

VII. Abschnitt.

Compoundexpansion.

120. Woолfsche Maschinen. Wenn die in einem Cylinder begonnene Expansion in einem anderen Cylinder fortgesetzt wird, dann kann die Anordnung so getroffen sein, daß der Dampf nach erfolgter Expansion aus dem ersten Cylinder direkt in den zweiten Cylinder überströmt oder zunächst in eine Zwischenkammer, Receiver genannt gelangt, aus welcher der zweite Cylinder seine Füllung entnimmt. Ein Vorteil der zweiten Anordnung besteht darin, daß der Beginn der Füllung des zweiten Cylinders nicht mit dem Beginne der Ausströmung des ersten Cylinders zusammenfallen muß, daher die Kurbeln der beiden Cylinder im allgemeinen unter einem beliebigen Winkel versetzt sein können und die Aufteilung der Expansion auf beide Cylinder zweckentsprechend gewählt werden kann.

Hauptsächlich aus diesen Gründen werden Compoundmaschinen mit direkter Überströmung des Dampfes von einem Cylinder in den anderen seltener verwendet.

Die geschichtliche Entwicklung der Compoundmaschine wurde bereits im ersten Abschnitt eingehend besprochen. Die von Hornblower erdachte und von Woolf in späteren Jahren wieder aufgegriffene und wesentlich verbesserte Compoundmaschine hatte in ihrer Originalform keinen Receiver; der Dampf trat aus dem Hochdruck- direkt in den Niederdruckcylinder über. Diese Anordnung ist nur dann möglich, wenn beide Kolben, gleich oder entgegengesetzt laufend, gleichzeitig das Ende ihres Hubes erreichen oder mit anderen Worten, deren Bewegung zusammenfällt oder um eine halbe Umdrehung verschieden ist. Dieser Bedingung genügen drei Arten von Aufstellungen und zwar die sogenannte Tandemmaschine, deren Cylinder in einer Linie hinter- oder übereinander liegen, mit einer für beide Kolben gemeinschaftlichen Kolbenstange; Maschinen mit parallel nebeneinander liegenden Cylindern und unter 0° oder 180° versetzten Kurbeln; endlich Balanciermaschinen mit nebeneinander stehenden Cylindern. Von diesen Aufstellungsarten ist die Tandemmaschine die gebräuch-

lichste. Mit dem Ausdrucke Woolfsche Maschine bezeichnet man heutzutage nur jene Compoundmaschinen, welche mit direkter Überströmung, also ohne Receiver arbeiten.

121. Receivermaschinen. Wenn die Kolben einer Compoundmaschine gegenseitig derart versetzt sind, daß sie nicht gleichzeitig ihre Totlage erreichen, wird die Anwendung eines Receivers notwendig, damit der dem Hochdruckcylinder entströmende Dampf so lange zurückgehalten werden kann, bis sich der Kolben des Niederdruckcylinders in einer aufnahmefähigen Lage befindet. Der Receiver selbst ist entweder ein unabhängiges, mit den Cylindern durch Rohre verbundenes Gefäß, und in diesem Falle gewöhnlich mit Heizmantel versehen; sehr häufig wird jedoch durch die Gehäuse der in Betracht kommenden Steuerorgane und die Verbindungsrohre der Cylinder ein hinreichendes Aufnahmevermögen geschaffen, so daß eine eigentliche Zwischenkammer nicht erforderlich ist.

Die Anwendung eines Receivers ist jedoch bei Compoundmaschinen des Woolfsystems, also bei Tandem- und Balanciermaschinen, nicht ausgeschlossen, sondern in vielen Fällen geradezu vorteilhaft, indem die Verbindung zwischen Hoch- und Niederdruckcylindern nicht während der ganzen Hubdauer aufrecht erhalten bleiben muß, daher die Admission im Niederdruckcylinder vor Hubende unterbrochen und der in demselben enthaltene Dampf unabhängig expandieren kann. Der nach Abschluß der Verbindung mit dem Niederdruckcylinder im Hochdruckcylinder noch verbleibende Dampf wird in den Receiver gedrückt. Jeder der beiden Cylinder arbeitet dann mit einer bestimmten Füllung; durch Änderung der Füllung des Niederdruckcylinders kann die Aufteilung der summarischen Leistung auf beide Cylinder nach Belieben reguliert werden. Gewöhnlich belastet man bei Compoundmaschinen die Cylinder gleichmäßig oder wenigstens nahezu gleichmäßig, was den Vorteil bietet, daß bei Zweikurbelcompoundmaschinen die auf die Kurbeln übertragenen Drehmomente gleich oder nahezu gleich sind.

Die Regulierung wird auch in der Weise durchgeführt, daß man das Temperaturgefälle in den einzelnen Cylindern gleich groß macht; zumeist ist bei gleicher Arbeitsaufteilung auf die einzelnen Cylinder auch das Temperaturgefälle in denselben ziemlich gleich.

