausbalanciert werden; es ist hierzu nur erforderlich, daß die Schieberstangenmittel in einer Ebene liegen, daß die Gewichte der Schieber untereinander in demselben Verhältnisse stehen wie die Gewichte der bewegten Massen der einzelnen Cylinder, daß die Voreilwinkel der Excenter gleich groß und die Abstände der Schwerpunktsachsen der Schieber dieselben sind, wie die Abstände der Cylindermittel. Verschiedenheit der Voreilwinkel kann durch entsprechende Änderung der Schiebergewichte ausgeglichen werden. Ebenso können nach denselben Grundsätzen die Excenterstangen, die Gewichte der Pumpenkolben etc. in den allgemeinen Massenausgleich einbezogen werden.

Ein wesentlicher Vorzug dieser Ausgleichsmethode besteht auch darin, daß der Aufstellungsort der Maschine ohne Einfluß auf die Vibrationserscheinungen bleibt; die Wahl der Umdrehungszahl und des Aufstellungsortes im Schiffskörper bleibt daher ganz dem freien Ermessen des Konstrukteurs anheimgestellt; es ist dies namentlich für schnelllaufende Maschinen in leicht gebauten Schiffen ein nicht zu unterschätzender Vorteil.

Für die großen Vorteile des Schlickschen Massenausgleiches spricht wohl in erster Linie die Tatsache, daß bis heute gegen 200 Dampfer mit Maschinen nach dem Schlickschen Systeme mit einer Gesamtleistung über 1 000 000 indizierter Pferdestärken ausgerüstet wurden; darunter sind die größten bis heute gebauten Maschinen und zwar jene des Dampfers „Deutschland“ (Hamburg-Amerika-Linie) mit 33 000 PS_i, „Kaiser Wilhelm II.“ (Norddeutscher Lloyd), mit 30 000 PS_i, „Kaiser Wilhelm der Große“ mit 27 000 PS_i; ferner die Kreuzer I. Kl. der königl. englischen Marine „King Alfred“, „Drake“ und „Good Hope“ mit je 30 000 PS_i.

Um bei einer mehrkurbeligen Maschine die Massenwirkungen dauernd auszugleichen sind, wie Prof. Lorenz und Schubert nachgewiesen haben, acht Bedingungsgleichungen, welche zwischen den Verhältnissen der Gestängegewichte, den Kurbelwinkeln und den Verhältnissen der Abstände der Cylinder von einander bestehen, notwendig und hinreichend. Prof. Lorenz leitete diese acht Gleichungen aus den Grundlagen der Dynamik, namentlich aus dem d'Alembertschen Prinzip unter Benützung höherer Mathematik ab, während Prof. Schubert unter Anwendung nur elementarer Mathematik dieselben aus der seinerzeit von Prof. Radinger aufgestellten und bewiesenen Formel für den Massendruck*) entwickelte und speziell auf den Schlickschen Massenausgleich anwendete. Dieser bereits an früherer Stelle namhaft gemachten Arbeit Prof. Schuberts sind die im

*) Radinger, „Über Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit“, Wien, 1892, S. 15.

nachstehenden in Kürze erörterten Bedingungen des Schlickschen Massenausgleiches entnommen.

Der Schlicksche Ausgleich einer Viercylindermaschine bedingt, daß einerseits die Kurbeln der beiden außenstehenden Cylinder *I* und *II*, sowie jene der beiden inneren Cylinder *III* und *IV*, Fig. 186, im Kurbeldiagramm benachbart, andererseits die Kurbeln der beiden auf der rechten bzw. linken Seite der Maschine stehenden Cylinder *I* und *III*, bzw. *II* und *IV* überbenachbart sind.

Das Verhältnis der Cylinderabstände bedingt das Winkelverhältnis der Kurbeln, oder umgekehrt, in der Weise, daß der Abstand a der beiden äußeren Cylinder *I* und *II*, durch den Abstand b des Cylinders *I* und *III* geteilt, sich zu dem Verhältnisse des Abstandes a und der Entfernung c der beiden anderen Cylinder *II* und *IV* so verhält, wie das Verhältnis der Sinus der beiden Winkel, welche die Kurbel *III* mit den Kurbeln *I* und *II* einschließt, zu dem Verhältnisse der Sinus jener Winkel, welche die Kurbel *IV* mit den Kurbeln *I* und *II* bildet.

Es erscheint somit das Doppelverhältnis der Cylinderabstände gleichgesetzt dem Doppelverhältnisse der Sinus der entsprechenden Kurbelwinkel. Nach den Grundlagen der neueren synthetischen Geometrie ist dies jedoch ein charakteristisches Merkmal, daß die vier Punkte, durch welche man sich die geometrischen Achsen der vier Cylinder gelegt denken kann, in perspektive Lage zu den vier Kurbelrichtungen *OI*, *II*, *III* und *IV* gebracht werden können.

