

## Die gekuppelten Maschinen.

### I. Zwillingmaschinen.

Arbeiten zwei gleiche Maschinen mit versetzten Kurbeln an derselben Schwungradwelle, so erhält man das entsprechende Tangentialdruck-Diagramm durch Uebereinanderzeichnen der beiden Einzeldiagramme und Addirung der aufeinander fallenden Druckordinaten. Bei diesem Uebereinanderzeichnen sind natürlich die Einzeldiagramme um so viel gegenseitig zu verschieben, als es der Versetzung der Kurbeln entspricht.

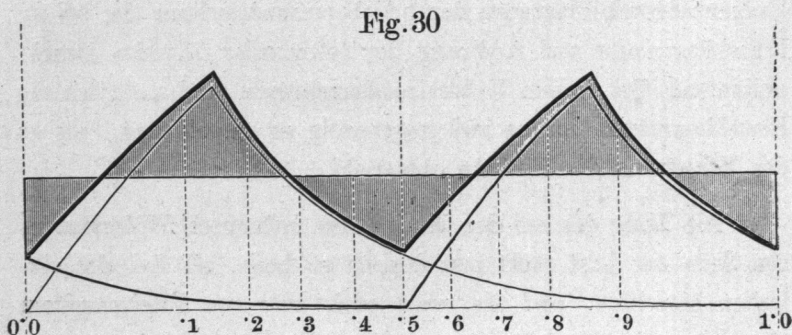
Die Linie des auf den Kurbelkreis reducirten Widerstandes von Seite der Last rückt nun doppelt so hoch, als bei der einfachen Maschine, und sie wird auch hier von Flächenspitzen überragt und unterschritten, welche die Unterschiede von erzeugter und verbrauchter Arbeit darstellen.

Bei langsamem Gange der Maschine und einer Versetzung der Kurbeln um  $90^\circ$  sind diese Unterschiede bedeutend geringer, als bei der gleichstarken Eincylindermaschine, und das Verhältniss der Unregelmäßigkeit beider ist schon längst bekannt und festgestellt.

Bei schnellerem Gange verschiebt aber der Einfluss der hin- und hergehenden Massen auch hier die Verhältnisse gegen jene, bei welchen dieser Einfluss nicht berücksichtigt erscheint, und ebenso leuchtet es ein, dass die Versetzung der Kurbeln um  $90^\circ$  nicht für alle Fälle das Beste zu sein braucht.

## Die Versetzung der Kurbeln.

So lange eine Zwillingmaschine nur für langsamen Gang bestimmt bleibt, erscheint die Versetzung der Kurbeln um  $90^\circ$  als die vortheilhafteste. Dabei ist aber immer noch die vom Schwungrade auszugleichende Differenz der Minimal- und Maximaldrücke (15% Füllung vorausgesetzt Fig. 30) ungefähr der Größe des gesammten Lastdruckes gleich (Minimaldruck  $\sim 0.5 Q$ , Maximaldruck  $1.5 Q$ ), und diese Druckextreme würden für jede andere Versetzung der Kurbeln noch mehr vom mittleren Widerstande abweichen.



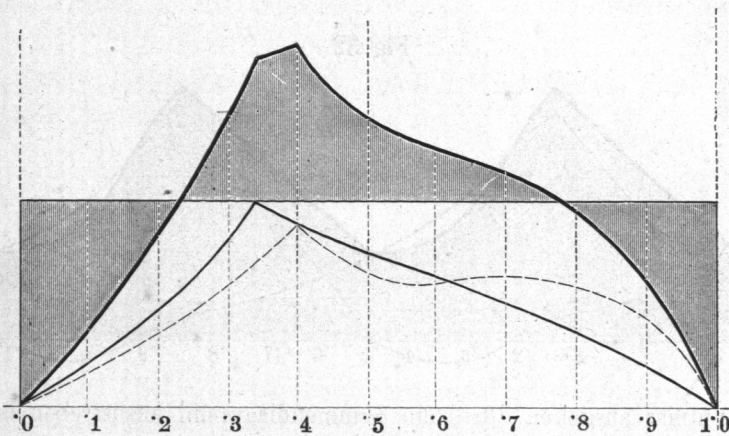
Bei der Versetzung um  $0^\circ$  oder  $180^\circ$  würde diese Differenz (mit circa Null und  $2 Q$ ) ein Maximum, und gleich jener, welche bei der Einzelmaschine herrscht. Nur durch die endliche Schubstangenlänge verwehrt sich das einfache Verdoppeln der Druckordinaten, wie dies Fig. 31 zeigt.

Versetzung der Kurbeln um  $90^\circ$  Grade.

Bei der Versetzung der Kurbeln um  $90^\circ$  ist aber die Gleichmäßigkeit des Ganges, d. i. der Unterschied der Drehkräften gegen die mittlere Widerstandsarbeit von der Kolbengeschwindigkeit gänzlich unabhängig, und diese Druckunterschiede werden durch den Einfluss der hin- und hergehenden Massen nicht

gemildert, wie es bei der Eincylindermaschine so herrlich geht. Denn der gleiche Druck, welchen die hingehenden Massen der einen Maschine zu ihrer Beschleunigung brauchen und der Dampfdruckwirkung auf den Kurbelzapfen entziehen, werden durch den Druck der sich verzögernden Massen der anderen Maschine an ihrem Kurbelzapfen ersetzt. Die Summen der Tangentialdrücke an den beiden Kurbelzapfen ist daher von der Geschwindigkeit in diesem Falle fast gänzlich unabhängig, und wird durch die end-

Fig. 31



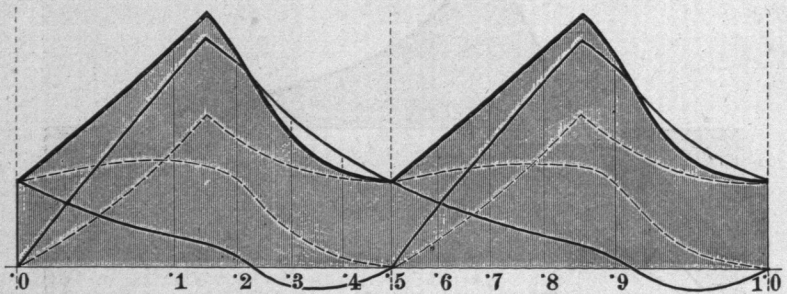
liche Länge der Pleuelstange nur unmerklich beeinflusst. (Begründet im Anhang IX.)

In Fig. 32 ist dies einfach graphisch bewiesen. Die feingezogenen Linien stellen die Kurbeldiagramme zweier unter  $90^\circ$  gekuppelten Maschinen bei unendlich langsamem Gang dar, während die punktierten Linien derselben Maschine bei völlig gleich gebliebenem Dampfdruckdiagramme, aber mit Berücksichtigung von Beschleunigungsdrücken, angehören. Die Summe der Ordinaten der gezogenen und der punktierten Linien sind aber an jedem Punkte einander völlig gleich, wie die Zirkelprobe ergibt.

Diese Drucksumme bleibt aber nur so lange gegen den Einfluss der hin- und hergehenden Massen unempfindlich, als die Kurbeln, unter  $90^\circ$  versetzt, arbeiten, und die Massendrücke genau „Voll auf Fug“ zur Wirkung kommen.

Wenn die Maschine fortwährend mit gleicher Geschwindigkeit arbeiten soll, und nur einen Sinn der Drehung kennt, so kann man für die einmal angenommenen Verhältnisse der beiden einfachen Diagramme durch Uebereinanderschieben und Addirung der Druckordinaten derselben leicht den vortheilhaftesten Verstellwinkel der Kurbeln aufsuchen. Dabei wird man von der Er-

Fig. 32



kennntnis ausgehen, dass ein Summendiagramm anzustreben ist, in welchem die Maximal- und Minimaldrücke eine geringste Abweichung vom Lastdrucke zeigen, d. h. die Arbeitsdifferenzen am kleinsten sind.

So würde eine Zwillingmaschine, welche mit 8 Atm. Dampf und 0,15 Füllung ohne Condensation arbeitet und deren Einzeldiagramm durch Fig. 18 gegeben ist, das Diagramm Fig. 30 als Bild und Maß der Tangentendrücke für alle Geschwindigkeiten haben, so lange die Kurbeln um  $90^\circ$  von einander abstehen. Die Berechnung des Schwungrades und dessen Ungleichmäßigkeit im Ganzen bleiben von den Einwirkungen der hin- und hergehenden Massen unberührt, wie groß immer deren Geschwindigkeit auch sei.



## Versetzung der Kurbeln um 45 Grade.

Würden aber die Kurbeln um 45°, d. i. derart versetzt, dass eine derselben ihre todte Lage durchheilt, wenn in der anderen Maschine eben circa 15% des Kolbenweges zurückgelegt sind, und wird angenommen, dass auch die Füllung 0·15 betrage, so ergäben sich für die verschiedenen Geschwindigkeiten die neuen Tangendruckverhältnisse der Diagramme 33—36.

Nach Formel (7) entsprechen:

Fig. 33	einem	$q_1 = 0$	Atm.,	$v = 0$	$m,$	$n = 0$	Umdr.pr.Min.
" 34	"	$= 2\cdot6$	"	$= 3\cdot7$	"	$= 110$	" " "
" 35	"	$= 4\cdot0$	"	$= 4\cdot5$	"	$= 135$	" " "
" 36	"	$= 6\cdot7$	"	$= 5\cdot8$	"	$= 174$	" " "

Kurbelversetzung constant 45°

Füllung " 0·15

Anfangsdruck " 8 Atm.

Zwillingsmaschinen werden, abgesehen von kleinen Windwerken, hauptsächlich nur als Walzwerk- und Locomotivmaschinen ausgeführt. Beide haben ohne Schwungrad zu arbeiten, und bei beiden entfällt die Rücksicht auf eine günstigste Geschwindigkeit. Für die Maximal-Geschwindigkeiten ist jede Hälfte als Einzelmaschine zu betrachten, wofür die Formeln (7) mit ihren Specialisirungen (*e*) und (*f*) für Locomotiven) ohne Weiteres gelten.

Ueber Dampfwege und Balanzgewichte dieser Maschinen handeln die Abschnitte VI und VII.

Aus diesen Diagrammen ist nun klar zu ersehen, wie die Maschine bei 135 Spielen in der Minute (Fig. 35) weitaus gleichförmiger arbeiten kann, als mit 90° versetzten Kurbeln (Fig. 30). Der Maximaldruck verhält sich zum Minimaldruck nur mehr wie 1·7 zu 1·0, während dieses Verhältniss dort 4:1 beträgt.