122. Spannungsabfall im Receiver. Compounddiagramme. Bei Anwendung eines Receivers muß darauf geachtet werden, daß durch den Druck in demselben bei Eröffnung des Auslaßorganes des Hochdruckcylinders weder die Expansion des Dampfes infolge Überdruckes im Aufnehmer zurückgehalten noch ein wesentlicher Spannungsabfall, welcher sich im Indikatordiagramm durch eine plötzliche Senkung der Ex-

pansionslinie des Hochdruckcylinders kenntlich macht, verursacht wird; dieser Abfall ist vom thermodynamischen Standpunkte betrachtet nicht umkehrbar, daher schädlich. Ein kleiner Spannungsabfall ist jedoch aus denselben praktischen Gründen, welche es vorteilhaft erscheinen lassen, die Expansion einer Einzylindermaschine nicht bis zur Grenze der Vollständigkeit zu führen, wünschenswert.

Der Spannungsabfall kann durch geeignete Wahl des Füllungsverhältnisses im Niederdruckcylinder beliebig reduziert oder auch gänzlich vermieden werden, wie sich aus der nachfolgenden Erörterung ergibt.

Wenn kein Spannungsabfall vorhanden ist und die Übergangsverluste infolge Reibungen des Dampfes beim Übertritt desselben aus einem Cylinder in den anderen vernachlässigbar sind, dann ist es hinsichtlich des Effectes ganz gleichgiltig, ob sich dieselbe Gesamtexpansion in einem, in zwei oder mehreren Cylindern vollzieht. Im einen wie in dem anderen Falle ist die geleistete Arbeit nur von dem Verhältnisse des Druckes zum Volumen während des Processes abhängig und so lange dieses Verhältnis ungeändert bleibt, ist es theoretisch belanglos, ob sich dieser Prozeß in einem oder in mehreren Gefäßen abspielt. In Wirklichkeit bietet jedoch die Compoundexpansion, wie bereits in Abschnitt V § 93 erörtert, in thermodynamischer Beziehung wesentliche Vorteile gegenüber einer mit derselben Anfangsspannung und Expansion arbeitenden Einzylindermaschine, insofern sie den schädlichen Wärmeaustausch zwischen Dampf und Cylinderwandung vermindert und den Expansionsprozeß dem adiabatischen näher bringt. Die Compoundexpansion bietet andererseits auch einen rein mechanischen Vorteil hinsichtlich der Druckverteilung im Gestänge der Maschine, worauf jedoch erst im nachfolgenden § 127 näher eingegangen werden soll.

Das Gesamtexpansionsverhältnis irgend einer Verbundmaschine ist das Verhältnis des Volumens des Niederdruckcylinders zu jenem Dampfvolumen, welches im Momente des Füllungsschlusses im Hochdruckcylinder vorhanden ist. Fig. 67 zeigt die vereinigte Wirkungsweise der beiden Cylinder einer theoretisch reinen Woolfmaschine, worin der Einfluß des schädlichen Raumes sowie der Spannungsverlust beim Übergang des Dampfes von einem Cylinder zu dem anderen der Einfachheit wegen vernachlässigt wurde.

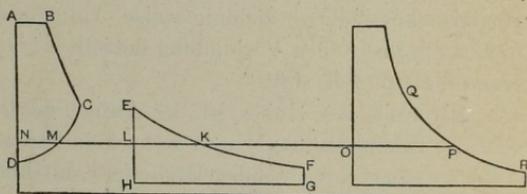


Fig. 67.

$ABCD$ ist das Diagramm des Hochdruckcylinders. Die Ausströmlinie CD zeigt eine abfallende Spannung infolge der Vergrößerung des

Volumens bei fortschreitender Bewegung des Niederdruckkolbens. $EFGH$ ist das Diagramm des Niederdruckzylinders; es ist in der Verlängerung des Hochdruckdiagrammes gezeichnet, zur Erleichterung der nachfolgenden Konstruktion. Dieses Diagramm hat keinen ausgeprägten Füllungsabschluß; die Admissionslinie desselben ist die kontinuierliche Expansionslinie EF , deren Spannung in jedem beliebigen Punkte gleich ist der Spannung in dem korrespondierenden Punkte der Ausströmlinie CD . In irgend einem Punkte K ist daher das wirksame Volumen des Dampfes $KL + MN$. Trägt man auf die Gerade NK eine Strecke $OP = KL + MN$ auf, so daß OP das summarische Volumen beider Cylinder im Punkte K darstellt, und wiederholt man dieselbe Operation an anderen Punkten des Diagrammes, dann erhält man die Kurve QPR , deren obere Partie identisch mit der Expansionslinie BC ist, und durch weitere Vervollständigung das einfache Diagramm zur rechten Seite, welches die in Wirklichkeit auf zwei Cylinder verteilte Expansion in einem Cylinder vereint darstellt. Die Fläche dieses Diagrammes ist gleich der Summe der Flächen des Hochdruck- und Niederdruckzylinders.

Die Diagramme einer Tandemcompoundreceiver-Maschine nehmen einen Verlauf, wie durch die Fig. 68 dargestellt. Von CD (korrespondierend mit FG) findet nach Verbindung beider Cylinder durch den Receiver fortgesetzte Expansion im Niederdruckzylinder statt. D und G markieren den Moment des Abschlusses des Niederdruckzylinders. In diesem Cylinder beginnt nun die unabhängige Expansion GH ; im Hochdruckzylinder beziehungsweise Aufnehmer findet jedoch infolge der nicht unterbrochenen Verbindung derselben bis gegen das Hubende steigende Kompression DE statt.

