

VII. Gegengewicht und Schwungrad.



Das Gegengewicht.

Bei einer unendlich langsam gehenden Maschine heben sich die im entgegengesetzten Sinne wirkenden Drücke des zwischen Kolben und Cylinderdeckel eingeschlossenen Dampfes im Bettbalken wieder vollständig auf; denn der Druck auf den Kolben erscheint als Horizontaldruck im Kurbellager und der Druck auf den Cylinderdeckel wirkt an gleich hohem Hebelarm am anderen Ende des Balkens. Diese Kräfte wollen wohl den Balken abbiegen, weshalb eine möglichst centrische Form, hohe Rippen und End- und mittlere Fundamentschrauben zu dessen Steifhaltung nöthig sind; da sie aber stets in gleicher Größe auftreten, so bleibt kein freier Horizontaldruck zu irgend einer Verschiebung des ganzen Baues übrig.

Arbeitet jedoch die Maschine mit einer gewissen Geschwindigkeit, so übertragen die schweren Massen des Gestänges während der ersten Hälfte des Kolbenlaufes nicht mehr den vollen Dampfdruck auf die Kurbel, geben aber dafür in der zweiten Hälfte des Laufes einen höheren Druck hinaus, als es dem jeweiligen Dampfdruck auf den Kolben entspricht.

Der Druck des Dampfes auf den Cylinderdeckel ist stets gleicher Größe mit dem Druck auf die arbeitende Kolbenseite; ersterer gelangt aber durch die Deckelschrauben und den Körper des Cylinders völlig ungeändert in das eine Ende des Grund-

1. Schubstange unendlich lang.

a) Liegende Maschinen. Der Horizontaldruck auf die Kurbel und das Kurbellager einer Dampfmaschine ist gleich dem Dampfdruck weniger dem Beschleunigungsdruck; bedeutet:

f die freie Kolbenfläche,

p den jeweiligen Dampfüberdruck,

q den Beschleunigungsdruck Gl. (3),

so ist der Dampfdruck auf den Cylinderdeckel $f \cdot p$.

Die Differenz $f \cdot p - f \cdot (p - q) = f \cdot q = \pm F \cos \omega$ ist also jener freie Druck, welcher bei irgend einer Kurbellage ω als verschiebende Kraft in Rahmen auftritt.

Hiebei ist $F = \frac{P}{g} \frac{w^2}{r}$ und genau wie in Gl. (2)

P das Gewicht der hin- und hergehenden Theile,

w die Geschwindigkeit im Kurbelkreise von

r dem Halbmesser desselben,

ω der Erhebungswinkel der Kurbel von der Todtlage aus.

Um den Einfluss dieser Kraft unschädlich zu machen, genügt bei kleinen Maschinen und solchen, welche mit mäßiger Geschwindigkeit arbeiten, deren Verbindung mit der großen Masse des Fundamentmauerwerkes, welches bei genügender Größe und solider Verschraubung die angestrebten Bewegungen zur Unmerklichkeit verkleinert.

Steigt aber die Geschwindigkeit und mit ihrem Quadrate die Fliehkraft F , so darf jene verschiebende Kraft nicht mehr übersehen oder bloß einem schwerer werdenden Fundamente anvertraut werden. Dies umsoweniger, als es ein einfaches Mittel gibt diese Kraft überhaupt gänzlich oder zum größten Theile zu vernichten.

Dieses Mittel ist die Balanzirung der hin- und hergehenden Theile durch das Gegengewicht.

Es liegt nahe, dass vorerst die kreisenden Theile, d. i. die Kurbel und der an der Rotation theilnehmende Betrag der Schubstange, durch ein Gegengewicht gleichsam in statisches Gleichgewicht gebracht werden können, welches dann auch bei der Drehung andauert, indem sich alle von den hin- und hergehenden Massen unabhängig geweckten Fliehkräfte als gleich und entgegengesetzt wirkend, stets aufheben.

Wird aber außerdem im Kurbelkreise, dem Kurbelzapfen im Durchmesser gegenüber, noch eine Masse vom Gewichte P dem Gewicht der hin- und hergehenden Theile hinzugebracht, so entwickelt diese bei der Drehung eine Fliehkraft, welche in der radialen Richtung $F = \frac{P}{g} \frac{w^2}{r}$ beträgt.

Im horizontalen Sinne bietet dieses mitrotirende Gewicht daher die veränderliche Componente $\pm F \cdot \cos \omega$, welche als Horizontaldruck in's Kurbellager tritt. Dort mangelt aber eben in der ersten Hubhälfte, in Folge der noch zu beschleunigenden Gestängsmassen, genau der gleiche Druck, und ebenderselbe herrscht auch in der zweiten Hubhälfte wegen des Ausschwunges dieser Massen als freier Ueberdruck dort vor.

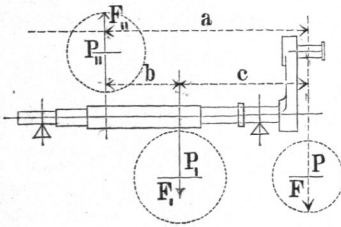
Die neue, durch das Gegengewicht erbrachte Horizontalcomponente, welche stets gleicher Größe, aber entgegengesetzter Richtung wie die frühere Druckdifferenz wirkt, vermehrt nun den Horizontaldruck im Lager während der ersten Hälfte des Kolbenweges um ebensoviele als wegen der Massenbeschleunigung entfällt, und bekämpft gegen Ende des Hubes den mehr übertragenen Druck im Kurbellager, so dass das Dampfdruckdiagramm nun hier genau wieder so auftritt wie am Cylinderdeckel, und die Maschine nunmehr unberührt von den Einflüssen der hin- und hergeschleuderten Massen und deren Geschwindigkeit im horizontalen Sinne völlig unbewegt auf ihrer Unterlage ruhen kann. (Vergl. Fig. 67.)

Ist es möglich, in den Entfernungen a und b Massen unterzubringen, welche die Fliehkräfte F , und $F_{,,}$ entwickeln, so müsste principiell werden (Fig. 68)

$$F, = F \frac{a}{b} \quad \text{und} \quad F_{,,} = F \frac{c}{b}.$$

Sind zwei oder mehrere Maschinen vorhanden, so werden für jede gesondert die Gegengewichte P und Q berechnet. Die in ein- und derselben Ebene anzubringenden Gewichte können dann nach dem Kräfteparallelogramm zu einem einzigen resultirenden Gewichte zusammengesetzt werden. Stehen die Kurbeln unter 90° und sind die Halbmesser gleich, so wird die Größe des Gewichtes

Fig. 68



$$P_{,,} = \sqrt{P,^2 + Q_{,,}^2}$$

und der Winkel gegen die Gegenlage der ersten Kurbel nach

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{Q_{,,}}{P,}$$

der Lage der zweiten Kurbel genähert. (Vergl. Fig. 69.)

Nach gleichem Vorgange wären die Massen von dreicylindrigen Maschinen, oder selbst schwerer hin- und hergehende Schieber und Steuerungstheile zu balanciren, wenn hohe Geschwindigkeit und schwache Grundrahmen und Fundamente gleichzeitig verwendet werden sollen.

Bei den normalen großen Stationärmaschinen wird wohl heute noch kein Gegengewicht benutzt, trotzdem deren Kolbengeschwindigkeit bereits 3 m per Secunde erreicht.