Die Ueberschussarbeit, welche durch das Schwungrad gestaut wird, bleibt wohl in beiden Fällen ziemlich gleich; daher werden auch die Abweichungen der Umfangsgeschwindigkeiten von der mittleren dieselben sein. Doch während bei den 90gradigen Kurbeln der Uebergang von der kleinsten zur größten Geschwin-

Fig. 33

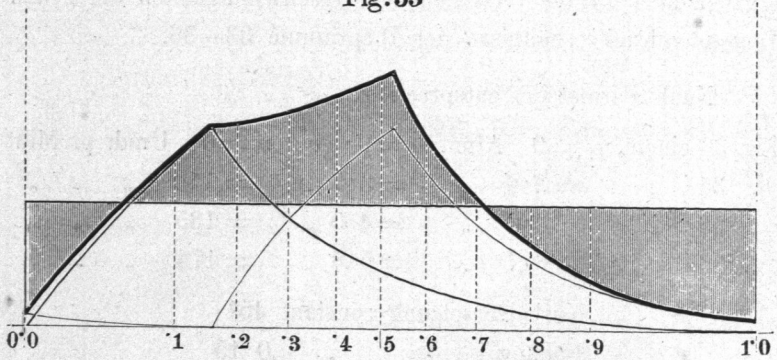
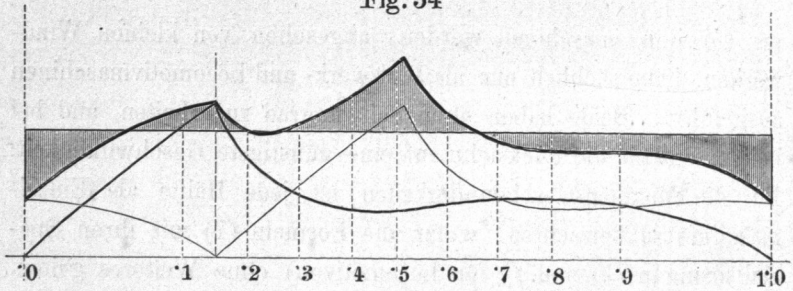


Fig. 34



digkeit durch einen energischen Ueberdruck auf kurzem Wege ( $\frac{1}{4}$  des Halbkreises) erzwungen wird, um nach plötzlicher Unterbrechung ebenso rasch wieder aufzutreten, die Arbeit also gleichsam wie in hartem Pulsschlag wirkt, sehen wir bei den anders versetzten Kurbeln die Beschleunigung durch einen mäßigen Ueberdruck langsam (während eines  $\frac{1}{2}$  Halbkreises) und gleichmäßig, wie im sanften Wogen geleitet.

Der Unterschied dieser beiden Arbeitsweisen unter sonst völlig gleichen Verhältnissen erinnert lebhaft an das verschiedene Spiel von Tragfedern unter gleichem Stoß. Während die kurzen Federn eines Eisenbahnlastwagens schnell und hart schwingen, wiegen die langen Blätter des Personenwagens in doppelter Zeit.

Freilich müssen wir aber bei der Dampfmaschine mit  $45^\circ$  versetzten Kurbeln die gewählte Geschwindigkeit genau einhalten

Fig. 35

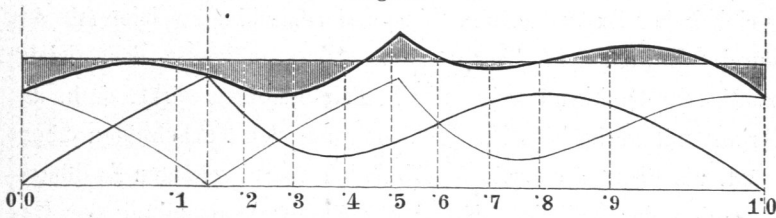
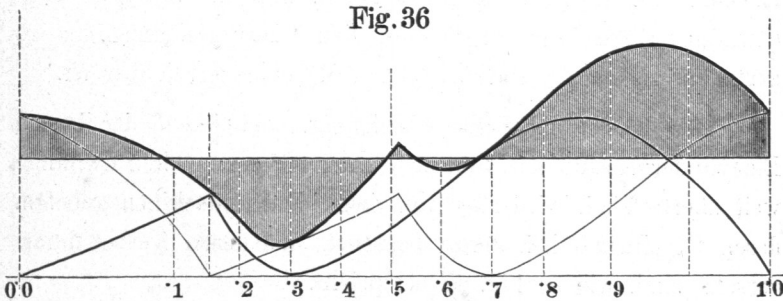


Fig. 36



und gefasst sein, dass beim Angehen, wie auch bei einem allfälligen Durchgehen, die Maschine viel ungünstiger und roher angegriffen wird, als es bei der für die Geschwindigkeit unempfindlichen Stellung von  $90^\circ$  geschieht.

Aus diesem Grunde empfehle ich auch nicht ein Abweichen von der normalen Kurbelversetzung oder wenigstens nicht für alle Fälle. Doch sollte hier die Folge der erlangten Erkenntnisse gezogen und gezeigt werden, dass für einzelne bestimmte Ver-

hältnisse auch nach dieser Richtung hin eine Verbesserung des Gleichganges gewonnen werden kann.

Zu den Vortheilen der gekuppelten Maschine, welche nach anderer Richtung hin sehr bedeutend sind und gewiss nicht verkannt werden sollen, zählt man aber hauptsächlich die Gleichmäßigkeit der bewegenden Drücke und den damit erzeugten ruhigeren Gang.

Ich muss dazu aber nun ausdrücklich bemerken, dass bei gleich hoher Expansion eine Eincylindermaschine, welche mit der durch Formel (17) bestimmten Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkraft geht, noch gleichmäßiger wirkt, d. h. die Arbeit mit geringeren Unterschieden auf den Kurbelzapfen überträgt, als dies bei einer in gewöhnlicher Weise gebauten Zwillingmaschine der Fall ist. Nur bei geringer Verwendung der Expansion, d. i. bei hohen Füllungsgraden, wäre die 90° gekuppelte (Zwilling-) Maschine im Stande, den Gang gleichmäßiger zu gestalten, als es mit einer einfachen Maschine erreichbar ist.

Der höchst mögliche Gleichgang, und jenen der besten Eincylindermaschinen sowohl als den der 90° gekuppelten Zwillinge weit übertreffend, wird aber von Zweicylindermaschinen geboten, deren Geschwindigkeit derart begrenzt, und deren Kurbel derart versetzt sind, wie es Fig. 35 entspricht.

Wo, wie bei direct gekuppelten Lichtmaschinen, das Angehen mit geringem Arbeitsaufwand pro Hub und kein Durchgehen zu erwarten, d. i. weder die Erscheinung der Fig. 33, noch jene der Fig. 36 zu befürchten ist, kann gewiss der Gleichgang durch die Versetzung der Kurbeln um circa 45° statt 90° zur höchsten Vollendung gebracht werden.

---



## II. Die Verbundmaschinen.

Allgemeines. Unter Verbundmaschinen werden solche Dampfmaschinen verstanden, in welchen die Expansion des Dampfes nicht in einem, sondern stufenweise in mehreren Cylindern vor sich geht. Bevor hier die einzelnen Systeme vom Standpunkt der Kolbengeschwindigkeit in Betracht gezogen werden, mag, obgleich nicht streng hierher gehörig, doch eine kurze allgemeine Erörterung ihrer Vortheile und ihrer Mängel vorangehen, weil sich manch Späteres darauf bezieht.

Der Vortheil der Verbundmaschinen liegt in der Möglichkeit der Verwendung höher gespannten Dampfes und des Entfalles bedeutender Condensationsverluste trotz voll ausgenützter Expansion. Dadurch, dass man von den früheren 5—6 nunmehr zu 8—12 und mehr Atm. Dampfspannung schritt, gewinnt man fast betriebskostenlos die dem Wärmeunterschied entsprechende Arbeit, und dadurch, dass dieser Dampf nicht in einem, sondern der Reihe nach in zwei oder mehreren Cylindern niederexpandirt, verbleiben die einzelnen Räume von Dämpfen mehr-gleicher Temperatur gefüllt und die Condensationsverluste an den Cylinderwänden werden kleiner, als bei der Expansion in einem einzigen Cylinder. Dies wird um so fühlbarer, je höher gespannter Dampf zur Einströmung gelangt, und ein je höherer Temperatursturz in der Maschine platzgreift.

Ein ökonomischer Betrieb der Dampfmaschinen verlangt aber gerade diese letzteren Verhältnisse, und nachdem der Kesselbau bereits 9—13 Atm. und mehr für stationäre und Schiffszwecke sicher zu bieten vermag, kann und soll dies benützt und eine 8—12fache Expansion für nicht condensirende, und eine 12—20fache Expansion für Condensationsmaschinen verwendet werden, wenn es sich um den geringsten Aufwand von Dampf oder Kohle für eine bestimmte Leistung handelt.

Wollte man aber solch hoch gespannte Dämpfe und die genannten Expansionen in einer Eincylindermaschine unter  $\frac{1}{8} - \frac{1}{20}$  Füllungslänge wirken lassen, so wären schwere Nachtheile damit verknüpft, ohne selbst den erhofften Nutzen thatsächlich zu erbringen.

Vorerst müsste alles Gestänge in der Maschine für die mittlere Leistung unbenöthigt schwer, aber stark genug für den hohen Anfangsdruck bemessen sein, der nur kurze Zeit während, seine Arbeit faustschlagartig in die Kurbel senden würde.

Dies könnte bei hohen Drücken selbst durch die Massenbeschleunigungsdrücke nicht wesentlich gemäßigt werden; denn nachdem man für Stabilmaschinen Kolbengeschwindigkeiten über 4 *m* per Secunde heute noch kaum anwendet, und selbst letztere erst  $\sim 3$  Atm. des freien Anfangsdruckes (Gl. 7b, Seite 32) aufnehmen würden, verschlägt dieses Mittel zur Erzeugung einer gleichförmigeren Kraftübertragung. Ja bei höheren Expansionsgraden würde es selbst gefährlich; denn wie die Figuren 17–19 und die Formel (9), Seite 53 u. f. zeigen, kann bei Verwendung des vollen oder nahezu vollen Dampfdruckes zur Geschwindigkeits-erzeugung der nach Eintritt der Expansion rasch sinkende Dampfdruck leicht unter jene Höhe fallen, welche die Massen zu ihrer auch nach dem Anhuben noch andauernden Beschleunigung verlangen. Aus Tabelle I, Seite 76, geht hervor, dass dort mindestens die Füllungen von  $\cdot 14 \sim \frac{1}{7}$  einzuhalten sind, und untersucht man nach Formel (9<sub>1</sub>), Seite 60, welche Kolbengeschwindigkeit bei  $p_1 = 12$  Atm., dem Gegendrucke = Null, bei 20facher Expansion und fünffacher Schubstangenlänge noch zulässig ist, so verbleibt diese mit  $\frac{F}{f} = 4\cdot 0$  Atm., d. i. nach Formel (7)  $v = 4\cdot 5$  *m* per Secunde, begrenzt und es wären daher höchstens  $\sim 4\cdot 0$  Atm. vom Dampfdruck zur Massenbeschleunigung

zu entnehmen. Es käme also jedesfalls der größte, keiner wesentlichen Mäßigung unterwerfbare Theil der Hochdruckdampfwirkung wie mit einem Schlage in das Gestänge, die Kurbel und die Balken, was einen unruhigen und unsicheren Gang der Maschine erwecken würde.