Mit Ende des Hubes ist der Aufnehmerdruck OE ; dieser muß gleich sein der Dampfspannung in C , wenn kein Spannungsabfall bei Eröffnung des Auslaßorgans des Hochdruckzylinders stattfinden soll. In dem skizzierten theoretischen Diagramm wurde kein Abfall angenommen.

Ein Spannungsabfall würde im Diagramme dadurch zum Ausdruck gelangen, daß die Ecke bei C durch eine vertikale Linie abgeschnitten erscheint, welche in irgend einem Punkte der Kurve BC beginnend, den direkten Übergang zur Kurve CD vermittelt.

Der Entwurf gleichartiger Diagramme einer Compoundreceivermaschine mit versetzten Kurbeln dürfte wohl keinen Schwierigkeiten begegnen.

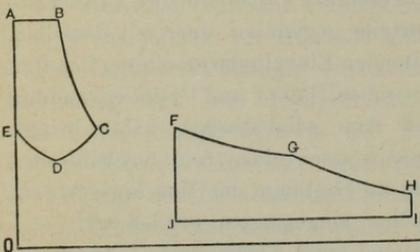


Fig. 68.

Die Zwischenkammer hat bei den vorstehend betrachteten Maschinen den Vorteil, daß durch Anwendung derselben das Temperaturgefälle, somit auch die Kondensationsverluste im Hochdruckcylinder vermindert werden. Dies ergibt ein Vergleich der beiden Diagramme Fig. 67 und 68. Die niedrigste Temperatur, welche in diesem Cylinder erreicht wird ist jene, welche der Spannung im Punkte *D* entspricht und ist somit in dem Diagramme Fig. 68 wesentlich höher, wie in jenem ohne Receiver Fig. 67.

123. Einstellung der Arbeitsaufteilung auf beide Cylinder, sowie des Spannungsabfalles. Graphische Methode. Durch früheren Abschluß des Niederdruckcylinders wird die mittlere Spannung im Receiver erhöht; die Leistung des Hochdruckcylinders wird infolge dessen vermindert, jene des Niederdruckcylinders entsprechend erhöht, denn die totale Arbeit, abhängig vom Anfangsdruck und dem totalen Expansionsverhältnisse, bleibt durch den Wechsel in der Arbeitsverteilung nahezu oder gänzlich unberührt. Wir haben hier somit das von der Regel abweichende Resultat, daß die verringerte Füllung des Niederdruckcylinders eine Erhöhung der in demselben geleisteten Arbeit zur Folge hat.

Diese Reduktion der Füllung des großen Cylinders dient auch, wie bereits erwähnt, dem Zwecke, den Spannungsabfall bei Eröffnung der Ausströmseite des Hochdruckcylinders zu vermindern oder zu vermeiden. Durch passende Wahl des gegenseitigen Verhältnisses der Cylinder- und des Aufnehmvolumens, sowie durch geeignete Annahme des Füllungsschlusses im Niederdruckcylinder ist es möglich, gleiche Arbeitsaufteilung auf beide Cylinder bei Vermeidung des in Rede stehenden Spannungsabfalles zu erreichen.

Die Bestimmung jener Füllung des Niederdruckcylinders, durch welche bei gegebenen Volumsverhältnissen zunächst ein Spannungsabfall vermieden werden kann, läßt sich sehr leicht durch nachstehendes Verfahren graphisch durchführen. Dieses Verfahren beruht auf der Konstruktion der Druck-Volumenkurve *EF* Fig. 69 (s. S. 268) für die Admission des Niederdruckcylinders bis zu ihrer Begegnung mit der beiden Cylindern gemeinschaftlichen Expansionslinie *BG*.

In Fig. 67 stellt *AB* die Admissionslinie und *BC* die Expansionslinie im Hochdruckcylinder dar; der Vereinfachung wegen wurde der Einfluß des schädlichen Raumes vernachlässigt. In *C* beginnt der Austritt; von *C* bis *D* findet Dampfaufnahme seitens des Niederdruckcylinders statt. *D* korrespondiert mit dem Füllungsschluß im großen Cylinder, also mit dem gesuchten Punkte der Dampfeinströmlinie. Von *D* nach *E* wird der im Hochdruckcylinder rückständige Dampf in den Receiver gedrückt; um einen Spannungsabfall zu vermeiden, muß die Receiver-

spannung in *E* gleich sein der Spannung im Punkte *C*. Die Lage des Punktes *E* ist somit bekannt und kann daher als Ausgangspunkt für die Verzeichnung der Kurve *EF*, der Admissionslinie des Niederdruckdiagrammes *EFGHJ* benützt werden. Diese Linie wird in der Weise gezeichnet, daß man für beliebige Punkte des Niederdruckkolbenhubes das Gesamtvolumen des Dampfes ermittelt. Jener Punkt in welchem diese Linie *EF* die kontinuierliche Expansionskurve *BCG* trifft, bestimmt den richtigen Punkt des Füllungsschlusses im großen Cylinder.