Betrachtet man aber das Verhältniss des Querschnittes der Kolbenstangen zu jenem des Maschinenbalkens, so findet man letzteren zwanzig- und noch mehrmal größer als den Stangen-

querschnitt, der doch gleiche Kraft überträgt. Bei solcher enormer Ueberdimensionirung des Rahmens, der sich noch dazu bequem in die Breite construiren und mit einem schweren Fundamentmauerwerk auf gehobelten oder untergossenen Flächen aufpassen und mit kräftigen Schrauben verbinden lässt, kann allerdings die Fesselung der Maschinen erfolgen und ihr ruhiges Verhalten erzwungen werden, welches sie freiwillig nicht befolgen würde.

Bei den mit $4m$ Kolbengeschwindigkeit arbeitenden Reversierwalzenzugmaschinen haben sich aber schon heute die Gegengewichte als nöthig erwiesen, um den Bestand zu sichern.

Bei Maschinen, welche schwache und schmale Rahmen erhalten müssen, und nicht an ein Fundament gebunden werden können, z. B. der Locomotivmaschinen, wird das Gegengewicht ganz allgemein verwendet. Es wird aber auch für Stationärmaschinen seinen Platz einnehmen, wenn gesteigerte Anforderungen betreffs der Kolbengeschwindigkeit und der Sparsamkeit an Material zu höherer Geltung kommen werden, als es gegenwärtig noch der Fall ist.

Allerdings kommt die Verticalcomponente der Fliehkraft (Fig. 67) $\pm F \sin \omega$ auch ins Spiel. Diese Componente, welche bei senkrechter Lage der Kurbel, bei $\omega = 90^\circ$ ihren Maximalwerth $= \pm F$ erreicht, geht aber direct und senkrecht ins Fundament und hat auf das Stilleliegen einer normalen Maschine keinen wesentlichen Einfluss. Sie erhöht wohl zeitweilig die Belastung der unteren Schale, und sucht dann wieder die Kurbelwelle und durch die Lagerschrauben den Bettbalken nach oben zu biegen und die Maschine vom Fundamente abzuheben; aber meistens genügt der vom Kurbellager getragene Theil des Schwungradgewichtes zu ihrer Unschädlichmachung allein, und nur bei sehr schnell gehenden Maschinen mit leichtem Rade können Vorkehrungen gegen ihre Wirkung nothwendig werden.

b) Locomotive. Bei der Locomotivmaschine ist die Balancierung der hin- und hergehenden Massen von besonderer Wichtigkeit, weil nicht nur der verhältnissmäßig schwache Rahmen und der Diagonalverband sonst mehr belastet wird, sondern die ganze Maschine innerhalb des Geleises „schlingert“, indem die freie Kraft mit dem Hebelarm zum Schwerpunkte wirkt. Um letzteren würden daher Drehbestrebungen mit jedem Hube abwechselnd nach rechts und links eintreten, welche, abgesehen von allem Anderen, eine Geleiseerweiterung, d. i. einen Verderb der Bahn zur Folge hätten.

Nun wird aber gerade bei der Locomotive die zuletzt betrachtete Wirkung der Verticalcomponente der Gegengewichte mehr als bei jeder anderen Maschine gefährlich, und setzt selbst der Fahrgeschwindigkeit eine Grenze. Sie erhöht zeitweilig die Belastung der Treibräder, und bringt diese unter Zuschlag der bei der Vorwärtsfahrt auf die Kurbel nach abwärts übertragenen Gradführungsdrücke fast zur doppelten Größe, wenn die Gegengewichte den unteren Halbkreis durchlaufen, weshalb die Brücken langsamer befahren werden müssen, als es sonst der Fall wäre; aber hauptsächlich kommt die Fliehkraft dann zu Betracht, wenn sie nach aufwärts gerichtet ist, wo sie die Treibräder von der Schiene abzuheben sucht. Wenn die nach oben gerichtete Fliehkraft des Gegengewichtes bis zur Größe der Radbelastung wächst, so wird momentan die ganze Schwere aufgehoben, und eine Entgleisung müsste eintreten, wenn dabei das Rad eine Curve durchläuft.

Die Grenzgeschwindigkeit tritt daher ein, wenn $F = Q$, die freie Fliehkraft der Gegengewichte gleich dem Adhäsionsgewichte wird. Siehe Anhang XVI, 1.

Um die Fahrtgeschwindigkeit nicht in so niederer Grenze zu erhalten, balanciert man daher nur die rotirende Kurbel und das vorne gewogene Schubstangengewicht vollständig, aber die hin- und hergehenden Massen nur ungefähr bis zur Hälfte, und

belässt die übrige Hälfte der Beschleunigungsdrücke unbalanzirt, welche dann durch bessere Diagonalversteifung der Rahmen berücksichtigt und von der Masse der ganzen Locomotive gemildert, nur mehr einen Rest an Schlingern etc. verursachen.

Da das Gegengewicht oder dessen Bruchtheil principiell gleich schwer mit dem Gewicht der hin- und hergehenden Theile sein muss, so erhellt, dass schnellgehende Maschinen und insbesondere die Locomotive ein möglichst leichtes Gestänge erhalten müssen. Hohle schmiedeiserne oder stahlgeschmiedete Kolben, gussstählerne Kreuzköpfe, höchkantig I-förmige Schubstangen etc. sind also hier am Platze.

Mit der nur theilweisen Balanzirung „schlingert“ aber die Locomotive, und manche Geleiseerweiterung, wie solche selbst periodisch in Radumfangslängen beobachtet werden, und hochgefährlich wurden (Borki), finden ihre Erklärung in Maschinen mit schweren Gestängen, welche von der Verwendung der genügenden Größe der Balanzgewichte abhalten, oder in zu schneller Fahrt mit ungeeigneten Maschinen.

Die ungleiche Abnützung der Radreifen, welche sich an den Treibrädern gegenüber den Gegengewichten am stärksten bemerklich macht, ist eine Folge der verticalen Fliehkraftscomponente der Gegengewichte, welche ein Gleiten dieser Räder in der Curve und selbst in gerader Bahn stets dann gestattet, wenn sie nach aufwärts, also entlastend wirkt.

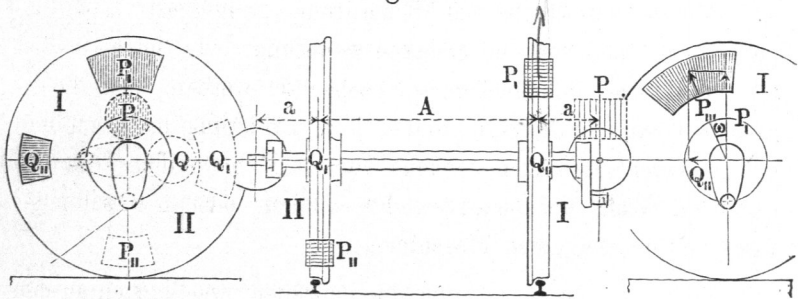
Alle Verhältnisse an der Locomotive verlangen daher leichte hin- und hergehende Massen, um möglichst leichte Gegengewichte zu erhalten.

Letztere sind noch durch die Lage der Cylinderebenen, in welchen die Gegengewichtswirkung auftreten muss, gegen die Radebenen, in welchen die Gegengewichte nur untergebracht werden können, bedingt.

α) Liegt bei einer Locomotive mit Außencylindern und Außenrädern das Rad unmittelbar neben der Maschine, steckt also der Kurbelzapfen directe im Rad, so wird bei dem verschwindenden Abstand der beiden Ebenen das Gegengewicht theoretisch gleich dem Gewichte P der hin- und hergehenden Masse.