Aber der hauptsächlichste Nachtheil solch einer Eincylindermaschine, welche mit hoch gespanntem Dampf und voller Expansion arbeiten sollte, läge in der Thatsache, dass die Cylinderwände unter der rasch fallenden Temperatur des expandirenden Dampfes in Verbindung mit der niederen Temperatur der Ausströmung unverhältnissmäßig längere Zeit zur relativen Abkühlung fänden, als bei anderen, langfüllenden Maschinen mit niederem Druck. Strömte nun in solch ausgekühlten Cylinder wieder der neue Dampf von hoher Spannung und hoher Temperatur, so wäre eine beträchtlichere Condensation und dadurch ein größerer Verlust an Dampf als der Mehrerwerb an indicirter Arbeit deckt, die nahe Folge.

Als weitere Nachtheile kämen noch die Dampfverluste durch die Undichtheiten, welche mit steigenden Druckunterschieden steigen, die größeren Verluste durch die Reibungsarbeiten an dem stärkeren Gestänge, die schwierigere Steuerung, das schwerere Schwungrad und die geringere Sicherheit der ganzen Construction, und insbesondere der Dampfeylinder, welch' letztere in großen Durchmessern und dabei für hohe Spannungen kaum mehr in verlässlicher Festigkeit und Formbeständigkeit ausführbar wären und manch Anderes hinzu.

All diese, die Verwendbarkeit höher gespannter Dämpfe trübenden Verhältnisse klärten sich aber sofort, als man zur stufenweisen Expansion in zwei oder mehr Cylindern überging.

Alle die erwähnten Nachtheile verlieren ihre Bedeutung und nähern sich dem lang gewohnten Maße dadurch, dass man den

frischen Dampf erst in einem vorgebauten kleineren, dem Hochdruckcylinder, zu einer mittleren Spannung mäßig expandiren und aus diesem in einen oder mehrere Niederdruckcylinder überströmen lässt, in welchen die Expansion zu Ende stattfindet.

So sind gleichsam zwei oder mehr Maschinen aufeinander gepropft; in keiner sind die Druckdifferenzen mehr so grell, denn der Ausströmdampf der ersten bildet den Einströmdampf der zweiten u. s. f. Selbst die Dampfverluste, welche durch unvermeidliche Undichtheiten bei jeder Maschine zu gewärtigen sind, bleiben hier minder belangreich, wo eine Undichtheit im Hochdruckcylinder ihren Dampf nicht frei, sondern nur zum zweiten Cylinder hin ausströmen lässt, und eine Undichtheit am Niederdruck doch nur bereits gebrauchten Dampf erhält.

Derart ist die Verwendung hochgespannter Dämpfe zu gefahrlosem Maschinenbetriebe ermöglicht, und damit die eine Bedingung geringen Dampfaufwandes erfüllt.

Was nun den Eingangs erwähnten zweiten Hauptvortheil der Verbundmaschinen betrifft, so liegt dieser in dem geringen Dampfverlust durch Abkühlung an den Cylinderwänden. Das Temperaturgefälle zwischen Einström- und Ausströmdampf ist hier auf zwei Cylinder vertheilt und greift in jedem nur zur Hälfte Platz.

Die neuere Wärmetheorie lehrt nun, Wärme als Arbeit erkannt, dass der Wärmeübergang von einem Medium (Dampf) an ein anderes (Cylinderwand) dem Quadrate der Temperaturunterschiede proportional sei.

Findet daher in jedem der zwei Cylinder einer Verbundmaschine ein Temperatursturz von nur ein Halb der Höhe gegen jenen einer Eincylindermaschine statt, so wird die Wärmeabgabe des Einströmdampfes und daher seine an den Wänden condensirte



und entfallende Menge nur ein Viertel von dort betragen. Da aber nun zwei Cylinder vorhanden sind, so findet die Abkühlung an fast zweimal so viel Oberflächen statt, als es bei dem das Endvolumen enthaltenden, also dem Niederdruckcylinder allein geschähe; es verdoppelt sich dieses Viertel und gibt ungefähr ein Halb als Totalcondensation, gegen Eins in der Eincylindermaschine.

In einer Dreicylinder-Verbundmaschine wäre der Temperatursturz je  $\frac{1}{3}$ , die Condensationsverlustmenge je  $\frac{1}{9}$ , der Gesamtverlust in allen drei Cylindern  $3 \cdot \frac{1}{9} \sim \frac{1}{3}$  des Condensationsverlustes im Eincylinder\*).

Diese angenäherte Rechnung bedarf in den einzelnen Fällen wohl der Correctur, und dies umsomehr, da die Theilung der Expansion nicht nur betreffs des Temperaturgefälles allein vorgenommen werden kann, sondern auch annähernd gleiche Arbeitsleistungen an den Kurbeln anzustreben sind. Hier sollte nur ein Umrissbild der Dampfersparniss bei getheilter Expansion dargeboten und die Begründung des Verbundmaschinensystemes gezeigt werden. Ein Beispiel und Vergleichsberechnungen eines praktisch vorgelegenen Falles findet sich als Anmerkung X.

---

\*) Selbst unter der Annahme, dass der Wärmeübergang von Dampf an die Cylinderwände nach der einfachen Potenz der Temperaturunterschiede stattfindet, rechnet sich die Ersparniss an niedergeschlagenem Dampf in ähnlicher, wenn auch geringerer Höhe.

Wird beispielsweise eine Totalexpansion mit dem Temperatursturz  $T^0$  betrachtet, so wäre hier in einer Eincylindermaschine von der Innenfläche  $O$  die Niederschlagsmenge  $W = \text{Const. } T \cdot O$ . — Würde dem Cylinder dieser Maschine ein Hochdruckcylinder von  $\sim \frac{1}{2} O$  vorgelegt, so vergrößert sich wohl die abkühlende Fläche auf  $\frac{3}{2} O$ , der Temperatursturz ermäßigt sich aber je auf  $\frac{1}{2} T$ , und der Niederschlag auf  $W_1 = \text{Const. } \frac{3}{2} O \cdot \frac{1}{2} T$ . Das Verhältniss stünde nun mit  $W : W_1 = 4 : 3$ , und zeigt abermals den Vortheil zu Gunsten der getheilten Expansion.

In einer Dreicylindermaschine mit den Oberflächen 1,  $\cdot 4$ ,  $\cdot 14$  würde das Verhältniss  $W : W_1 = \text{Const. } T \cdot O : \text{Const. } 1 \cdot 54 O \cdot \frac{1}{3} T = 2 : 1$ , d. i. der Niederschlag halb so groß als in der Eincylindermaschine.

## Zweicylinder-Verbundmaschinen.

Hätte man nur die Beachtung des geringsten Dampfverlustes durch Abkühlung allein im Auge, so wäre es principiell gleichwerthig, wie immer die Cylinder bei Verwendung zweigetheilter Expansion in der Maschine angeordnet sind.

Receivermaschine. Legt man auf hohe Gleichmäßigkeit des Ganges der Maschine einigen Werth, so erscheint die Verwendung neben einander liegender Cylinder, deren Kurbeln um  $90^\circ$  oder ähnlich versetzt sind, als nächstliegend, indem hierbei die Arbeit „Voll auf Fug“ in's Rad gelangt. Diese Anordnung verlangt aber einen Warteraum (Receiver genannt) für den in der zweiten Hubhälfte aus dem Hochdruckcylinder ausströmenden Dampf, der nicht sofort in den Niederdruckcylinder treten darf, wo eben die Endexpansion des früher begonnenen Hubes stattfindet.

Der im Receiver zurückbehaltene, nebst dem Ausströmdampf der zweiten Hubhälfte des Hochdruckcylinders füllen dann die neu sich öffnende Seite des Niederdruckcylinders, wobei kein Druckabfall stattfinden wird, wenn der Rauminhalt der Zwischenkammer genügend bemessen, d. i. circa dem Volumen des kleinen Cylinders gleich, und seine Oberfläche vor Wärmeverlusten geschützt ist.

Tandem-Maschine. Nach einer anderen Anordnung liegen die beiden Cylinder hinter einander und ihre Kolben wirken an gemeinsamer Stange auf eine einzige Kurbel, während bei der Woolfmaschine die Cylinder ähnlich wie bei der Receivermaschine getrennt und an zwei Kurbeln arbeiten, die hier aber unter  $180^\circ$  versetzt sind und directes Ueberströmen vom ersten in den zweiten Cylinder ohne Zwischenkammer ermöglichen.

## Allgemeines über die Systeme.

Jedes dieser drei Untersysteme hat seine Vor- und Nachtheile.

Receivermaschine. Das leichte Angehen und die erwartete höhere Gleichmäßigkeit des Ganges, sowie die Möglichkeit einer selbstständigen Endexpansion im Niederdruckcylinder brachten die Receivermaschine zur weitesten Anwendung, welche noch mit dem System Woolf den Vortheil einer leichten Zugängigkeit aller Theile und insbesondere der Kolben, gleichgroße Arbeitsentwicklung an jeder Kurbel, ein leichtes Gestänge mit wenig belasteten Zapfen und endlich eine gewisse Reserve insoweit gemein hat, als bei einem Bruch in einer Maschinenhälfte die andere Hälfte den Betrieb noch aufrecht zu erhalten vermag. Dabei sind diese Maschinen kurz und durch ihre Symmetrie gefällig.

Die Tandemmaschine dagegen hat nur ein einziges Gestänge gegen die zwei ihrer Schwestern. Sie ist leicht in einem schmalen Raume untergebracht, und mit dem Rad an die Wand gedrückt, erleichtert sie meistens die weitere Transmission. Sie ist billiger in der Anschaffung, und die Anwendung dieses Systemes eignet sich häufig zur Vergrößerung oder Verbesserung bestehender Anlagen. Der schwerere Druck auf ihre Zapfen etc. ist aber bei deren entsprechenden Größe ebenso sicher zu übertragen, als anderwärts. Ueberdies ist der gesammte Anfangsdruck von beiden Kolben zusammen auf das Gestänge nur  $1\frac{1}{4}$  bis  $1\frac{1}{2}$  mal so groß, als er von den Hochdruckkolben einer Eincylinder- oder Receivermaschine entfallen würde, wie im Anhang XI gezeigt wird, und daher erscheint dessen Gefahr häufig überschätzt.