Die Skizze Fig. 69 bezieht sich auf eine Tandemreceivermaschine; dasselbe Verfahren läßt sich jedoch ebensogut auf eine Compoundreceivermaschine mit beliebigen versetzten Kurbeln anwenden. Fig. 70 zeigt ein

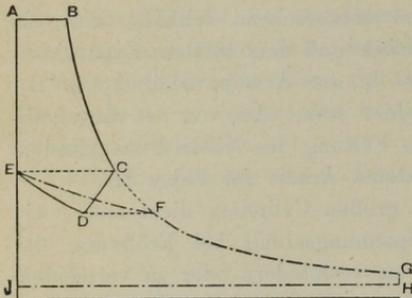


Fig. 69.

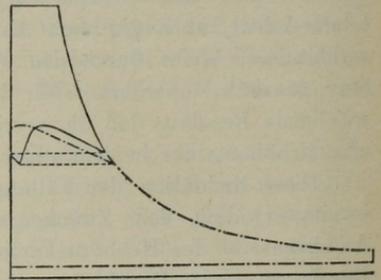


Fig. 70.

theoretisches Diagramm einer Compoundmaschine mit unter 90° versetzten Kurbeln, wobei die Niedruekkurbel voranläuft. Das Receivervolumen wurde hierbei gleich dem Volumen des Hochdruckcylinders angenommen; bei größerem Receivervolumen wären die Änderungen des Druckes beim Rücklauf des Hochdruckkolbens nicht so augenfällig gewesen.

Der Konstruktion der Expansionslinie kann man jede der hier in Betracht kommenden Zustandsänderungen zu Grunde legen; man kann jedoch, ohne ernstliche Ungenauigkeit befürchten zu müssen, wie dies gewöhnlich geschieht, die Expansionslinie als gewöhnliche Hyperbel zeichnen, also die jeweiligen Drücke den Volumen verkehrt proportional annehmen.

Die vorstehende Konstruktion kann in gleicher Weise ebensogut für dreifache und vierfache Expansion angewendet werden.

Bei genauer Konstruktion muß der Einfluß der schädlichen Räume mit in Betracht gezogen und ein gewisser prozentueller Übergangsdruckverlust berücksichtigt werden. In Figur 67 bis 70 sind diese Komplikationen vermieden und die Expansionslinien als gewöhnliche Hyperbeln gezeichnet.

124. Algebraische Methode. Unter Zugrundelegung der einfachen Beziehung zwischen Druck und Volumen, welche durch die gewöhnliche Hyperbel als Expansionslinie graphisch dargestellt wird und unter Annahme des Cylinder- und Receiver volumsverhältnisses, bietet die rechnerische Bestimmung jener Füllung des Niederdruckcylinders, bei welcher kein Spannungsabfall eintritt, keine Schwierigkeiten.

Es sei hier zunächst der einfachste Fall der Tandemaschine beziehungsweise einer Compoundmaschine mit parallel liegenden Cylindern und gleich- oder entgegengesetzt laufenden Kolben angenommen. Da der zu bestimmende Abschlußpunkt von den Volumsverhältnissen abhängig ist, sei der Abkürzung wegen das Volumen des Hochdruckcylinders als Einheit, also gleich Eins angenommen. Bezeichne R das Volumsverhältnis des Receivers und Hochdruckcylinders; L das Volumsverhältnis des Niederdruck- und Hochdruckcylinders; x jenen Teil des Kolbenhubes, welcher der Füllung im Niederdruckcylinder entspricht; und p den Druck im Hochdruckcylinder mit Beginn der Ausströmung. Wenn kein Spannungsabfall stattfinden soll, dann ist der Druck im Receiver zu Beginn der Admission des großen Cylinders auch gleich p ; während dieser Admission ändert sich der Druck entsprechend dem Volumen; das Volumen ändert sich von

$$1 + R \text{ auf } 1 + R - x + xL;$$

somit ist der Druck mit Ende der Füllung im Niederdruckcylinder

$$p \frac{(1 + R)}{(1 + R - x + xL)}.$$

Der im Hochdruckcylinder zurückgebliebene Dampf wird nun in den Receiver gedrückt, somit dessen Volumen

$$1 - x + R \text{ auf } R$$

vermindert. Der Druck steigt daher auf

$$p \frac{(1 + R)}{(1 + R - x + xL)} \cdot \frac{(1 - x + R)}{R},$$

und dieser Wert muß nach der gemachten Annahme gleich p sein. Daraus ergibt sich

$$(1 + R)(1 - x + R) = R(1 + R - x + xL),$$

somit

$$x = \frac{R + 1}{RL + 1}.$$

Für $R = 1$ und $L = 3$ ergibt sich das Füllungsverhältnis im Niederdruckcylinder mit $\frac{1}{2}$ (Diagramm Fig. 68); bei einem größeren Cylindervolumenverhältnis wird das Füllungsverhältnis kleiner als $\frac{1}{2}$, wie dies beispielsweise in dem Diagramm Fig. 69 zum Ausdruck gebracht ist.