Es kann daher keine Maschine als ausgeglichen betrachtet werden, welche nicht der Bedingung entspricht, daß die von irgend einem Punkt *O* (Fig. 187) aus gezogenen Kurbelrichtungen in perspektive Lage zu vier auf einer Geraden liegenden Punkten *B*, *C*, *D* und *E* gebracht werden können, deren Abstände *BC*, *CD* und *DE* sich so verhalten, wie die Entfernungen *III*, *IIIIV* und *IVII* der vier Cylindermittel. Wenn daher das durch *O* gezogene Kurbeldiagramm gegeben ist, so läßt sich sehr einfach, wie folgt, untersuchen, ob das Abstandsdiagramm demselben im Sinne obiger Bedingung entspricht.

Auf die Verlängerung der Kurbelrichtung *OI* trage man zwei Strecken

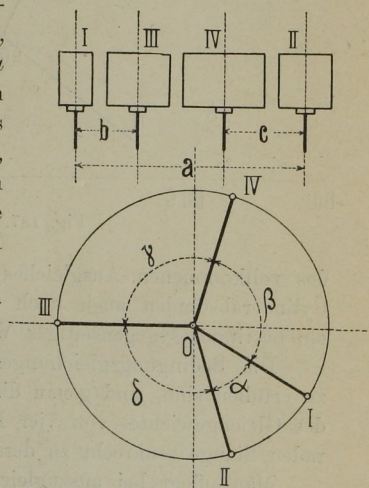


Fig. 186.

OA und AB auf, welche sich zu einander so verhalten, wie die Abstände der Cylinder $IIIIV$ und $IIII$; dann ziehe man durch A eine Gerade parallel zur Kurbelrichtung OIV ; den Durchschnittspunkt C derselben mit der Kurbelrichtung $OIII$ verbinde man mit B bis zum Durchschnitte mit den Kurbelrichtungen OIV in D , bzw. OII in E . Diese vier

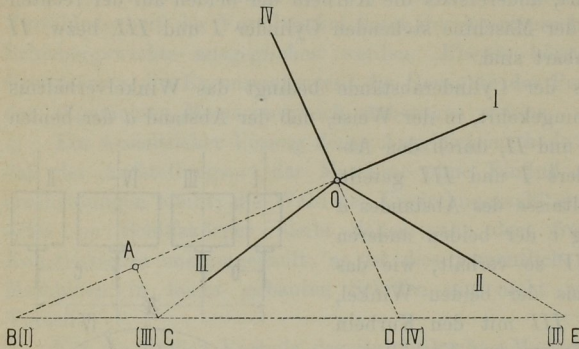


Fig. 187.

Punkte B, C, D und E müssen nun gegenseitig genau so gelegen sein, wie die geometrischen Achsen der vier Cylinder.

Die Erfüllung dieser Bedingung ist notwendig, genügt aber noch nicht zur Erreichung

des vollkommenen Ausgleiches, weil bei gegebenen Kurbelwinkeln und Cylinderabständen auch noch die Gewichte der bewegten Gestänge in ein bestimmtes gegenseitiges Verhältnis gebracht werden müssen.

Die Bedingungsgleichungen, welche hinsichtlich dieser Verhältnisse zu erfüllen sind, sind genau dieselben, wie jene, welche behufs Erhaltung des Gleichgewichtes von vier Kräften, welche an vier Punkten einer geraden Stange senkrecht zu derselben angreifen, erfüllt werden müssen.

Man pflegt bei auszugleichenden Schiffsmaschinen in der Praxis gewöhnlich Symmetrie hinsichtlich der Cylinderabstände, der Kurbelwinkel oder der Gestängegewichte herrschen zu lassen und gelten hierfür folgende Beziehungen.

Die Symmetrie der Gewichte hat nicht nur die Symmetrie der Kurbelwinkel, sondern auch die Symmetrie der Cylinderabstände zur Folge. Bedeute G_1 das Gewicht des bewegten Gestänges jedes der beiden äußeren Cylinder, G_3 das betreffende Gewicht jedes der beiden inneren Cylinder, L den Abstand der beiden äußeren und l jenen der beiden inneren Cylinder und sind die Winkel nach Fig. 186 der Reihe nach mit $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ bezeichnet, dann bestehen folgende drei Bestimmungsgleichungen:

$$G_1 \cos \frac{\alpha}{2} = G_3 \cos \frac{\gamma}{2}, \quad (1)$$

$$L \cdot G_1 \sin \frac{\alpha}{2} = l \cdot G_3 \sin \frac{\gamma}{2} \quad (2)$$

und

$$\beta = \delta = 180^\circ - \frac{\gamma + \alpha}{2}. \quad (3)$$

Durch Division folgt aus den beiden Gleichungen (1) und (2)

$$L \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = l \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}. \quad (4)$$