β) Liegen bei einer Außenmaschine die Räder innerhalb des Rahmens im Abstände a von den Cylindern, und bedeutet A die Spurweite, d. i. die Entfernung der Räder I und II derselben Axe, in deren Speichen sich die Gegengewichte anbringen lassen, so muss das auf den Kurbelkreis reducirte Gegengewicht für die vordere

Fig. 69



Maschine I im zugehörigen Rade I die Größe $P, = P \left(1 + \frac{a}{A} \right)$ erhalten, um die Wirkung P außen in der Cylinderebene I zu üben. Dabei muss aber auf der anderen Seite derselben Axe, im Rad II neben der rückwärtigen Maschine II ein Gewicht $P,, = P \cdot \frac{a}{A}$ im gleichen Sinne mit der Kurbel I angebracht sein, um einer Schiefstellung der Axe vorzubeugen. Es muss $P + P,, = P,$ sein. Dasselbe gilt für die rückwärtige Maschine II, welche daher auch nebst einer Masse $Q,$ in ihrem Rade II auch eine solche $Q,,$ im vorderen Rade I verlangt. (In der Regel sind hier die Maschinen an beiden Seiten einander gleich und daher auch die Werthe $Q,$ und $Q,, = P,$ und $P,,$) (Vergl. Fig. 69.)

In jedem Treibrad haben daher zwei Massen zu wirken, deren Zusammensetzung nach der Diagonale des Kräfteparallelogramms das thatsächlich nöthige Gegengewicht $P_{,,,} = \sqrt{P^2 + Q_{,,}^2}$ angibt. Da P , schon größer als P wurde, und $Q_{,,} = P_{,,}$ im rechten Winkel hinzukommt, so ist $P_{,,,}$ wesentlich größer als P , und das Gegengewicht wird hier daher schwerer (bis $1\frac{1}{4}$ mal) als bei der erstbezeichneten Locomotive.

γ) Bei einer Locomotive mit Innencylindern theilt sich das Gegengewicht für jede Maschine in zwei seitliche Theile P , und $P_{,,}$, deren Summe gleich dem wirkenden P zu sein hat. Ist wieder a der Abstand der Cylinderebene I vom Rade I, und ist A die Spurweite, so wird hier

$$P_{,,} = P \left(1 - \frac{a}{A} \right),$$

und unter Vereinigung mit $P_{,,}$ für Maschine II wie oben wird das ganze Gegengewicht $P_{,,,}$ kleiner als P , da die Diagonale eines Parallelogramms kleiner als die Summe ihrer Seiten bleibt. Locomotive mit innenliegenden Cylindern erhalten daher bei sonst völlig gleichen Maschinen die leichtesten Gegengewichte unter allen Locomotivsystemen.

Dabei werden die Kuppelstangen bei diesen Maschinen unter 180° gegen die zugehörige Kurbel angeordnet, wodurch deren Masse von dem zu balanzirenden Gestänge in Abschlag kommt, während sie sich bei Maschinen mit Außencylindern zu diesem addiren.

Nachdem die theoretisch benötigten Gegengewichte bei Innenmaschinen so wesentlich geringer als jene bei Außenmaschinen werden, so lässt sich auch leichter in Wirklichkeit die vollständigere Annäherung zur theoretischen Größe ausführen, ohne jene übermäßigen Verticalkräfte im Gefolge zu haben, welche oben erörtert wurden. Die dann noch verbleibenden kleineren unbalanzirten Horizontalkräfte wirken nun aber auch mit kürzeren

Hebelarmen an dem Schwerpunkt der Locomotive, deren „Schlingern“ und angestrebten Geleiseerweiterung und Verderbniss der Bahn hier nun wesentlich kleiner als bei allen anderen Locomotivsystemen wird und zu unbedeutender Größe sinkt.

Von diesen wichtigen Standpunkten: Möglichkeit der schnellsten Fahrt bei geringstem Verderb der Bahn, in Folge der kleinst-nöthigen Gegengewichte, erscheint das Locomotivsystem mit den Innencylindern als das weitaus geeignetste für den Eilzugsverkehr; dem Verlangen nach größerer Geschwindigkeit auf den Bahnen des europäischen Continentes würde durch größere Verbreitung dieses Systemes selbst ohne Aenderung des Oberbaues wesentlich entgegen zu kommen sein.

Allerdings sind die gekröpften Achsen theurer als gerade Achsen und die Bedienung und Reinigung der Maschine verlangt Putzgruben auf allen Stationen. Alle anderen Einwürfe aber, die noch möglich sind: geringere Sicherheit der gebogenen Achsen, höher liegender Schwerpunkt, schwierigere Ueberwachung der gedeckten Maschinen etc. sind unstichhaltig, wie ja die Erfahrung in England zeigt, wo keine anderen als solche Maschinen vor den schneller als bei uns gehenden Eilzügen zu finden sind.

Das Gegengewicht des Hauptgestänges auf mehrere Räder zu vertheilen, kann nur theilweise seinen Zweck erfüllen und ist ähnlich der ausgedehnten Verwendung von Balanziers zwischen den Tragfedern zur Last- und Druckvertheilung auf die Achsen zu betrachten. Die Wirkungen der Kräfte pflanzen sich im Materiale nur mit endlichen Geschwindigkeiten fort, und kommen sämmtlich zu spät, wenn sie über Umwege, oder gar durch aneinanderliegende Flächen, Bolzen und Augen etc., zwischen welchen Oel und Luft spielt, übertragen werden sollen.

Die Balanzirung muss daher hauptsächlich im Treibrade ihren Platz finden und soll nicht etwa auf die Kuppelräder

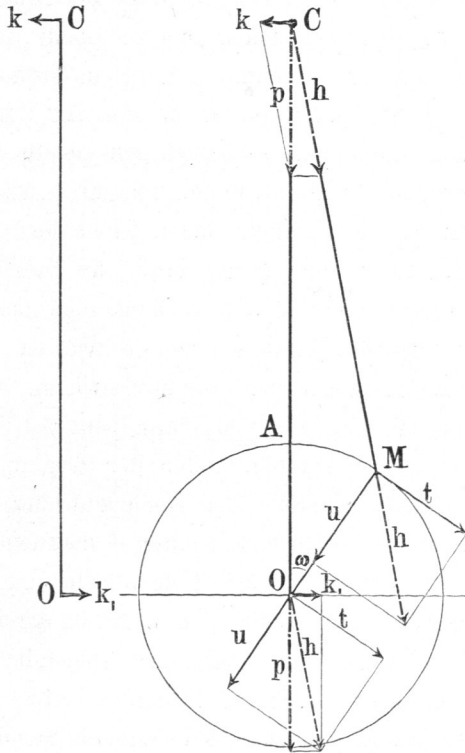
gleichmäßig mitvertheilt werden. Halbmondförmiges Einschweißen der Gegengewichte ist dabei besser als die Keilform.

c) Stehende Maschinen. Nachdem bei normalen stehenden Maschinen die Druckunterschiede im Rahmen, welche in Folge der Beschleunigungsdrücke in der Maschinenachse und senkrecht auf die Sohle entstehen, nur ein mehr oder weniger schweres Auflasten der Maschine auf ihrem Grundmauerwerk, also keine Verschiebungen, sondern nur eine Art Vertical-Pulsen am Boden zur Folge haben, so benöthigen sie im Allgemeinen keiner Gegengewichte für ihren ruhigen und unverrückten Bestand. Nur die Kurbeln und die abschwingenden Theile der Schubstangen sollen balanzirt sein, welche sonst durch ihre Beschleunigungs- und Fliehkräfte horizontale und verschiebende oder das Fundament zum Pendeln bringende Wirkungen äußern würden.