Eine gleichartige Rechnung*) für eine Compoundmaschine mit unter 90° versetzten Kurbeln durchgeführt, bei welcher der Dampfabschluß im Niederdruckcylinder vor halbem Hube stattfindet, zeigt, daß ein Spannungsabfall vermieden werden kann, wenn der Bedingung Genüge geleistet wird, daß

$$2R(xL - 1) = 1 - 2\sqrt{x(1-x)}.$$

Die Kombination zweier Hochdruckcylinder mit einem gemeinschaftlichen Receiver, sowie zweier Niederdruckcylinder mit einem Receiver, beziehungsweise einem oder zwei Hochdruckcylindern wird in vielen Fällen für Großleistungen mit Vorteil verwendet. Bei diesen kombinierten Anordnungen kann der Druck im Aufnehmer viel leichter konstant oder doch nahezu konstant erhalten werden, als bei der gewöhnlichen Anordnung mit zwei Cylindern**).

125. Verhältnis des Cylindervolumens. Aus der gegebenen Maschinenleistung, der angenommenen Kolbengeschwindigkeit und Kesselspannung, sowie dem gewählten totalen Expansionsverhältnisse bestimmt sich die Größe des Niederdruckcylinders; die Größe des Hochdruckcylinders ist noch, durch andere Rücksichten bedingt, dem freien Ermessen überlassen; wenn das totale Expansionsverhältnis r ist, dann kann man irgend ein Verhältnis L kleiner als r für das Volumverhältnis des Niederdruck- und Hochdruckcylinders wählen. Damit das Endvolumen des Dampfes, wenn derselbe den ganzen Niederdruckcylinder füllt, das r -fache seines Anfangsvolumens (Volumen des Hochdruckcylinders mit Ende der Füllung) sei, muß der Dampfabschluß im kleinen Cylinder bei dem Bruchteile $\frac{L}{r}$ seines Kolbenhubes erfolgen. Es kann daher bei gleichbleibendem Cylindervolumsverhältnis L , durch früheren oder späteren Dampfabschluß im Hochdruckcylinder, also durch kleinere oder größere Füllung desselben, jedes beliebige gewünschte totale Expansionsverhältnis r erreicht werden.

Andererseits kann man, wie oben begründet, durch entsprechende Wahl des Füllungsverhältnisses des Niederdruckcylinders, unabhängig von

*) Rechnungsbeispiele dieser Art, für verschiedene Anordnungen von Zwei- und Dreifachexpansionsmaschinen durchgeführt, finden sich in dem Anhange zu R. Sennetts „*Treatise on the Marine Steam-Engine*“.

***) Eine ausführliche Abhandlung über diesen Gegenstand siehe „*Methode der graphischen Behandlung mehrcylindriger Dampfmaschinen*“ von Prof. M. Schröter, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Jhrg. 1884, S. 191; eine für die Praxis bequemere Lösung dieser Aufgabe siehe „*Die graphische Berechnung mehrcylindriger Dampfmaschinen*“ von J. Illeck, ebenda, Jhrg. 1899, S. 14. Ferner „*Die Mittel zur Erzielung des gewünschten Diagrammverlaufes bei der Konstruktion des Diagrammes einer Verbunddampfmaschine*“ von H. Lynen, ebenda, Jhrg. 1899, S. 488.

der Größe der Cylinder, gleiche Arbeitsaufteilung auf dieselben erzielen; um jedoch mit der gleichmäßigen Verteilung der Arbeit auf beide Cylinder auch einen Spannungsabfall möglichst zu vermeiden, oder umgekehrt, um durch Vermeidung eines Spannungsabfalles das Arbeitsgleichgewicht nicht ernstlich zu stören, ist es notwendig, auch eine passende Annahme hinsichtlich der Volumsverhältnisse zu treffen.

Diese Betrachtungen bilden daher die Grundlage für die Ermittlung eines den verschiedenen Anforderungen tunlichst gerecht werdenden Volumsverhältnisses; eine bestimmte, feststehende Regel gibt es hierfür nicht; eine genaue Ausgleichung der Arbeit ist nicht von Wesenheit und der vollständige Mangel eines Spannungsabfalles ist nicht einmal wünschenswert, denn dieselben praktischen Gründe, welche gegen die vollständige Expansion bei einer Eincylindermaschine sprechen, kommen auch bei der Compoundmaschine zur Geltung: ohne kleinen Spannungsabfall wäre der letzte Teil des Kolbenhubes des Hochdruckeylinders ineffektlos.

Ein Spannungsabfall einer Compoundmaschine ist schon aus dem Grunde nicht ängstlich zu beurteilen, da die bei dem Überströmen in den Receiver sich vollziehende Expansion dazu dient, den Dampf zu trocknen, in extremen Fällen sogar zu überhitzen.

In einzelnen Fällen, namentlich bei Schiffsmaschinen, wendet man absichtlich kleine Cylinderfüllungen nicht an, um einerseits möglichst einfache Konstruktionen der Steuerorgane zu erhalten und andererseits unnötig hohe Pressungen im Gestänge zu vermeiden; es führt dies selbstverständlich zu einem größeren Spannungsabfall, als sonst ökonomisch wäre. Die praktische Wahl des Volumsverhältnisses bildet somit bis zu einer gewissen Grenze einen Ausgleich zwischen Bedingungen, die gegenseitig mehr oder weniger unvereinbar sind; die an den verschiedensten Maschinen zu beobachtenden Volumsverhältnisse bestätigen diese Tatsache und zeigen, daß selbst für Maschinen, welche unter sonst gleichen Voraussetzungen arbeiten, von verschiedenen Konstrukteuren verschiedene Verhältnisse gewählt werden.