Nachdem die Gleichungen (1) und (2) vier Größen und zwar zwei Kurbelwinkel, ein Abstandsverhältnis und ein Gewichtsverhältnis enthalten, so wird man zwei dieser Größen als gegeben annehmen und die beiden anderen daraus bestimmen. Setzt man die beiden Kurbelwinkel α und γ als gegeben voraus, dann erhält man das Gewichtsverhältnis aus Gleichung (1) mit

$$\frac{G_1}{G_3} = \frac{\cos \frac{\gamma}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (5)$$

und das Abstandsverhältnis aus Gleichung (4) mit

$$\frac{L}{l} = \frac{\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (6)$$

Ist das Gewichtsverhältnis und ein Kurbelwinkel (α oder γ) gegeben, so bestimmt sich aus Gleichung (5) zunächst der andere Kurbelwinkel und dann aus Gleichung (6) das Abstandsverhältnis $\frac{L}{l}$.

Ist das Abstandsverhältnis und ein Kurbelwinkel gegeben, dann bestimmt sich zunächst der andere Kurbelwinkel aus Gleichung (6) und unter Einführung desselben in Gleichung (5) das Gewichtsverhältnis.

Ist endlich das Abstands- und das Gewichtsverhältnis gegeben, dann muß zur Ermittlung der Kurbelwinkel je ein Kurbelwinkel aus den Gleichungen (5) und (6) eliminiert werden, bevor man zur Lösung dieser Aufgabe gelangen kann. Auf diesem Wege erhält man

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{G_3}{G_1} \sqrt{\frac{\left(\frac{L}{l}\right)^2 \cdot \left(\frac{G_1}{G_3}\right)^2 - 1}{\left(\frac{L}{l}\right)^2 - 1}}, \quad (7)$$

und aus Gleichung (5)

$$\cos \frac{\gamma}{2} = \sqrt{\frac{\left(\frac{L}{l}\right)^2 \cdot \left(\frac{G_1}{G_3}\right)^2 - 1}{\left(\frac{L}{l}\right)^2 - 1}}. \quad (8)$$

Eine Untersuchung dieser beiden Gleichungen führt, in Berück-

sichtigung des Umstandes, daß $\frac{L}{l}$ immer größer ist als 1 und der Cosinus eines Winkels niemals größer als 1 sein kann, zu folgendem Resultate:

$$\frac{l}{L} < \frac{G_1}{G_3} < 1. \quad (9)$$

Diese Gleichung sagt, daß bei einem symmetrischen Schlickschen Ausgleiche jedes der beiden äußeren Gestängegewichte kleiner sein muß als jedes der beiden inneren, jedoch größer als jenes Gewicht sein muß, welches man erhält, wenn man das Gestängegewicht eines inneren Cylinders durch die Verhältniszahl $\frac{L}{l}$ dividiert.

Die Gleichungen (7) und (8) lassen auch erkennen, daß die Gewichte nicht unter sich gleich sein dürfen, denn wenn $\frac{G_1}{G_3} = 1$ ist, dann würde $\cos \frac{\alpha}{2} = 1$ und $\cos \frac{\gamma}{2} = 1$, d. h. $\alpha = \gamma = 0$, somit $\beta = \delta = 180^\circ$, was ausgeschlossen ist.

Würde man die Abstände der vier Cylinder gleich groß machen, dann wäre $\frac{L}{l} = 3$, somit das Gewichtsverhältnis zwischen $\frac{G_1}{G_3} = \frac{1}{3}$ bis 1 liegend. Aus praktischen Gründen wird man das Gewichtsverhältnis näher an 1 liegend annehmen, z. B. $\frac{G_1}{G_3} = 0,9$; für diesen einen speziellen Fall würde dann

$$\alpha = 19^\circ 43', \quad \gamma = 55^\circ 4', \quad \beta = \delta = 142^\circ 36\frac{1}{2}'.$$

Wird das Gewichtsverhältnis wesentlich kleiner als 1, dann nehmen die Winkel α und γ zu, während β und δ abnehmen; ein gewisses praktisches Interesse bietet der Fall, daß $\beta = \delta = 90^\circ$ wird. Für diesen speziellen Fall wird

$$\cotg \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{L}{l}},$$

und

$$\frac{G_1}{G_3} = \sqrt{\frac{l}{L}}.$$

Bezüglich des Schlickschen Massenausgleiches von Maschinen mit fünf und sechs Kurbeln, eine Anordnung, welche kaum jemals eine praktische Bedeutung erlangen dürfte, sei auf die wiederholt zitierte Arbeit von Schubert verwiesen.