Die Tandemmaschine gestattet aber die höchste Kolbengeschwindigkeit, und deren weitere Erhöhung gegen die heutigen Geschwindigkeiten, während die anderen Verbundsysteme, in Schuld ihrer Niederdruckcylinder heute schon an die Grenzen streifen, und keines wesentlichen Ansteigens mehr fähig sind.

Die Woolfmaschine wirkt am ungünstigsten von allen Maschinen mit getheilter Expansion. Ihr Niederdruckcylinder beschränkt noch mehr wie jener der Receivermaschine das Erreichen höherer Kolbengeschwindigkeiten, und die Drehkräfte an den Kurbeln addiren sich im ungünstigen Sinne, da beide gleichzeitig den Hub beginnen und vollenden. Woolfmaschinen können daher für höchste Kolbengeschwindigkeiten nicht gebraucht werden, was auch die Praxis schon längst fand und das System, welches schon einmal verlassen war, wäre dies dauernd geblieben, wenn es nicht wieder einen eigenthümlichen Vortheil böte. Es ist nämlich das ruhigst arbeitende auf seinem Fundament, was besonders bei den stehenden Maschinen im Innern der Städte (elektrische Centralen) zur Geltung kommt. Indem sich nämlich hier die Massen und die Beschleunigungsdrücke der gegenseitig auf- und niedergehenden Gestänge der beiden Cylinder stets und nahezu genau balanziren, überträgt es die geringsten Schwingungen in den Grund. Im Abschnitt VII wird dies unter „Das Gegengewicht“ noch weiter erörtert.

Sämmtliche Verbundmaschinen, welche zwischen Hoch- und Niederdruckcylinder nur eine fixe Expansion zulassen, leiden bei größerem Gegendruck, also schlechtem Vacuum und insbesondere bei freiem Auspuff an dem Uebelstande, dass bei kleinerer, als der normalen Arbeitsabgabe, der Enddruck leicht unter den Gegendruck sinkt. Das Niederdruckdampfdiagramm zeigt dann die charakteristische Schleife und bekundet einen directen Arbeitsentfall und unökonomischen Gang durch Saugwirkung in Folge zu stark expandirenden Dampfes. Daher müssen derartige Maschinen in ihren Cylindergrößen für den Bedarf knapp bemessen werden, während sich bei Eincylindern die Anfangsdampfspannung durch Drosselung derart niederbringen lässt, dass der Enddruck über dem Gegendruck und die Schleife im Diagramm vermieden bleibt, wenn die Beanspruchung auch weit unter das Normale sinkt.



Ingenieur Collmann schlägt zur Umgehung dieser Schleife bei Verbundmaschinen vor, die innere Deckung des Ausströmschiebers negativ zu machen, oder bei anderen Steuerungsorganen eine gleiche Wirkung, d. i. ein vorzeitiges Oeffnen des Dampfaustrittes einzustellen, wodurch der Kolben, an beiden Seiten vom Gegendruck allein getroffen, das Ende seines Weges ohne negative Arbeit durchläuft.

Es muss aber ausdrücklich betont werden, dass die Schleifenbildung keine weitere Gefahr, als für die Oekonomie allein birgt. Die Ruhe des Maschinenganges, die Gleichmäßigkeit der Drehkraft gewinnt durch sie, deren Wirkung ähnlich der Compression, nur früher beginnend ist. Sie kann selbst zur Ruhe des Maschinenganges bei größerer Kolbengeschwindigkeit beitragen, indem sie den Anfangsdruck des Dampfes freier gestaltet.

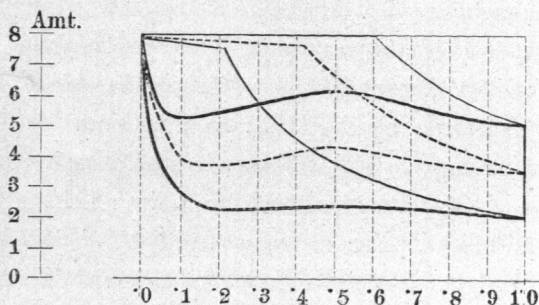
Eine weitere Eigenschaft der Verbundmaschinen, die von manchen Ingenieuren als Vortheil, von anderen als Nachtheil betrachtet wird, und die sich insbesondere bei Receivermaschinen zeigt, ist die geringe Steigerungsfähigkeit ihrer Leistung über die Normalarbeit hinaus. Erhöht man nämlich die Füllung des Hochdruckcylinders, so steigt der Gegendruck auf dessen Kolben, und bei einer gewissen Grenze beträgt dessen schwächender Einfluss mehr, als durch die Hebung des mittleren Vorderdruckes gewonnen wird. Der kleine Cylinder arbeitet daher nun im Verhältniss zur Gesamtarbeit und absolut bei größerer Füllung weniger, als bei kleinerer Füllung, wie Fig. 37 zeigt. Allerdings steigt die Leistung des Niederdruckcylinders und auch die Gesamtleistung, aber in unverhältnissmäßig geringerem Maße, als der rapid ansteigende Dampfverbrauch.

Für einen bestimmten Normalfall einer Receivermaschine wurde das nachstehende Schaubild (Fig. 38) berechnet. Es zeigt, dass die Hochdruckseite nur bis 35% Füllung an Leistungsfähigkeit zunimmt. Die Totalleistung betrug dabei 460 Pferde und der

theoretische Dampfverbrauch  $6\frac{1}{4}$  Kilogr. per Stunde und Pferd. Bei doppelter Füllung, d. i. 70% des kleinen Cylinders erhob sich die Totalleistung nur um 90 Pferde auf 550 Pferde, aber der zu vergleichende Dampfverbrauch auf 14 Kilogramme.

Die Verbundmaschinen können daher nur mit nahezu constanter Leistung arbeiten, und die obere Grenze ist trotz Dampfverschwendung fast unverrückbar fest. Diese begrenzte Arbeitsleistung, die dann wohl immer mit einer fast unüberschreitlich geringen Füllung, also hoher Expansion eingehalten werden muss, verhindert nicht nur jede Ueberanstrengung der Transmission,

Fig. 37



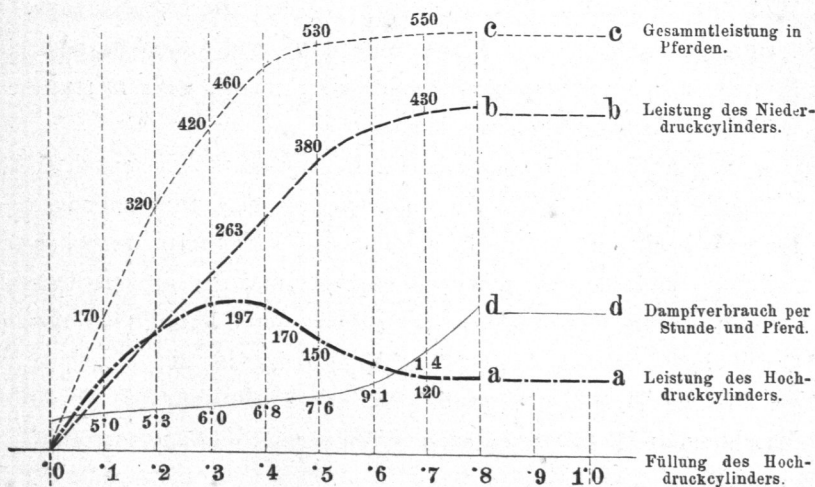
sondern sichert hauptsächlich die Oekonomie an Dampf und Kohle bei jedem Arbeitsgange unter und bis zur Normalleistung.

Der geringere Dampfverbrauch per Stunde und indicirtem Pferd seitens der Verbundmaschinen wird theilweise durch die Mehrreibung im doppelten Mechanismus erkauft. Das Verhältniss der Nutzarbeit zur indicirten, welches bei guten Eincylindermaschinen im Mittel zu  $\cdot 85$  angenommen werden kann, dürfte bei Verbundmaschinen mindestens auf  $\cdot 80$  sinken.

Auch der Oelverbrauch und die Instandhaltung sind unter gleichen Verhältnissen ungünstiger, und der Kaufpreis und die Fundirung theurer als dort.

Die Regulirung des Ganges, die gleichbleibende Geschwindigkeit trotz schwankenden Arbeitsverbrauches ist bei den Verbundmaschinen schwerer zu erzielen, als bei Eincylindermaschinen. Denn der Regulator kann nur den Einströmdampf in den Hochdruckcylinder beherrschen. Der in die Maschine gelangte Dampf wirthschaftet dann unberührt von jedem Außeneingriff weiters in derselben fort, und wenigstens einen halben Hub lang länger frei als sonst.

Fig. 38



Aber die erstangeführten Vortheile des geringeren Dampfverbrauches bei gleicher Normalleistung in Folge der veringerten Abkühlverluste im Innern überwiegen all diese letzterwähnten Einwürfe und Nachteile, und für regelmäßigen Großbetrieb ist die Verbundmaschine heute eingebürgert und das System der mehrstufigen Expansion höher gespannten Dampfes als dasjenige erkannt, welches den geringsten Dampf- und Kohlenaufwand bedingt.

## Dreicylinder-Verbundmaschinen.

Die Vortheile der zweicylindrigen Verbundmaschinen sind bei der Anwendung von drei Cylindern noch weiters gesteigert. Hier kann noch höhere Kesselspannung und höhere Expansion benützt werden, ohne gefährliche Größen der Hochdruckcylinder zu bedingen, und es erwächst eine noch größere Ersparniss an entfallendem Dampf durch die inneren Abkühlungen, bei den näheren Stufen des Wärmeniederganges in den einzelnen Cylindern.

Aber auch deren Nachtheile steigern sich mit der gehäuften Zahl. Ob eine weitere Theilung der Arbeit auf vier Cylinder noch vortheilhaft wird, ist eine Frage, welche fast, und welche für noch mehr Cylinder mit voller Bestimmtheit verneint werden muss, wie gleich nachgewiesen werden soll.

Schon die Dreicylindermaschine ist wesentlich complicirter in Bau und Wartung als die früheren Systeme. Die Reibungsverluste bedingen ein noch ungünstiges Verhältniss zwischen indicirter und nützlich erhaltener Arbeit, und der größere Oelconsum, aber insbesondere die schwierigere Regulirung der Geschwindigkeit bei der großen Menge des in der Maschine vorrätigen Dampfes lässt ihre Verwendung nur für große Maschinen mit fast constantem Widerstand als zweckmäßig erscheinen.

Maschinen dieser letzten Art sind die Schiffsmaschinen, dann solche für Pumpen und Gebläse, und endlich große Fabrikmotoren.