Selbst zum Ausgleich der todten Gewichte, welche eine ungleiche Arbeit, ein Hinken der Maschine beim Auf- und Niedergang befürchten lassen könnten, sollen hier Gegengewichte vermieden werden. Der Einfluss des Kolbengewichtes und seines Gestänges beträgt bei halbwegs leichter Construction nur circa 0·2 Kil. und weniger per 1 cm^2 Kolbenfläche und kann daher leicht durch etwas höhere Füllung, d. i. Erhöhung des mittleren Dampfdruckes während des Aufganges ausgeglichen werden. Würde aber bei einer stehenden Maschine außer dem Balanzgewichte für die Kurbel und das abschwingende Schubstangenende noch für die auf- und abgehenden Theile ein eigentliches Gegengewicht verwendet, so würden allerdings durch die Vertical-Componenten von dessen Fliehkraft ein stets gleichbleibender reiner Lastdruck auf das Fundament erzielt werden, dafür aber durch deren gleichzeitig auftretende Horizontal-Componenten neue Kräfte erwachsen, welche die Maschine im horizontalen Sinne angreifen.

Stehende Maschinen sind ohnedies durch jenes Kräftepaar zum Pendeln geneigt, welches durch den Geradfürungsdruck und dessen Gegenkraft im Kurbellager entstehen. (Fig. 70). Dieses Pendeln kann durch lange Schubstangen, kleine Füllungen und

Fig. 70



insbesondere durch Verwendung von zwei oder mehreren Cylindern, deren Kurbeln um 90 oder 120° versetzt arbeiten, gemildert werden, nachdem im letzteren Falle ein fast constantes Bestreben zum Schiefhalten der Maschine herrscht.

Kämen nun zu diesen durch die Geradfürung geweckten Kräftepaaren noch die in der Richtung wechselnden Horizontal-

componenten der Gegengewichtsfliedkräfte, so könnte deren Summenwirkung für den Bestand der Maschine und die Ruhe der Fundamente und der Umgebung weit gefährlicher als jene Ungleichförmigkeiten werden, welche die Folge der unbalanzirten Gestänge sind.

Stehende Maschinen und insbesondere solche mit hochliegender Kurbelwelle dürfen daher im Allgemeinen nur für die Kurbel und die abschwingende Schubstange, aber sonst keine Gegengewichte für ihr übriges Gestänge erhalten. Dabei muss aber Sorge getragen sein, dass die auf- und abgehenden Theile so leicht und die übrige Maschine sammt ihrem Fundamente so schwer wird, dass kein Losheben vom Boden, kein Aufspringen des Ganzen eintreten kann. Letzteres liegt nicht so ferne als es dem ersten Blicke scheint. Hätte eine Maschine 3 Kil. Eigengewicht per 1 cm^2 Kolbenfläche, so würde sich ihre Grundplatte vom Fundamente bei jener Geschwindigkeit loszuheben suchen, bei welcher der Beschleunigungsdruck 3 Atm. erreicht; denn dann werden bei Beginn des Kolbenniederganges um 3 Atm. mehr am Cylinderdeckel nach aufwärts als im Kurbellager nach abwärts drücken.

Hätte das Gestänge ein Gewicht $\frac{P}{f} = 0.3 \text{ Kil. per } 1 \text{ cm}^2$ Kolbenfläche und wäre der Hub $l = 0.5 \text{ m}$, so würde nach Formel (7) dieses Losheben bereits bei einer Kolbengeschwindigkeit von $v = 3.1 \text{ m pr. Sec.}$ oder bei 190 Umdrehungen per Minute eintreten wollen und nur durch das Fundament und dessen Schrauben daran verhindert sein.

Da aber lange Fundamentschrauben, wenn sie einem wechselnden Zuge ausgesetzt werden, stets etwas federn, d. i. sich merkbar elastisch verlängern, so würde solch eine Maschine nicht mehr auf ihrer Unterlage ruhig stehen können.

Daraus folgt die fernere Regel: Bei stehenden unbalanzirten Maschinen ist jene Geschwindigkeit die Grenze für den ruhigen Stand, bei welcher der Beschleunigungsdruck gleich dem Eigengewichte der Maschine wird. Bei höheren Geschwindigkeiten müssen Balanzgewichte verwendet werden.

Leichte Gestänge sind daher hier weitaus nöthiger als bei liegenden Systemen.

Bei stationären Maschinen ist nun aber meistens das Gewicht der mit Schwungrädern belasteten Achse allein genügend, um die ruhige Lage selbst bei losen Deckelschrauben zu bewahren. Hier sind auch die Geschwindigkeiten gering im Vergleiche mit den Schiffsmaschinen, in welchen die Beanspruchungen bereits an die Grenzen der Möglichkeit rücken.

Für stationäre Verbundmaschinen kommt hier nun das Woolfsystem mit unter 180° gestellten Kurbeln am besten zur Geltung. Würden die beiden Kolben genau in einer Ebene wirken können, und wären die mit ihnen verbundenen Massen genau gleich schwer, so wäre die vollständige Balanzirung ohne jedes Zugabsgewicht erreicht. Nicht nur die gegenüberstehenden Kurbeln, sondern auch die sämmtlichen auf- und niedergehenden Massen würden sich in jeder Lage genau balanziren. In Folge der Nebeneinanderstellung findet wohl principiell ein Wiegen der Maschine auf ihrer Grundfläche aber keine Druckänderung im Ganzen statt; sind aber die Cylinder möglichst nahe zusammen gerückt, was nach Collmann's System sich selbst zur Stufenstellung ausbildete, so reducirt sich selbst dieses Wiegen zur Unmerklichkeit*).

*) Die ersten solchen Collmann-Maschinen wurden 1888 für die elektrische Centrale Neubadgasse, Wien, in zwei Exemplaren von je 200 und einem von 400 Pferden ausgeführt. Die Maschinenfabrik Buckau baute darnach eine solche von 600 HP für die elektrische Ausstellung in Frankfurt a. M. 1891, deren bemerkenswertheste Maschine sie wohl war.

Die verticale Woolfmaschine ist daher von diesem Standpunkte für die höchsten Geschwindigkeiten geeignet und bedarf keiner Balanzgewichte, wenn nur die Cylinder möglichst eng-benachbart stehen.

d) Schiffsmaschinen. Eincylindermaschinen werden nur für ganz kleine Boote verwendet. Zweicylindrige Verbundmaschinen sind die Regel für mittelgroße Schiffe, während die Oceandampfer heute fast ausschließlich mit dreicylindrigen Maschinen ausgerüstet sind. Des Schraubenantriebes und der Raumverhältnisse halber sind es fast durchwegs stehende Maschinen.

An die Schiffsmaschine werden nun die höchsten Anforderungen gestellt, welche der Maschinenbau zu erfüllen vermag, weshalb die höchsten Kolbengeschwindigkeiten, aber auch die höchsten Dampfdrücke und die leichtesten Gewichte der auf- und abgehenden Kolben- und anderen Gestängsmassen hier vereinigt vorkommen. Wenn auch der hohe Druck und das leichte Gestänge wegen der höchstmöglichen Kraftentwicklung und geringsten Belastung des Schiffes eingeführt erscheinen, so bietet ersterer (der hohe Druck) doch die Bedingung für die hohe Geschwindigkeit und letzteres (das leichte Gestänge) für die Verwendung der von Gegengewichten möglichst freizuhaltenden, stehenden Maschine.