Bei Zweicylindercompoundmaschinen und Kesselspannungen von 8 bis 10 kg/qcm Überdruck kann als heutiger Mittelwert für das Volumsverhältnis der beiden Cylinder 1:2,5 bei 10- bis 12-facher Expansion angenommen werden; aus einer Reihe neuerer, im Laufe der letzten Jahre ausgeführter Maschinen ergab sich 1:2,3 als kleinstes und 1:2,8 als größtes Volumsverhältnis. Drei- und viercylindege Dreifachexpansionsmaschinen werden heutzutage bei Kesselspannungsüberdruck von 10 bis 13 kg/qcm mit einem Volumsverhältnisse gebaut, welches zwischen den Grenzwerten 1:2,0:4,5 und 1:2,6:7 liegt; als Durchschnittswert ergibt sich das Verhältnis 1:2,35:5,75 aus einer größeren Anzahl moderner,

von renommierten Fabriken gebauter Betriebsanlagen. Das Gesamtexpansionsverhältnis schwankt zwischen 15 bis 20 und darüber.

Man kann annehmen, daß bei Kesselspannungen innerhalb der angeführten Grenzwerte (Kesselspannungen unter 10 und über 13 Atm. Überdruck bilden bei Dreifachexpansionsmaschinen wohl nur Ausnahmefälle; 11 bis 12 Atm. sind die gebräuchlichsten Werte) das Hubvolumen des Niederdruckzylinders bei Landdampfmaschinen das fünf- bis sechsfache, bei Schiffsmaschinen das sechs- bis siebenfache des Hubvolumens des Hochdruckzylinders beträgt, während das Hubvolumen des Mitteldruckzylinders gewöhnlich gleich dem $2\frac{1}{4}$ - bis $2\frac{3}{4}$ -fachen Volumen desselben angenommen wird.

Man findet vielfach noch ältere Zweicylindercompoundmaschinen mit Kesselspannungen von 5 bis 6 Atm. Überdruck; der große Cylinder besitzt das drei- bis vierfache Volumen des kleinen Cylinders bei einer etwa 12-fachen Gesamtexpansion. Bei dem Volumsverhältnisse 3:1 werden die Bedingungen gleicher Arbeitsverteilung und geringen Spannungsabfalles bei ungefähr $\frac{1}{4}$ Füllung des Hochdruck- und $\frac{1}{6}$ Füllung des Niederdruckzylinders erreicht. Indikatordiagramm Fig. 70 entspricht dieser Voraussetzung.

Ist der Hochdruckzylinder verhältnismäßig kleiner, dann muß dessen Füllung vergrößert werden und umgekehrt.

126. Vorteil der Compoundexpansion durch ökonomische Ausnützung hochgespannten Dampfes. Die thermodynamischen Vorteile der Compoundexpansion wurden bereits in § 93 beleuchtet. Die Compoundexpansion gestattet die Verarbeitung hochgespannten Dampfes, ohne jene enormen Wärmeverluste, welche eine so hoch gehende Expansion in einer Einzylindermaschine zur Folge hätte, befürchten zu müssen.

So lange die Kesselspannung bei Verwendung gesättigten Dampfes 8 Atm. nicht wesentlich übersteigt, wird dieser Vorteil durch Zweiteilung der Expansion vollkommen erreicht; die zweistufige Expansion wird daher gewöhnlich für Spannungen bis 8 Atm. Überdruck, seltener für höhere Spannungen benützt; bei Verwendung überhitzten Dampfes geht man jedoch, wie zahlreiche neuere Ausführungen zeigen, aus ökonomischen Gründen mit der Spannung auf 9 und 10 Atm. hinauf. Als Beispiele seien unter anderen erwähnt die durch die Berichte der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, Jhrg. 1900 und 1901 veröffentlichten Dampfmaschinen der Pariser Weltausstellung 1900 und anderer moderner Betriebsanlagen mit zwei- und dreistufiger Expansion. Des Interesses wegen seien von einigen Zweicylinderverbundmaschinen die hier in Betracht kommenden Zahlenwerte angeführt:

	Cylinder-Durchm. in mm	Volums-Verh.	Anfangssp. in Atm.
150 PS; Tandemverbundmaschine	325/500	1/2,36	$p = 9$
150 „ Zweikurbel- „	360/550	1/2,33	$p = 10$
240 „ „ „	370/600	1/2,6	$p = 10$
350 „ Zwillingsstandemverbundmaschine	280/450	1/2,56	$p = 11$
750 „ Tandemverbundmaschine	525/875	1/2,8	$p = 11$
1200 „ Zweikurbelverbundmaschine	725/1150	1/2,5	$p = 9$
1500 „ „ „	865/1350	1/2,4	$p = 11$

Sämtliche Maschinen sind für die Verwendung überhitzten Dampfes eingerichtet, beziehungsweise stehen mit überhitztem, teilweise hoch überhitztem Dampf in Betrieb.