Schiffsmaschinen, insbesondere jene für Kriegsfahrzeuge, sind in der Höhe, d. i. bei stehender Anordnung dem Hube nach, beschränkt, während eine Ausbreitung der Länge nach gewährt werden kann. Da nun hier größtmögliche Leistungen, Effecte von vielen Hunderten und Tausenden an Pferden zu erzeugen sind, so bot sich hiefür in deren Vertheilung auf drei Cylinder und drei



Kurbeln fast der einzig sichere Weg. Auch die Dampf- und Kohlenersparniss wurde bei den großen Ausführungen beträchtlich, wo die Reibungsverluste nicht so arg ansteigen als in kleinen Maschinen.

Dass das Dreicylindersystem gerade für Schiffsmaschinen erstand, erklärt sich noch mit aus dem Umstande, dass die räumlich beschränkten Schiffskessel aufs höchste beansprucht werden müssen und daher unter minderm Druck zum Ueberkochen geneigter wären als bei hoher Spannung. Je höher nämlich die Spannung, desto kleiner ist das Volumen der aus den Wasserspiegeln der Kessel aufsteigenden Dampfblasen und desto trockener der Erhalt.

Schon mit der Locomotive wurde die Erfahrung gewonnen, dass die mit dem Blasrohre forcirten, durchschnittlichen 30—40 Kil. Dampf per  $1 m^2$  Heizfläche und Stunde nur bei  $\sim 10$  Atm. Druck für sicheren Betrieb genügend trocken erhaltbar sind. Nun ist in der Locomotive die Heizfläche 60—80 mal so groß als der Rost, auf welch letzterem bis über 400 Kil. Kohle per  $1 m^2$  und Stunde verbrennen.

Soll der Schiffskessel mit seiner gehäuften Heizfläche gleich  $\sim 30$  mal der Rostfläche durch künstlichen Zug zu ähnlich reicher Verbrennung von Kohle, d. i. an Kraftleistung, herangezogen werden, und ist dem Ueberkochen nur mit hohem Druck des Dampfes vorzubeugen, so musste auch hier um 30—50 Kil. genügend trockenen Dampf und mehr per  $1 m^2$  und Stunde zu gewinnen, zu Dampf von 10—13 Atm. übergegangen werden, und da für diesen und den verlangten großen Effecten der Maschinen die Hochdruckcylinder von zweifachen Expansionsmaschinen schon bedenkliche Wandstärken und unsichere Festigkeit erhalten würden, ergab sich die Verwendung eines eigenen dritten Cylinders für den hochgespannten Kesseldampf als Nothwendigkeit.

Der Anstieg, der zur Dreicylindermaschine führte, zeigt sich also ungefähr in folgendem Bilde:

Dampferzeugung pr. 1 m <sup>2</sup>	Zeit: 1850	1870	1890
Kesselheizfläche und Stunde	12	25	50 Kil.
Dampfspannung . . . . .	4	8	12 Atm.
Expansion . . . . .	5	10	15fach
Dampfverbrauch per Stunde u. Pferd	12	8	6 Kil.
Kohlenverbrauch per Stunde u. Pferd	2	1	7 Kil.
Zahl der Verbundcylinder . . . .	1	2	3

Dass sich nunmehr ein wesentlich geringerer Dampfverbrauch für gleiche Leistung herausstellte, ist hauptsächlich der Verwendung des höher gespannten Dampfes zu verdanken, der eine ~ 15fache Expansion bei, mit dem früheren Systeme gleichbleibenden Enddruck zulässt. Er verlangt zu seiner Erzeugung fast nicht mehr Wärme als solcher von niedriger Spannung, aber die Arbeit, die er in dem, gleichsam einer Zweicylinder-Verbundmaschine vorgebauten dritten Cylinder leistet, ist reiner und kostenloser Gewinn, wenn der Dampfconsum oder Kohlenverbrauch allein in Betracht kommt.

Der hochgespannte Dampf gestattet hoch beanspruchte, viel Wasser zu kleinen Dampfvolumen verdampfende, also im Verhältniss kleine Kessel, und die gehäufte Zahl der Cylinder bietet je ein geringes Temperaturgefälle mit dem geringen Abkühlungsverluste.

So erweist sich für Schiffszwecke die Dreicylinder-Verbundmaschine als allseitig begründet, und eine Ausbeute der dem Dampfe innewohnenden Leistungsfähigkeit bis ~ 80% wurde mit ihr erreicht.

Ein Uebergang zu vier Cylindern erscheint nur unter gleichzeitigem weiteren Anstieg der Beanspruchung der Heizfläche

und der Dampfspannung gerechtfertigt. Diese scheinen aber schon der Festigkeit und Wärmeübertragungsfähigkeit nach die Grenzen des mit dem irdischen Materiale und der heutigen Herstellungsweise Erreichbaren zu streifen, und da auch der Gewinn an Arbeit mit der Verwendung noch höherer Spannungen und Expansionen nicht mehr wesentlich höher kommen kann und die anderen Gegenfactoren immer schwerer in's Gewicht fallen, wird der Vortheil einer Steigerung der stufenweisen Expansion über drei Cylinder schon fraglich, über vier Cylinder hinaus aber wohl für immer ausgeschlossen.

*Heute ganz  
wieder liegt!*

Für stationäre Zwecke, wo sich der Raum für mäßig beanspruchte Kessel bietet, ist die Verwendung des Dreicylindersystems nicht mehr so allseitig bedingt, und nur bei ganz großen Maschinen durch die Kohlenersparniss allein berechtigt. Für gleiche Leistungsfähigkeit kommt hierbei der Anschaffungspreis der Dreicylindermaschinen bei einseitiger Tandem-Anordnung zweier Cylinder nicht wesentlich höher als jener der zweicylindrigen, was sich durch die kleineren Dimensionen erklärt. Ein geringerer Kohlenaufwand wird aber nur dann bestimmt erreicht, wenn hoch gespannter Dampf von mindestens 12 Atm. abs. gleichzeitig zur Verwendung gelangt. Ein höherer Oelverbrauch und die theurere Kesselanlage, das etwas ungünstigere Verhältniss zwischen indicirter und bremsbarer Pferdekraft und die sonst erwähnten Factoren werden daher die Erwägung für die einzelnen Fälle leiten müssen, ob Drei- oder Zweicylindermaschinen vortheilhafter sind. Würde die Kohle nichts kosten, so verschwänden die Dreicylindermaschinen vom festem Lande — aber nicht aus den Schiffen.

Grenzen der Kolbengeschwindigkeit und Gleichmäßigkeit der Drehkraft der Verbundmaschinen.

Nun rückt aber die Frage nach den zulässigen Kolbengeschwindigkeiten nahe; nur wenn diese sich günstig löst und hohe Geschwindigkeiten als möglich ergibt, werden sich Maschinensysteme herausstellen, welche gleichzeitig mächtig und ökonomisch arbeiten können und für die Dauer lebensfähig bleiben.

Zum Studium dieser Verhältnisse folgen hier die Figuren 39—49, deren Dampfdiagramme wirklichen Maschinen entnommen sind. In sämtlichen Figuren erscheinen die einzelnen Linien folgendermaßen bezeichnet:

	Ohne Berücksichtigung der Massendrucke	Mit Rücksicht auf die Massendrucke
Linie der Summe der Tangentialdrücke von beiden Cylindern . . . . .	<i>a</i>	<i>A</i>
Linie des Tangentialdruckes vom Hochdruckcylinder . . . . .	<i>b</i>	<i>B</i>
Linie des Tangentialdruckes vom Niederdruckcylinder . . . . .	<i>c</i>	<i>C</i>
Bei der Tandemaschine gemeinschaftl. Massenlinie . .		<i>G</i>

Schubstangenlänge überall = 5fache Kurbellänge.

Stets ist das Horizontaldruckdiagramm vorangestellt, und das Tangentialdruckdiagramm ohne und mit Berücksichtigung der Massendrucke für den Hingang darnach construirt.

Die Mariotte wurde stets für den Hochdruckcylinder vom Hubende aus zurück, und für den Niederdruckcylinder nach Abschlag des durch die Compression im ersten Cylinder zurückgehaltenen Dampfes gesondert eingetragen.

Die Figuren 41, 44 und 47 bringen je die Tangentialdruckdiagramme für Hin- und Rückgang der massenbeeinflussten Maschine.

Fig. 49 ist das rankinisirte Diagramm einer Maschine, in welcher die Compression im Hochdruckcylinder nicht bis zur Höhe der Anfangsspannung aufreicht.



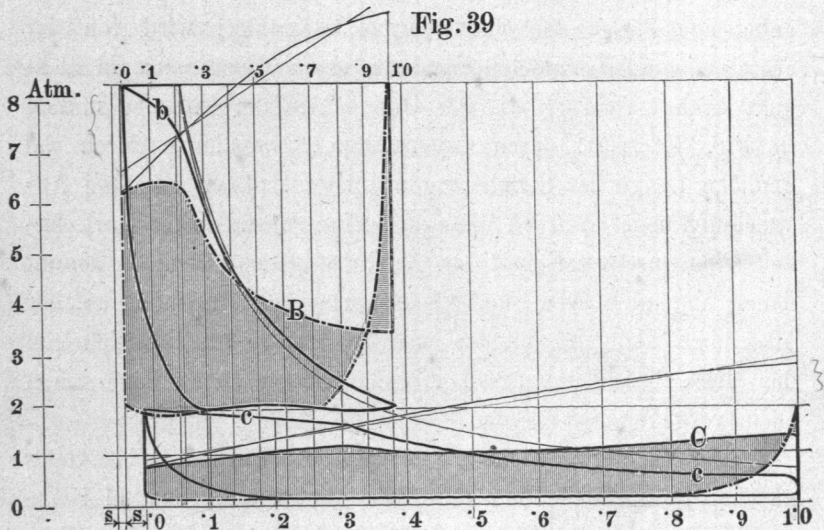
## Die Receivermaschine.

Betreffs der Tangentialdrücke, welche in die Schwungradwelle treten, gelten alle bei der „Zwillingsmaschine“ gewonnenen Erkenntnisse auch hier. Sind die Kurbeln um  $90^\circ$  versetzt, so hat die Geschwindigkeit (gleiche Gestängsmassen an beiden Cylindern vorausgesetzt) keinen Einfluss auf die Art der Uebertragung der Arbeiten in's Rad, denn der gleiche Druck, welchen die sich anhebende Masse der einen Kurbel vorenthält, wird von der ausschwingenden Masse der anderen ersetzt. Dies ist wohl nicht ganz strenge richtig, wie der Unterschied der Linien  $a$  und  $A$  in Fig. 40 zeigt, deren gegenseitige Abweichung durch die endliche Länge der Schubstangen entsteht. Doch ist diese Abweichung meist gänzlich belanglos. Eine günstigste Geschwindigkeit, eine Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkraft kommt daher hier nicht vor, und die Schwungradsberechnung solcher Maschinen kann für minder wichtige Fälle ohne Rücksicht auf die Massenbeschleunigungen mit den reinen Dampfdiagrammen allein vorgenommen werden.