Das Gewicht der Gestänge, d. i. der Kolben und der Schubstangen etc., ist nun bei Schiffsmaschinen zu erstaunlich geringem Betrage gebracht, wenn man es mit den Gewichten dieser Theile bei Stationär- und selbst Locomotivmaschinen vergleicht. Während bei diesen der Betrag $\frac{P}{F} \sim \cdot 3$ Kil. und mehr per 1 cm^2 Kolbenfläche beträgt, sinkt an den Mittel- und Niederdruckseiten der Torpedoboote Dank der dünneren stahlgeschmiedeten Kolben der ausgebohrten Schubstangen und hohlen Zapfen etc. dieses Gewicht auf $\frac{P}{F} \sim \cdot 1$, ja selbst $0\cdot 05$ und $0\cdot 04$ Kil. per 1 cm^2 Kolbenfläche, also fast $\frac{1}{10}$ des landläufigen Betrages.

Dies ist aber die unerlässliche Bedingung für die Möglichkeit der Kolbengeschwindigkeiten von $v = 4$ bis 5 , ja von 6 m per Secunde, bei Verwendung des Niederdruckes in mehrstufigen Expansionsmaschinen. Beträgt der freie Anfangsüberdruck im letzten Expansionscylinder nur 1.0 $Atm.$, und werden $v = 5$ m Kolbengeschwindigkeit verlangt, so darf das Gewicht der auf- und abgehenden Theile $\frac{P}{f}$ aus Formel (7) nicht größer sein als

$$\text{(bei } 1\text{ } m \text{ Hub)} \quad \frac{P}{f} = 0.08 \text{ Kil. oder}$$

$$\text{(bei } 45\text{ } m \text{ Hub)} \quad = 0.04 \text{ Kil. per } 1\text{ } cm^2 \text{ Kolbenfläche,}$$

wenn nicht jene Stöße auftreten sollen, deren Eintritt dort, Seite 45, betrachtet wurde.

Nun wird aber auch die ganze übrige Schiffsmaschine weit aus leichter gebaut als für festes Land, und 3.0 Kil. Totalgewicht des mehrcylindrigen und schwungradlosen Motors per $1\text{ } cm^2$ der Fläche des Niederdruckkolbens, aber selbst 1.6 und 1.4 Kil. kommen dafür vor.

Nach den im allgemeinen Theil über stehende Maschinen entwickelten Grundsätzen wird die Grenzgeschwindigkeit für balanzgewichtlosen Gang dann erreicht, wenn der Beschleunigungsdruck gleich dem Eigengewicht der Maschine wird.

Wäre daher das Gestänge 0.1 Kil. und die ganze Maschine 2.0 Kil. per $1\text{ } cm^2$ Kolbenfläche schwer, so würde sie bei einer Kolbengeschwindigkeit

bei $1\text{ } m$ Hub von $v \sim 6.2\text{ } m$ per Sec. oder $n \sim 185$ Umdrehungen,

bei $.4\text{ } m$ Hub von $v = 4\text{ } m$ per Sec. oder $n = 300$ Umdrehungen von den Unterlagen geradezu aufspringen wollen. Ihre Grundplatte würde die Bodenträger des Schiffes nach auf- und sofort doppelt belastend nach abwärts beanspruchen, wodurch der ganze Schiffskörper und insbesondere das Maschinenfundament in

unleidliche Unruhe versetzt und die Gefahr eines Bruches sichtbar würde. In solchem Falle müssen nun Balanzirungen der Gestängsmassen vorgenommen werden, wenn auch dadurch seitliche Bewegungen durch die Horizontalcomponenten der Fliehkräfte eingeführt werden.

Daher sind die Meinungen über die Nothwendigkeit der Gegengewichte an Schiffsmaschinen so getheilt. Bei halb-hohen Geschwindigkeiten, leichten Gestängen und sonst schweren Maschinen sind sie nicht nöthig, und dann nur der mit-erscheidenden Horizontalcomponenten wegen von Uebel. Bei hohen Geschwindigkeiten und leichten Totalgewichten der Maschine sichern aber nur sie allein den Bestand.

Die Grenze für die Nothwendigkeit der Anwendung von Gegengewichten ist in der allgemein giltigen Gleichung (6) und (7)

$$G = F = \frac{\pi^2}{2g} \frac{P}{l} v^2$$

oder für Kilogramm und Metermaß in der Form:

$$G = F = \frac{1}{2} \frac{P}{l} v^2$$

niedergelegt, in welcher G das Totalgewicht der Maschine,

$$F = \frac{Pw^2}{g \cdot r} = \frac{Pv^2}{2 \cdot l}$$

der totale Beschleunigungsdruck des Kolbengestänges, P das Gewicht der auf- und abgehenden Theile, l der Hub und v die Kolbengeschwindigkeit per Secunde bedeuten. G , F und P lassen sich auch durch $\frac{G}{f}$, $\frac{F}{f}$ und $\frac{P}{f}$, auf die Flächeneinheit des Kolbens bezogen, ersetzen.

Bei Eincylindermaschinen gelten diese Grenzen in ungestörter Reinheit, weil das Eigengewicht und der Beschleunigungsdruck nahezu genau in einer gemeinschaftlichen Verticallinie wirken. Der Auflagedruck der Grundplatte auf den Schiffsboden verändert sich hier innerhalb der Grenzen $G \pm F$, deren

Wirkung auf das Stampfen des Schiffes etc. nicht weiter hiehergehört.

Bei Zweicylindermaschinen wird aber die Grenze früher erreicht werden, indem der äußere Cylinder an einem längeren Hebelarm in der Längsrichtung der Kurbelaxe anhebt als das Eigengewicht das Ganze niederhält. Dabei geht die zweite Kurbel eben durch Mitte Hub, ist also von Beschleunigungsdrücken frei, während die erste den Niedergang beginnt. Der hebenden Geschwindigkeitskraft wird also keine solche drückend entgegengestellt, und verhalten sich die Entfernungen von einem Ende der Grundplatte zur Kurbel, zur Mitte, zur anderen Kurbel wie $a : b : c = 1 : 2 : 3$, so müsste das Eigengewicht der Maschine $G = \frac{c}{b} \cdot F = \frac{3}{2} F$ sein, um das Gleichgewicht ohne Beanspruchung des Schiffsbodens und ohne Balanzgewichte zu wahren.

Hier werden also Gegengewichte viel früher nöthig als bei Eincylinder- (und Dreicylinder-) Maschinen.

Dabei ist der Totaldruck, mit dem die Grundplatte auf dem Schiffsboden lastet, ein veränderlicher, wie dies auch bei der Eincylindermaschine der Fall war, und schwankt hier zwischen den Grenzen $G \pm F$.

Liegt daher die Maschine weit vom Schwerpunkte des Schiffes, so können Gegengewichte mit der ganzen oder theilweisen Wirkung $\mp F$ zur Beruhigung des Stampfens schon weit vor der Grenze aus $G = \frac{c}{b} F$ als nöthig erscheinen, wenn auch damit horizontal wirkende Kräfte und die Neigung zum Rollen des Schiffes in den Kauf genommen werden müssen.