Teilt man die Expansion in drei Teile, dann ist es zweckmäßiger, mit wesentlich höheren Spannungen als die erstgenannte zu arbeiten; man benützt zumeist Spannungen von 11 bis 12 kg/qcm Überdruck und geht auch bei Verwendung überhitzten Dampfes nicht gern über diese Grenze hinaus. Die zwischenliegenden Spannungen (8 bis 11 kg/qcm) sind bei Verwendung gesättigten Dampfes weniger gebräuchlich; sie sind zu hoch für die zweistufige Expansion und zu niedrig, um den Nutzen der dreistufigen Expansion zur vollen Wirkung gelangen zu lassen. Vierfache Expansion bietet, wenn überhaupt, nur geringe Vorteile, wenn die Spannung unter 13 bis 14 kg/qcm bleibt; bis zu dieser Spannung und selbst über diese hinaus ist der thermodynamische Gewinn infolge der vierten Expansionsstufe kaum ausreichend, um die maschinelle Komplikation und deren Nachteile zu rechtfertigen; auch sind so hohe Spannungen von 14 und 15 Atm. Überdruck mit den bekannten gewöhnlichen Kesselsystemen nicht leicht zu überschreiten; die Vierfachexpansionsmaschine kommt daher wohl nur ausnahmsweise zur Anwendung. Für Schiffszwecke wurden wohl in neuerer Zeit Wasseröhrenkessel eingeführt für Dampfspannungen von 17 bis 20 Atm., aber selbst auf diesem Verwendungsgebiete zieht man derzeit dreifache der vierfachen Expansion vor.

127. Mechanische Vorteile der Verbundexpansion. Wenn eine gewöhnliche Eincylindermaschine mit hoher Dampfspannung und kleiner Füllung arbeitet, dann wird der Kolbendruck während der ersten Hubperiode sehr groß im Vergleiche mit dem mittleren Kolbendruck; es ist dies vom mechanischen Standpunkte betrachtet eine Schattenseite der Eincylindermaschine. Der Anfangsdruck des Dampfes wirkt gegen die volle Kolbenfläche, deren Größe nach dem mittleren Dampfdrucke berechnet ist. Die Kolben- und Schubstange, das Maschinenbett und andere Teile müssen diesem großen Anfangsdrucke entsprechend genügend stark gebaut sein; außerdem sind die in den Gelenken und Zapfen auftretenden Zug-

und Druckspannungen sehr bedeutend und ist zur Erzielung eines gleichmäßigen Ganges ein verhältnismäßig großes Schwungrad erforderlich.

Eine Verbundmaschine, welche bei gleicher Leistung mit demselben Anfangsdrucke und dem gleichen Expansionsverhältnis wie eine Eincylindermaschine arbeitet, vermeidet jedoch die sehr veränderliche, innerhalb weiter Grenzen schwankende Belastung des Gestänges etc. Würde die ganze Expansion im Niederdruckcylinder allein stattfinden, dann wäre der Kolben desselben zu Beginn des Hubes einer Belastung unterworfen, größer als die summarische Belastung beider Kolben einer gleich leistungsfähigen Verbundmaschine; so ergibt z. B. in der Tandemmaschine, Diagramm Fig. 67, die größte Summe der Drücke auf die beiden Kolben etwas weniger als $\frac{2}{3}$ jenes Druckes, welchem der große Kolben allein ausgesetzt sein würde, wenn die Maschine eincylindrig wäre. Der mittlere Druck während des ganzen Kolbenhubes wird selbstverständlich durch die Verbundwirkung nicht beeinflusst; nur die Veränderlichkeit des Druckes wird vermindert.

Die Anstrengung der Kurbelwelle wird infolgedessen viel gleichmäßiger, die Belastung der einzelnen Teile der Maschine geringer, die Reibung und Abnutzung der sich gegenseitig berührenden Teile des Gestänges wesentlich vermindert. Die mechanischen Vorteile der Verbundarbeit kommen jedoch bei Verbundmaschinen mit nebeneinander liegenden Cylindern und um 90° versetzten Kurbeln weit mehr zur Geltung als bei Tandemmaschinen.

Die Verbundanordnung hat allerdings im Vergleiche mit der Eincylindermaschine den Nachteil, eine größere Anzahl bewegter Teile zu besitzen, allein in vielen Fällen, namentlich bei Schiffsmaschinen, sind zwei Cylinder und zwei Kurbeln unentbehrlich, um eine gleichmäßigere Belastung einerseits und ein direktes Anspringen der Maschine andererseits erreichen zu können; es bleibt in solchen Fällen nur die Wahl offen zwischen der Zwillingsmaschine und der Zweikurbelcompoundmaschine. Die Compoundmaschine bietet auch den weiteren Vorteil, daß trotz des großen Expansionsverhältnisses kleine Füllungen in den einzelnen Cylindern nicht erforderlich sind; daher einfache Steuerungen, welche für kleine Füllungen nicht geeignet sind, namentlich Einschiebersteuerungen, hier vorteilhaft verwendet werden können.