Für wichtige Fälle käme aber zu beachten, dass bei völlig gleicher Dampfvertheilung die Arbeit auf die Kurbeln in Folge der Wirkung der endlichen Schubstangenlängen bei dem Vor- und Rückwärtsgange nicht gleichmäßig erfolgt. Der mittlere Betrag der Drehkräfte  $t$  ist beim Vorwärtsgange des Hochdruckkolbens kleiner, und beim Rückwärtsgange desselben größer als der mittlere Widerstandsdruck  $z$ , wie Fig. 41 zeigt.

Soll aber die Maschine ruhig und stoßfrei gehen, so muss jede Cylinderseite für sich derart arbeiten, und darf nicht mehr im Gesamten, sondern muss im Einzelnen betrachtet werden. Jede Maschinenseite muss für sich den Gesetzen stoßfreien Ganges folgen, welche bei den Einzel-Cylindermaschinen abgeleitet und erkannt wurden.

Beim Hochdruckcylinder ist dies im Allgemeinen leicht. Der hohe Anfangsdruck von  $\sim 8$  und mehr Atmosphären ließe selbst bei hohen Receiverspannungen von 2—3 Atm. genügend große Kolbengeschwindigkeiten (4—6 m) einleiten, welche für die heutigen Verhältnisse stationärer Maschinen fast noch unbenützlich hoch liegen, wie ein Blick auf die Tabelle I (Seite 76) lehrt, oder die Formel (7b<sub>1</sub>), Seite 59, ergibt.



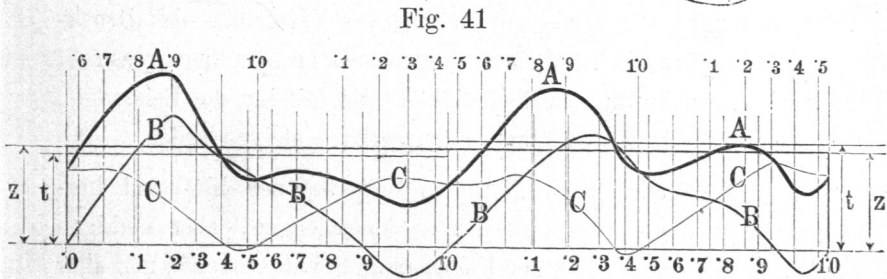
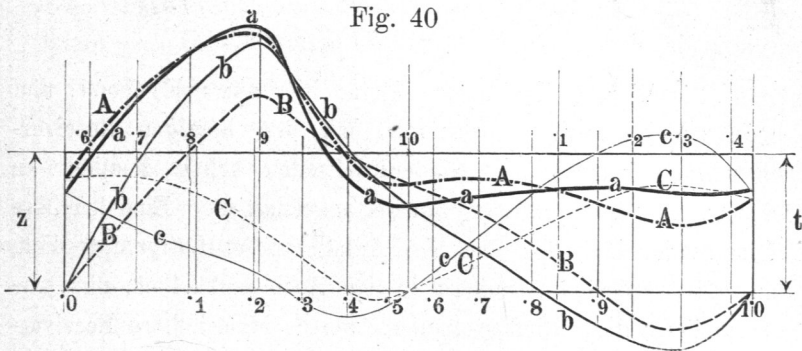
*Maschine Dugaresa.*

Hochdruckcylinder .	$d = 511$	Umdrehungen $n = 80$
Niederdruckcylinder	$d = 760$	Kolbengeschw. $v = 2.67 \text{ m}$
Hub . . . . .	$l = 1 \text{ m}$	Pferde . . . . $N = 350.$

Allerdings dürfte die Füllung dabei nie unter  $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{8} \frac{p_1}{p_1 - p_0}$ ,

nie unter  $\cdot 14 \sim \frac{1}{7}$  in diesem Cylinder betragen, oder falls mit höheren Gegendrücken gearbeitet werden soll, nicht unter dem Betrag der Formeln (9)—(11) sinken, falls die bezeichnete Maximalgeschwindigkeit in diesem Cylinder beliebt würde.

Der gleichmäßigste Gang der Hochdruckseite wird bei derjenigen Geschwindigkeit eintreten, bei welcher der zur Beschleunigung der Massen nöthige Anfangsdruck  $q_1$  dem doppelten Enddruck in diesem Cylinder entspricht, und welcher, nach Tabelle III oder den zugehörigen Formeln, ebenfalls heute noch als ziemlich hoch angesehen werden wird.



Die Compression soll nicht bis zur Füllungsspannung, sondern nur zur Höhe des Beschleunigungs- oder Verzögerungsdruckes  $q_1$  ansteigen, der für gleichmäßigsten Gang allgemein den doppelten Enddruck beträgt. Die Compression soll also die doppelte Receiver-spannung oder nur wenig mehr erreichen. In der Maschine der Fig. 39 erscheint also die Compression zu hoch.

Der Niederdruckcylinder zieht aber der steigenden Geschwindigkeit die Grenze. Nichts als die kleine Anfangsspannung bringt hier Gefahr.

Die größte zulässige Geschwindigkeit rechnet sich nach Formel (7d<sub>1</sub>), Seite 59, aus

$$q_1 = \frac{1}{9} \left(1 + \frac{r}{L}\right) v^2 \dots v^2 = \frac{9}{1 + \frac{r}{L}} \cdot q_1,$$

was für einen freien Ueberdruck von  $q_1 = (p_1 - p_0) = 1 \text{ Atm.}$  und dem angenommenen Gestänggewicht von  $\frac{P}{f.l} = \cdot 22 \text{ Kil.}$  schon die niedere Grenze  $v = 2.74 \text{ m}$  ergibt.

Die Werthe der Tabelle II sind hier nun maßgebend, und man ersieht hieraus, dass man mit den heutigen Receivermaschinen betreffs der Niederdruckseiten schon ziemlich an der Grenze des stoßfreien Ganges angelangt ist. Eine leichtere Construction des Gestänges, das Anhängen der Luftpumpe, nicht an den zugehörigen, sondern an den Hochdruckkolben, und eine Vertheilung der Cylindervolumen, welche eine höhere Receiverspannung bietet, sowie ein möglichstes Vermeiden des Druckabfalles und möglichst geringer Gegendruck müssen hier angestrebt werden, wenn die Geschwindigkeit und mit ihr die Leistungen dieser Maschinen überhaupt noch merklich steigen sollen.

Das Streben nach geringem Gewichte der hin- und hergehenden Theile führte zu der so kostspieligen, aber nöthigen Arbeit des Ausbohrens der Kolben- und Schubstangen\*) und aller Zapfen in den neueren Schiffsmaschinen, und mit zur Verwendung von stählernen Scheibenkolben und Kreuzköpfen. Das Heizen des Receivers und der Cylinderwände, obwohl sie hauptsächlich zur Wahrung der Oekonomie an Dampf eingeführt wurden, sind ebenso nöthig und Bedingung für möglichst stoßfreien Gang, wie

---

\*) Das Ausbohren der Schubstangen ihrer ganzen Länge nach, wie es für Schiffsmaschinen modern wurde, ist nicht der allein beste Vorgang, denn er erbringt nicht die leichteste Stange. Letztere wird nur mit I-förmigem Querschnitt wie bei den Locomotiven erreicht. Leichte Reinhaltung und bessern Einblick in das Material gewährt aber die Hohlstange.



weite Einströmquerschnitte unter einer rasch öffnenden Steuerung, weil hierdurch der möglichst hohe Anfangsdruck in den Expansionscyliner gelangt. Da der ganze Anfangsdruck zur Massenbeschleunigung verbraucht wird, ist der Druck der am Hubende wieder ausschwingenden Massen gleich dem Anfangsdampfdruck, und die Compression soll und muss hier (im Gegensatze zum nebenliegenden Hochdruckeylinder) bis zur ganzen Anfangsspannung getrieben werden.

Die Receivermaschine ist dabei bei gleichem Cylinder-Volumverhältniss noch immer im Vortheile gegen das Woolf'sche System, weil bei ihr, wegen der Ansammlung des Ausströmdampfes aus dem kleinen Cylinder im Receiver, der Anfangsdruck im großen Cylinder (bei nicht zu großen Receivervolumen) um circa  $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$  Atm. höher wird, als der Enddruck im kleinen Cylinder war, was hier schon für die Ruhe des Ganges entscheidet, wo sich Alles an der Grenze bewegt.

#### Tandemaschine.

Sind beide Kolben an derselben Kolbenstange, so sind sie als ein Gemeinsames zu betrachten, und der hohe Druck des Einströmdampfes im kleinen Cylinder gewährt allein schon die Möglichkeit des stoßfreien Anhubes auch für hohe Geschwindigkeiten.

Bei der festen Verbindung der beiden Kolben an der gemeinsamen Stange kommt ein verspäteter Druckwechsel und in Folge dessen ein Stoß selbst dann nicht vor, wenn auch der Druck auf dem Niederdruckkolben so schwach wäre, dass er nicht einmal dessen Masse allein zu Gang bringen könnte, was bei einem Kolbengewichte von  $\frac{P}{f} = 0.08$  K. (laut Anhang XI) in einer Maschine von 1 m Hub und 3 m Kolbengeschwindigkeit nur nach Formel (7) 0.36 Atm. freien Druck verlangt.

Mit solcher Spannung am Niederdruckkolben wäre es ganz undenkbar, dass ein ganzes Gestänge mit Schubstangen etc. eines andern Maschinensystemes stoßfrei wirken könnte, während es hier anstandslos und mit selbst noch geringerer Spannung möglich ist.