Es ist das reine Spiegelbild der Balanzirung an der Locomotive, wo auch nur eine theilweise Ausgleichung der Massen die Mitte zwischen dem Abspringen von den Schienen und dem Schlingern hält. Nur wird bei einem Schiffe das zusammengesetzte Pendeln,

welches aus theilweisem Rollen und Stampfen entsteht, für die Mannschaft unerträglich und macht sie krank, nachdem die Ausschlagswinkel hier viel stärker anwachsen als bei der zwischen festen Schienen hineilenden Locomotive. Daher soll eine der beiden Bewegungen gänzlich vermieden oder behoben werden.

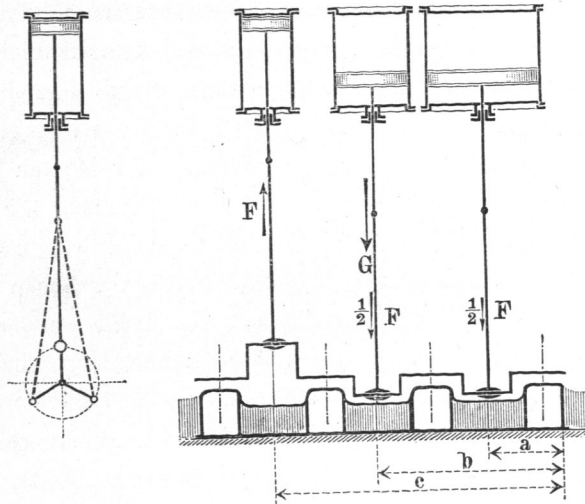
Bei Dreicylindermaschinen heben sich die Massenwirkungen theilweise auf, und würden es bei 120° Kurbelstellung selbst mathematisch genau thun, wenn die drei Gestänge gleich schwer wären und in einer und derselben Ebene wirken würden. Die erste Bedingung: gleich schwere Gestängsmassen, findet sich meist nahezu genau erfüllt, und wird selbst absichtlich durch identische Schubstangen etc. herbeigeführt, wenn schon die Rücksicht auf die Anfertigung und gleiche Ersatztheile hier eine Rolle mitspielt. Die zweite Bedingung: Wirkung der Massen in einer und derselben Ebene ist allerdings unerfüllbar, aber die Grundplatte erfährt dadurch, dass sie zur Zeit, als sie von einem Cylinder beim beginnenden Niedergang seines Kolbens gehoben werden will, von den Beschleunigungsdrücken der beiden anderen Maschinen, wenn auch nur je mit halber Kraft, niedergedrückt wird, nur innere Biegemomente und eine wechselnde Vertheilung der Auflagerdrücke an den Enden, wobei sich aber ihr Gesamtdruck, ihre Last auf den Schiffskörper nicht ändert. Letzterer wird höchstens in der Längsrichtung des Schiffes durch das Hin- und Herwandern des Druckmittelpunktes der Grundplatte ein gewisses Stampfen annehmen wollen, welches aber bei der verhältnissmäßig großen Länge des Schiffes gegen die kleinen Unterschiede der Hebelarmlängen zu seinem Schwerpunkte hin ziemlich unmerklich bleibt.

Das Gleiche gilt hier auch betreffs der Kurbeln und der abschwingenden Schubstangen im horizontalen Sinne.

Daher benöthigen Dreicylindermaschinen im Allgemeinen gar keine Gegengewichte, selbst nicht für die Kurbeln allein.

Ist nun aber auch bei den Dreicylindermaschinen die Summe der Beschleunigungsdrücke aller drei Maschinen stets nahe gleich Null und wollen diese daher auch keine Parallelverschiebungen oder Totalhebungen veranlassen, so greifen sie doch die Grundplatte an verschiedenen Punkten, u. zw. auf- und gleichzeitig nach abwärts wirkend an, wodurch Drehungen, d. i. einseitige Hebungen derselben (unter gleichzeitiger Mehrbelastung der anderen Kante) veranlasst werden.

Fig. 71



Der Schiffsboden würde also wieder Biegungen nach auf- und abwärts erfahren, wenn eine steigende Geschwindigkeit den Bau der Maschine derart in's Wanken bringt, dass sich die Grundplatte einseitig zu heben strebt. Verhalten sich die Entfernungen von deren Enden zur nächsten Kurbel, zur Mitte und zur anderen Kurbel wieder $= a : b : c$, so findet ein einseitiges Aufspringen der Maschine erst statt bei

$$G = F \cdot \frac{c - \frac{1}{2}(a+b)}{b},$$

was bei dem Verhältniss $a : b : c = 1 : 3 : 5$ übergeht in $G = F$ wie bei der eincylinderigen Maschine.

Nur wenn die Kolbengeschwindigkeit größer würde als dem Werthe G entspricht, müssen Gegengewichte zur Sicherung und Beruhigung des Schiffsbodens und der Fundamente in Anwendung kommen, was aber thatsächlich oftmals nothwendig wird. Das Zahlenbeispiel auf Seite 256 gilt in reiner Anwendung auch hier.

2. Schubstange von endlicher Länge.

Bei Maschinen mit endlichen Schubstangenlängen nehmen die Beschleunigungsdrücke in den beiden Hälften eines Kolbenganges ungleiche Werthe an, welche von dem Verhältniss der Kurbel- zur Schubstangenlänge $\frac{r}{L}$ abhängen. Da die Componente der Fliehkraftwirkung eines Gegengewichtes aber symmetrisch auftritt, so erhellt, dass die hin- und hergehenden Massen einer Maschine mit endlicher Schubstange nie völlig, sondern nur theilweise (und zwar zum größten Theile) balanzirt werden können.

Theilweise Balanzirung.

Wendet man ein Gegengewicht von der Größe $m P$ an, wobei P das Gewicht der hin- und hergehenden Massen und m einen Factor vorstellt, der stets kleiner als 1 ist, so wird die Horizontalcomponente der geweckten Fliehkraft von der Größe $m F \cdot \cos \omega$ der Verschiebungskraft entgegenwirken, welche die Folge der Druckunterschiede am Cylinderdeckel und im Kurbel-lager ist.

Dieser Unterschied wird nun

$$\begin{aligned} U &= F \left(\cos \omega + \frac{r}{L} \cos 2\omega \right) - m F \cos \omega \\ &= F \left[(1 - m) \cos \omega + \frac{r}{L} \cos 2\omega \right] \dots (m) \end{aligned}$$

Dieser Werth wird für jedes m ein Maximum, wenn die Cosinusfactoren ihren größten Werth nämlich 1 erreichen, d. h. wenn $\omega = 0$ wird.

Der Maximalwerth der Verschiebungskraft im Rahmen wird daher betragen

$$\text{bei der nicht balanzirten Maschine } F \left(1 + \frac{r}{L} \right)$$

$$\text{bei der balanzirten Maschine } F \left(1 - m + \frac{r}{L} \right)$$

Aus der Gl. (m) ist auch zu entnehmen, dass die verschiebende Kraft für keinen Werth von m an allen Punkten gleich Null werden kann, weil sich sonst mit den einzelnen Winkeln ω auch m , respective mP die Größe des Balanzgewichtes ändern müsste, was nicht angeht.

Wird nun ein Gegengewicht von der Größe $m \cdot P$ angewendet, so verhalten sich die Verschiebungsdrücke im Bett der balanzirten zur nicht balanzirten Maschine wie $\left(1 - m + \frac{r}{L} \right) : \left(1 + \frac{r}{L} \right)$.

Für $m = 1$, d. h. gleich schweres Gegengewicht als das Gewicht der hin- und hergehenden Massen, wird die Ruhe im Verhältniss von $\frac{r}{L} : \left(1 + \frac{r}{L} \right)$ besser, als bei nicht balanzirten Maschinen.