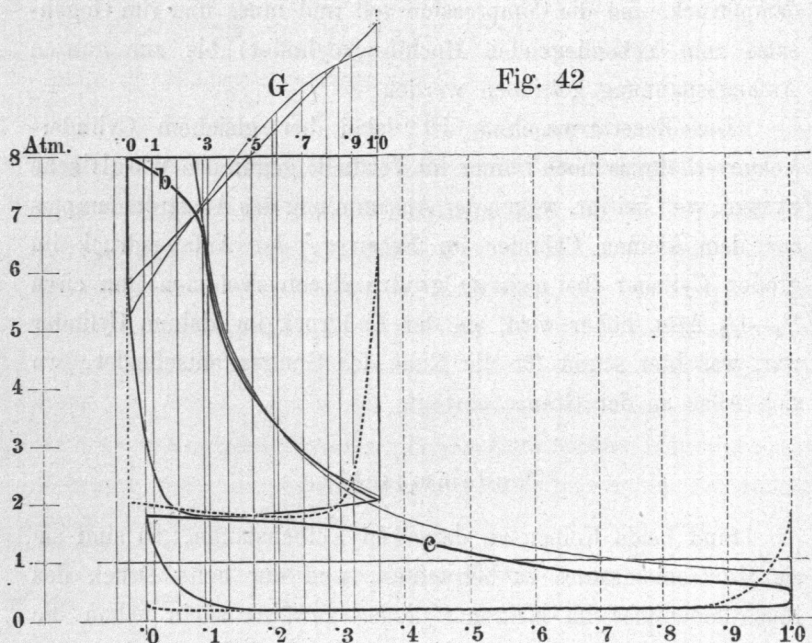


Fig. 42

*Maschine Pöchlarn.*

Hochdruckcylinder $d = 475$	Umdrehungen $n = 75$
Niederdruckcylinder $d = 750$	Kolbengeschw. $v = 2.62 \text{ m}$
Hub . . . . . $l = 1 \text{ m } 050$	Pferde . . . $N = 280$

Würde das Gestänge für die doppelten Kolben und allfälligen Luftpumpenantrieb selbst  $\frac{P}{f} = 0.9$  Kilogr. per  $1 \text{ cm}^2$  Kolbenfläche ergeben, so kämen bei 5facher Schubstangenlänge und  $(p_1 - p_0) = 6 \text{ Atm.}$  freiem Druck die zulässigen Geschwindigkeiten vom Hochdruckkolben allein noch immer nach Formel:

$$(p_1 - p_0) = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{f} \left(1 + \frac{r}{L}\right) v^2 \dots \dots \dots (7)$$

$$v^2 = 11 \cdot l$$

Fig. 43

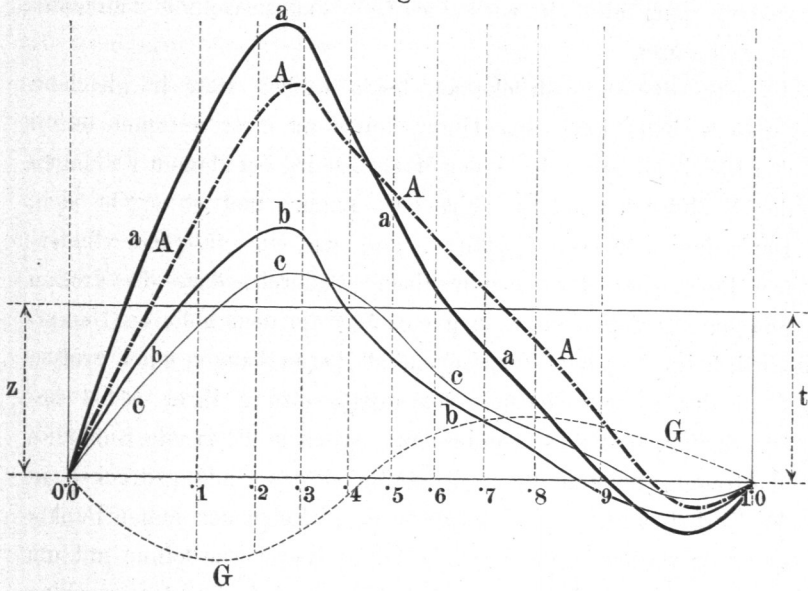
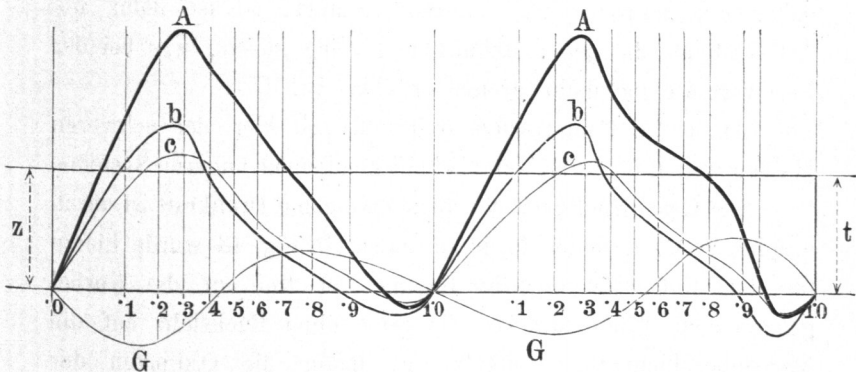


Fig. 44



bei einer Hublänge von .  $l = 0.75 \quad 1.0 \quad 1.25 \quad 1.5 \text{ m}$   
 auf die Kolbengeschwindigkeit.  $v = 2.9 \quad 3.3 \quad 3.7 \quad 4.0 \text{ m per Sec.}$   
 oder Umdrehungen . . .  $n = 116, \quad 99, \quad 89, \quad 80 \text{ m per Min.}$

Ja selbst die Geschwindigkeiten gleichmäßigsten Ganges sind mit diesem Systeme leicht erreichbar, welches überhaupt bezüglich der Drehkräfte und sonstigen Verhältnisse Balancirung etc. [siehe später] ganz ähnlich wie eine Eincylindermaschine betrachtet werden muss.

Da die Dampfdrücke auf beide Kolben stets in gleichem Sinne wirken, kann eine Unterschneidung ihrer Summen durch den Beschleunigungsdruck der Massen selbst bei kleinen Füllungen des Hochdruckeylinders nicht vorkommen, und so ergibt sich, Dank dem schweren Gestänge, ein, wie eine gute Eincylindermaschine wirkender Zusammenbau. Dadurch, dass die großen Massen der doppelten Kolben etc. und die dem höheren Dampfdruck beim Angehen entsprechend stärkeren Stangen einen großen Theil der Hochdruckarbeit zur Ingangsetzung ihrer selbst beanspruchen, und diese entnommene Arbeit in die zweite Hubhälfte übertragen, gewinnt die Gleichmäßigkeit des Umfangsdruckes an der Kurbel, und wenn diese auch nie in Folge der todten Punkte so groß werden kann als es bei einer Receivermaschine mit um  $90^\circ$  versetzten Kurbeln erreichbar wird, und die Tandemmaschine daher ein schweres Schwungrad verlangt, so ist dafür die Arbeitsabgabe bei jeder Halbdrehung völlig gleich, was bei der Receivermaschine nicht strenge erfüllbar ist.

Auch die Compression darf und soll hier der schweren Massen wegen höher steigen als bei irgend einem anderen Systeme.

Die Geschwindigkeit der gleichmäßigsten Drehkraft ist durch graphische Construction leicht zu finden. In Fig. 43 wurde hierzu für den Kolbenhgang die Summe der frei auf die Kurbel gelangenden Tangentdrücke  $a$  vorerst ohne Rücksicht auf die Massenbeschleunigung aufgetragen, indem die Ordinaten der Hochdruckwirkung  $b$  und der Niederdruckkräfte  $c$  graphisch addirt sind. Hierauf wurde die Beschleunigungseurve als Tangentialkraftlinie  $G$  construirt und deren Höhen von der Summenlinie



*a* abgezogen oder ihr zugegeben, wodurch die Linie *A* als die wahre Tangentialkraftcurve entstand. Fig. 44 zeigt die Zusammenstellung für Hin- und Rückgang. Die günstigste Geschwindigkeit muss hierfür eine Linie ergeben, welche von der Widerstandslinie am wenigsten abweicht, wie es bereits früher gezeigt wurde.

Die Zapfen, welche hier stärker beansprucht sind, als in irgend einem anderen Maschinensysteme, müssen nicht nur nach Festigkeit, sondern insbesondere nach Auflagdruck und Reibungsarbeit bemessen werden. Darüber handelt aber ein eigener Schluss-theil dieser Studie.

Nachdem die Tandemaschine leicht bis Kolbengeschwindigkeiten von 6 *m* und mehr gelangen kann, zu welcher Höhe weder die Receiver- noch die Woolfmaschine mit ihren Niederdruckseiten je zu folgen im Stande sein wird, so erachte ich sie als die Verbundmaschine der Zukunft. Schon heute scheint mir ihr Gang ein ruhigerer als der ihrer Schwestern.

### Woolfmaschinen.

Ueber die Woolfmaschinen wurde das Hauptsächlichste bereits im allgemeinen Theil vorgebracht. Ihr Vortheil beruht bei stehender Anordnung in dem völligen Ausgleiche der auf- und abgehenden Massen der beiden Cylinder. Wenn letztere sehr nahe gerückt sind, benöthigt solch eine Maschine selbst keines Balanzgewichtes zum Ausgleich der Massendrücke, und steht dennoch ruhig und ohne jene wechselnde Drücke in's Fundament zu übertragen, welche später unter „Das Gegengewicht“ näher betrachtet werden sollen.

Die Kolbengeschwindigkeiten der Woolfmaschinen werden sich genau so wie jene der Receivermaschine begrenzen, und Alles, was dort gesagt wurde, gilt ohne Ausnahme und ohne Zuthat auch hier. Aus den Diagrammen der Verbundmaschinen Fig. 39—49 ist noch manch andere Thatsache zu ersehen, ohne dass auf jede einzelne hier weiters eingegangen werden soll.

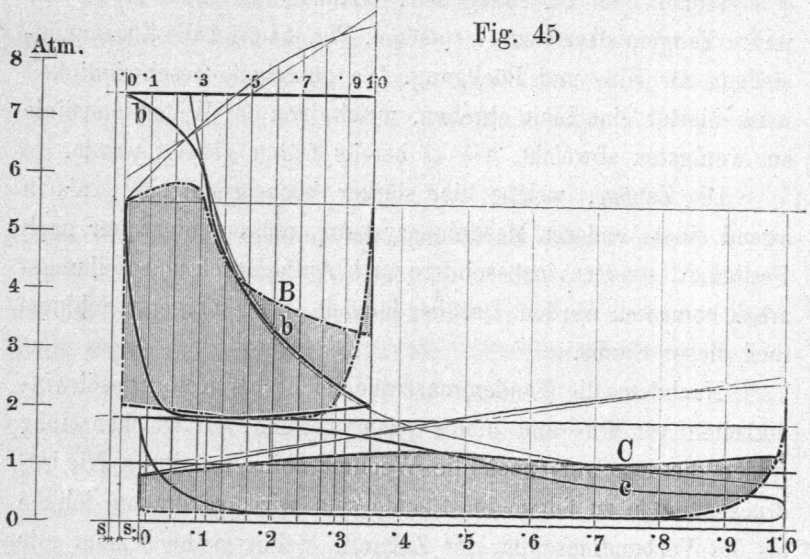
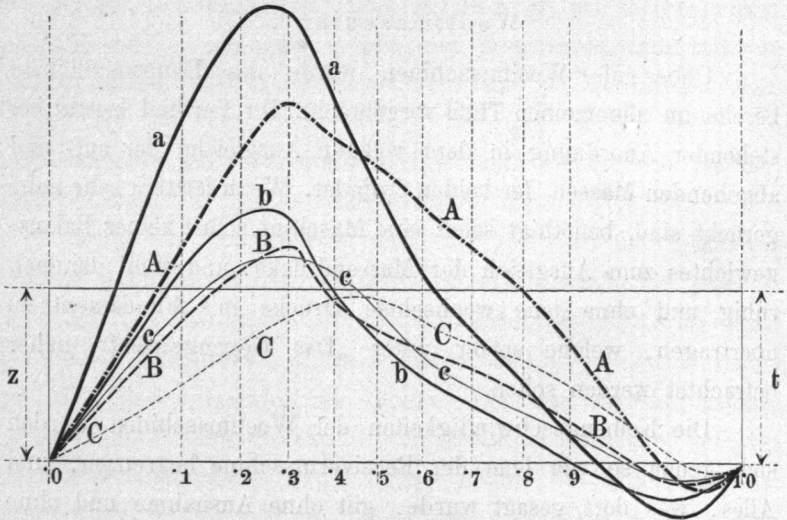