Bei einem Schubstangenverhältniss $r : L = 1 : 5$ wird also die trotz der Balanzirung frei bleibende Kraft und mit ihr die Energie der Zuckungen sich zu jenen der unbalanzirten Maschinen nur mehr verhalten wie 1 : 6.

Bei liegenden Maschinen genügt es aber in den meisten Fällen $m = \cdot 5$ bis $\cdot 8$ zu setzen, d. h. das Gegengewicht nur $\sim \cdot 5$ bis $\cdot 8$ mal so schwer zu machen als die hin- und hergehenden Theile, und den unbalanzirten Theil der Kräfte dem Widerstand der Totalmasse der Maschine, dem Fundamente und dem Widerstand der freien Achse des rotirenden Schwungrades

anzuvertrauen, weil dann auch die nebenher geweckten Verticalkräfte im Kurbellager kleiner bleiben als bei voller Balanzirung.

Bei der Allenmaschine wurde das Gegengewicht ausprobiert und es zeigte sich, dass für 200 Umdrehungen in der Minute ein halb so schweres Gewicht als das horizontal bewegte Gestänge zur Balanzirung völlig ausreicht. Auch die Locomotiven arbeiten dem Auge und dem Gefühle nach bei halber Balanzirung bereits völlig ruhig. Das Gleiche wird bei allen jenen Maschinen eintreten, welche mit Rücksicht auf die Massen construirt sind, d. i. bei welchen auch die Verschiebungsdrücke gleichmäßig steigen und nicht sprungweise erscheinen.

Die Gl. (m) zeigt ferner, dass die nicht balanzirbare Kraft U desto größer wird, je größer $\frac{r}{L}$, d. h. je kürzer die Schubstange wird. Schnellgehende Maschinen verlangen also lange Schubstangen, wenn sie ruhig und nicht auf ihrer Grundlage zuckend arbeiten sollen.

Die amerikanischen Dampfmaschinen erhalten fast durchwegs eine 6fache Kurbel- als Schubstangenlänge ($L = 6 r$), wobei noch ihr Hub mit $2\frac{1}{2}$ —3fachem Cylinderdurchmesser größer ist als bei uns. In Europa ist dagegen $L = 5 r$ normal und ein Hub kleiner als 2fache Cylinderweite häufig zu finden. Die Bedingungen eines ruhigen Ganges auf leichter Unterlage, ja die Möglichkeit der Einbauung von Maschinen in höheren Stockwerken sind daher dort allgemeiner vorhanden und die Steigerung der Kolbengeschwindigkeiten leichter möglich als hier, wo sich so wichtige Verhältnisse und das ganze Aussehen der Maschinen erst ändern müssen, ehe bei gleich guter Arbeit ein gleich guter Gang durch den Organismus erwächst.

Das Schwungrad.

Bereits früher wurde schon darauf hingewiesen, wie jede Schwungradsberechnung irrig ist, welche den Einfluss der hin- und hergehenden Massen der Dampfmaschine außer Acht lässt. Selbst mäßige Kolbengeschwindigkeiten machen sich hier schon bedeutend fühlbar.

Die verwickelten Verhältnisse, welche das Schwungrad einer Dampfmaschine auszugleichen hat, und welche sich aus Füllung, Expansion, Vorausströmung, Compression und Gegendruck, den endlichen Längen der Schubstangen, sowie aus dem Einflusse der hin- und hergehenden Gestängsmassen ergeben, und selbst durch veränderlichen Widerstand weiters getrübt werden können, sind durch die reine Rechnung nur schwer oder gar nicht derartig zu verfolgen, dass sich die Punkte der größten und kleinsten Umfangsgeschwindigkeiten und die Ungleichmäßigkeit des Schwungrades ergeben. Durch Benützung der Kurbel- (Tangentialdruck)-Diagramme wird aber all' dieser Zusammenhang sofort und wie mit einem Schlage erhellt, und die Berechnung des Rades wird im höchsten Maße einfach und klar.

Jene Flächen nämlich, welche im Kurbeldiagramm die Linie des Widerstandes überragen, sind das Bild und Maß der Mehrarbeit am Kurbelzapfen, das Product von Kraft mal Weg während der Zeit der Ueberragungen. Sie müssen gleicher Fläche mit der Summe der Unterschneidungen, d. i. der Minderarbeiten in dem übrigen Theile der wiederkehrenden Zeitperiode sein, falls

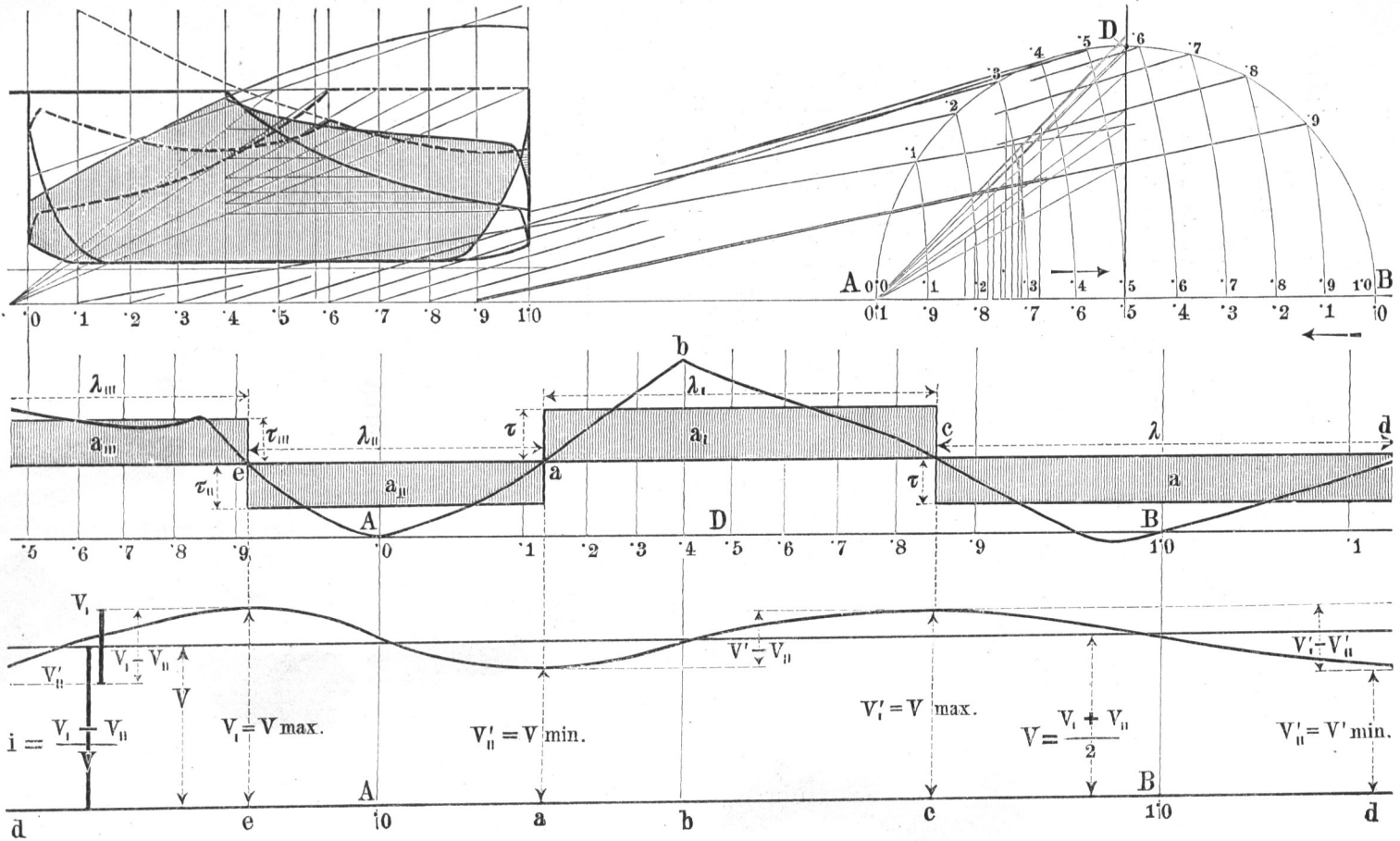
der periodische Beharrungszustand herrscht. Die im Ring concentriert gedachte schwere Masse des Schwungrades muss die Ueberschussarbeit während der Zeit als diese andauert aufnehmen, oder muss den Mangel decken, so lange dieser währt. Beides ist durch Geschwindigkeitsänderungen der Masse des Rades möglich, welches daher nicht mit einer gleichförmigen, sondern nur mit wogender Geschwindigkeit arbeiten kann.