Fig. 46



Die auffallendste Erscheinung ist die Beständigkeit einer positiven Summe an Drehkraft bei der Receivermaschine, trotzdem

die Compression in jedem der beiden Cylinder zu hoch getrieben ist, wie das Kolbendiagramm Fig. 39 zeigt und auch aus dem Tangentialdruckdiagramm Fig. 40 (für den Hingang) und Fig. 41 (für einen vollen Doppelhub) zu entnehmen ist. Da aber die

Fig. 47

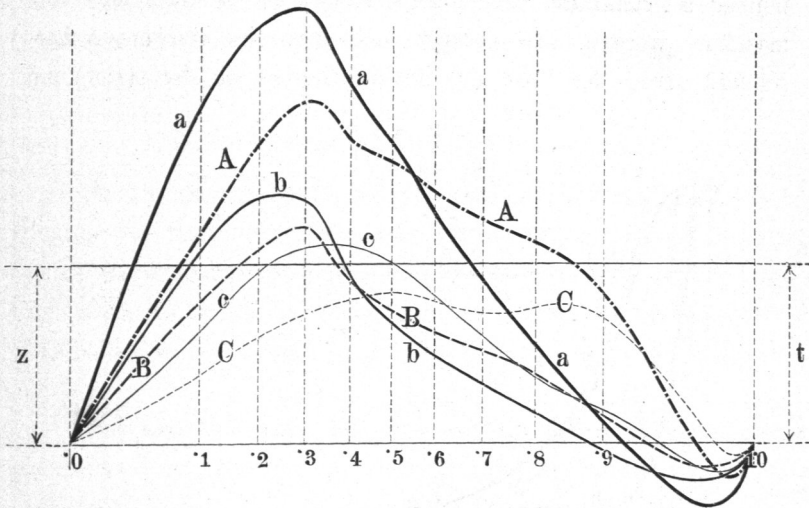
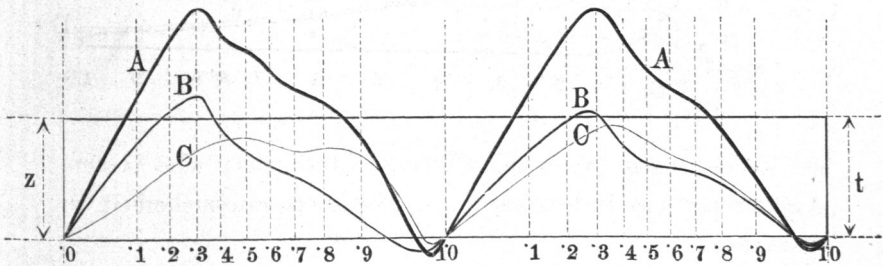


Fig. 48

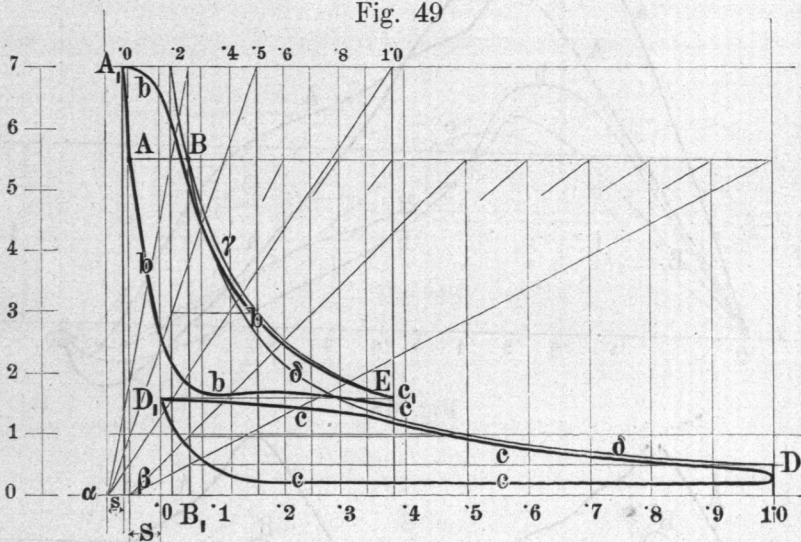


Kräfte an den um  $90^\circ$  versetzten Kurbeln voll auf Fug wirken, ergibt sich die oben genannte günstige Summenarbeitsweise.

Die Tandemaschine, deren Kolbendiagramme Fig. 42 fast identisch mit jenem der Receivermaschine Fig. 39 sind, weist in ihrem Kurbeldrehkrafts-Summendiagramme Fig. 43 und 44

(ebenfalls für einfachen und Doppelhub geltend) wesentlich ungünstigere Arbeitsvertheilung auf und die negativen Arbeiten je vor den Punkten 1·0 zeigen die Nothwendigkeit des Rückfluthens von Arbeit aus dem Schwungrad in die Maschine. Das Rad muss daher, aber hauptsächlich wegen der örtlich gänzlich fehlenden Drehkräfte, bedeutend schwerer als bei einer Receivermaschine werden, und bedingt nicht nur eine stärkere Achse, sondern auch, der Vor- und Rückbeanspruchung der Arme und

Fig. 49



des Keiles wegen (wenn sein Umfang direct treibt), eine bessere Ausführung und Befestigung, um gleiche Betriebssicherheit zu gewähren.

Ein Gleiches gilt von der Woolfmaschine, deren Kolbendiagramm Fig. 45 ähnlich dem früheren ist. Fig. 46 entspricht dabei der Tangentialdrucksumme für den Hingang bei einer Kurbelversetzung von  $0^\circ$ , während Fig. 47 unter Voraussetzung einer Kurbelstellung von  $180^\circ$  construirt wurde. Für letztere erscheint das Bild der Drehkräfte während eines vollen Umlaufes



in Fig. 48. Der Unterschied zwischen Fig. 46 und 47 entstand nur durch den Einfluss der endlichen Längen der Schubstangen.

In gleicher Weise würde auch bei der Receivermaschine ein Unterschied durch die Lage der Niederdruckkurbel gegen jene der Hochdruckseite entstehen, je nachdem diese voraus- oder nachheilt. Solche Maschinen werden daher nicht völlig identische Dampfvertheilung erhalten dürfen, wenn es sich um den höchsten Gleichgang handelt.

### Dreifach-Expansionsmaschinen.

In Dreifach-Expansionsmaschinen ist der freie Druck zu Beginn des Kolbenlaufes im Mitteldruckcylinder stets größer als im Niederdruckcylinder. Bei einer Anordnung der Maschine mit drei Kurbeln ist daher der letzte allein für die Kolbengeschwindigkeit maßgebend, und von diesem Standpunkte nichts Weiteres zu bemerken.

Für die Anordnung mit zwei Kurbeln jedoch erscheint der Zusammenhang des Hochdruck- mit dem Niederdruckkolben an der einen Kurbel, und die gesonderte Wirkung des Mitteldruckkolbens an der zweiten Kurbel für die Möglichkeit der Erreichung höherer Kolbengeschwindigkeit vortheilhafter als jene mit dem gesonderten Niederdruckkolben. Das erstere, sogenannte Zickzacksystem wirkt an der einen Kurbel wie eine gute Tandemmaschine, wobei der niedere Druck am großen Kolben durch den an der gleichen Stange angreifenden Hochdruck unterstützt wird und die Summe leicht jenen Gesamtdruck ergibt, der zur Massenbeschleunigung nöthig ist. Seite 47 ist dies bereits weiter ausgeführt. Der Mitteldruckkolben hat dabei Eigen-genügende Kraft.

Bei der Anordnung mit gekuppelten Hoch- und Mitteldruckkolben dagegen und gesondertem Niederdruckcylinder beschränkt sich die Erreichung höherer Kolbengeschwindigkeiten genau wie bei der Zweicylinder-Verbundmaschine, wo auch der Niederdruck die Grenzen setzt.

---

### III. Einseitig wirkende Maschinen.

Einseitig wirkende Dampfmaschinen werden öfter, u. zw. meist dreicylindrig, mit der ausgesprochenen Ansicht gebaut, für Schnelllauf besonders zweckmäßig zu sein. Dabei ist die eine offene Cylinderseite dauernd mit dem Auspuffraume in Verbindung, während frischer Dampf allein nur auf die Gegenseite des Kolbens zugelassen wird. Der Constructionsgedanke ist dabei der, das Gestänge und alle Zapfen fortwährend nur im gleichen Sinne gleichsam wie im Kettenschluss (nur auf Druck statt Zug beansprucht) gespannt zu halten, und durch den Entfall des Wechseldruckes auch die Ursache der Stöße entfallen zu machen. Der Gedanke ist nur für unendlich kleine Geschwindigkeit oder aber dann richtig, wenn die Compression nicht niedriger eingestellt wird, als es dem Ausschwing der Massen entspricht, und wenn der freie Betriebsdruck mindestens die zu deren Anhub nöthige Höhe besitzt.

Beide Bedingungen stehen auch für doppelt wirkende Maschinen, und da der Druckwechsel an den Schalen vor oder am todtten Punkte völlig gefahrlos ist, so besteht keine weitere Berechtigung für dieses System, welches sonst nur alle Nachtheile der einseitigen Wirkung erbringt. Halbe Leistung bei gleichen Cylindern, vermehrte Abkühlung, unvollkommene, wenn auch einfache Steuerung, und daher hoher Dampfverbrauch und doch beschränkte Geschwindigkeit wegen des nicht immer gleichen Dampfdruckes lassen es nur als Rückfall im Dampfmaschinenbau erkennen. Höchstens für ganz kleine und kurz währende Leistungen kann ihre gedrängte, fabrikmäßig und sorgfältig durchgeführte Construction, das Angehen von jedem Punkte aus, ihre Erhältlichkeit am Markte und die Einfachheit der Steuerung allenfalls als Entschuldigung dienen.

Vom Standpunkte der hohen Kolbengeschwindigkeit oder sonstigen Fortschrittes bieten sie kein Interesse dar.