Der Punkt wo eine Ueberragung beginnt, d. i. die Minderarbeit endet, ist sofort ein Ort einer kleinsten Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades. So lange dann das Ueberragen der Kraft gegenüber dem Widerstande andauert, so lange steigt die Geschwindigkeit des Rades, und erreicht ein Maximum am Ende der Ueberragung. Hierauf beginnt die Geschwindigkeit im Maße des Mangels an Dampf- gegenüber der Widerstandsarbeit zu sinken, bis wieder der Ausgangspunkt erreicht wird. Die Punkte der größten und kleinsten Umfangsgeschwindigkeiten ergeben sich sonach ganz ohne Rechnung und nur aus der Betrachtung des Schaubildes allein. Siehe Fig. 72.

Selbst der örtliche Charakter der Geschwindigkeitscurve lässt sich durch logische Schlüsse bestimmen. So lange nämlich die überwiegende Kraft noch im Anstiege ist (von *a* bis *b*), wird die Geschwindigkeit rascher zunehmen, als dann, wenn die Kraft bereits (von *b* bis *c*) zu sinken beginnt. Ebenso wird sich das Fallen der Geschwindigkeit ermäßigen, wenn sich die Kraft (von *A* bis *a*) bereits wieder erholt.

Bei unendlicher Länge der Schubstange und völlig symmetrischer Steuerung folgen sich durchwegs gleiche Beträge von Ueberschuss und Mangel und die über- und unterschneidenden Flächen sind völlig einander gleich. Durch die endliche Stangenlänge verschiebt sich aber diese frühere Gleichheit und nun muss eine volle Drehung der Kurbel in Betracht gezogen werden.

Fig. 72



Die größte der Ueberragungs- oder Unterschneidungsflächen ist der Rechnung zu Grunde zu legen; sie stellt die Zahl der Kilogramm für jeden Quadratcentimeter der Kolbenfläche vor, welche das Rad zu seinem bestehenden mittleren Arbeitswerth $= \frac{GV^2}{2g}$ hin annimmt oder davon abgibt.

Die Größe dieser Fläche bekommt man nach irgend einer Methode, am einfachsten jedoch und für die meisten Fälle genau genug, durch deren Verwandlung in ein Rechteck dem Augenmaße nach. (Siehe auch Fig. 25, die punktirte Linie im Kurbel-*diagramm*). Andere Methoden für ähnliche Fälle sind im Anhang V angeführt.

Wäre also:

λ die Länge der Ueberragung in Meter,

τ die mittlere Höhe derselben in Kilogramm, so ist:

$a = \lambda \cdot \tau$ Meterkilogr. die Ueberschussarbeit per 1 cm^2

Kolbenfläche.

Bezeichnet ferner:

f die Fläche des Dampfkolbens in Quadratcentimeter,

D den mittleren Durchmesser des Schwungringes in Meter,

G dessen Gewicht in Kilogramm,

$V = \frac{V_1 + V_2}{2}$ die mittlere Geschwindigkeit des Schwungringes,

V_1 und V_2 , die größte und kleinste Geschwindigkeit desselben,

$i = \frac{V_1 - V_2}{V}$ das Ungleichförmigkeitsverhältniss des Ganges,

g die Acceleration der Schwere $= 9.81$ m,

so ist, weil die Arbeit $f \cdot a$ die Masse des Schwungrades von der kleinsten auf die größte Geschwindigkeit bringt:

$$f \cdot a = \frac{G}{2g} (V_1^2 - V_2^2),$$

woraus durch Berücksichtigung der Werthe für V das Gewicht des Schwungringes wird:

$$G = \frac{g \cdot f \cdot a}{i^2 V^2}.$$

Die Ungleichförmigkeit i wird bekanntlich für gewöhnliche Maschinen zwischen $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{60}$ angenommen. Bei Spinnereimaschinen sinkt sie bis $\frac{1}{100}$ und weiter, und bei Maschinen für den directen Antrieb von Dynamos wird oftmals ein Gleichgang von $i = \frac{1}{400}$ verlangt, und selbst $\frac{1}{600}$ gewährt*).

Den Durchmesser D des Rades wählt man 7—9 Kurbelhalbmesser lang, wobei aber die Umfangsgeschwindigkeit $V = \frac{D\pi.n}{60}$ nicht größer als ungefähr 19 m bei Seil- und 28 m bei Riemen-Abtrieb werden soll, worauf Seite 287 zurückkommt. Nur bei Walzwerksmaschinen kommen Ausnahmen vor. Wegen des Einflusses der Arme kann man das berechnete Gewicht des Ringes um circa 10 Percent verringern.

Die Schwungradsberechnung für gekuppelte und mit beliebig vielen Cylindern arbeitenden Maschinen kann in gleicher Weise geschehen, nachdem früher die Einzel-Tangentialdruckdiagramme zu einem Summendiagramm graphisch addirt wurden.

*) Wird $V_{,,} = 0$, d. i. $i = 2$ gesetzt, so ergibt sich die Bedingung, unter welcher ein Schwungrad nicht mehr im Kreise herumkommt, sondern knapp nach dem todten Punkte (bei a der Figur) stehen bleibt. Jede Erhöhung des Grenzwertes (Schwungringgewicht) $G = \frac{gf.a}{2V^2}$ sichert den Rundlauf, wenn auch Anfangs bei stark hinkendem Gange.

Durch Einführung des Werthes für V erhält man daher, bei gegebenem Radgewichte G , die kleinste Umdrehungszahl:

$$n^2 = \frac{60 \cdot 60 \cdot g}{2 \pi^2} \frac{f \cdot a}{G D^2} \quad n^2 = 1800 \frac{f \cdot a}{G D^2}.$$

Der Werth a , welcher von den Massendrücken mitabhängt und nur durch Construction zu finden ist, ändert sich hierbei allerdings mit n und der Kolbengeschwindigkeit v . Wie klein aber letztere in der Nähe eines zu örtlichem Stillstande geneigten Ganges auch sei, so wird doch a kleiner als bei gänzlichem $v = 0$, daher die kleinste Umdrehungszahl einer Maschine stets tiefer sinken kann, als es ohne Berücksichtigung der Massendrücke erscheinen würde.