Die mechanischen Vorteile der Verbundexpansionen wurden früher erkannt als die Wärmeökonomie derselben und trugen somit in erster Linie dazu bei, der Compoundmaschine Eingang zu verschaffen; erst nachdem die Praxis den Weg zur Benützung genügend hoher Dampfspannungen geebnet hatte, traten die ökonomischen Vorteile der geteilten Expansion in den Vordergrund.

Abgesehen von der erhöhten Ökonomie des Betriebes waren es gerade

die mechanischen Vorteile der Dreifachexpansionsmaschine, welche derselben speziell als Schiffsmaschine so rasch Eingang verschafften; die Vorteile der dreifachen Kurbel im Vergleiche mit der zweifachen hinsichtlich der gleichmäßigen Druckverteilung und verhältnismäßig geringen Reibung und Abnützung sind so bedeutend, daß die Triplexmaschine mit drei unter 120° versetzten Kurbeln derzeit bei größeren Schiffsmaschinen fast ausschließlich verwendet wird.

128. Beispiele von Verbundmaschinen-Indikatordiagrammen.

Fig. 71 zeigt das Diagrammpaar einer Woolfschen Maschine, in welcher

der Dampf auf dem direktesten Wege vom Hochdruck- in den Niederdruckeylinder gelangte. Beide Kolben haben denselben Hub; die Diagramme sind für denselben Hubmaßstab, daher für verschiedene Volumenmaßstäbe ge-

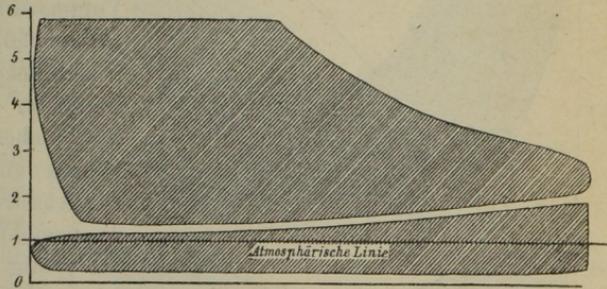


Fig. 71.

zeichnet und außerdem ist das Niederdruckdiagramm umgekehrt gestellt, also in den Raum unterhalb des Hochdruckdiagrammes eingepaßt. Das

Diagramm zeigt einen geringen Spannungsabfall beim Austritt aus dem Hochdruckeylinder, außerdem liegt infolge von Übergangsreibungen des Dampfes die Admissionslinie des Niederdruckdiagrammes etwas tiefer als die Ausströmlinie des kleinen Cylinders. Der Eintritt des Dampfes findet nahezu auf die Erstreckung des vollen Hubes statt und endet erst bei Beginn der Kompression im Hochdruckeylinder. Der im großen Cylinder befindliche Dampf expandiert dann durch die kleine Strecke bis Eröffnung des Auslaßorganes.

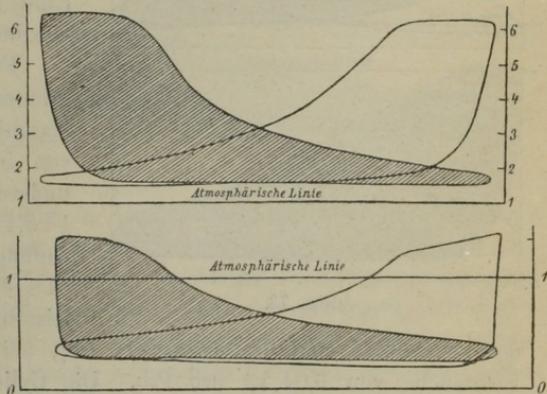


Fig. 72.

Ein Beispiel der Diagramme einer Verbundreceivermaschine wurde bereits durch die an früherer Stelle besprochenen Figg. 55 und 56 gegeben. Der Receiver dieser Maschine war verhältnismäßig sehr groß, daher verläuft die Ausströmlinie des Hochdruckcyinders nahezu parallel mit der Grundlinie.

Ein anderes Beispiel und zwar Diagramme einer Tandemreceivermaschine von 760×1320 mm Cylinderdurchmesser (Volumenverhältnis

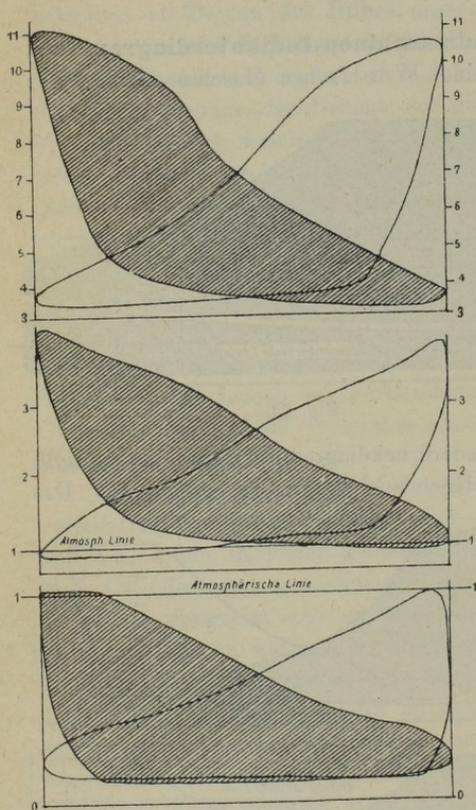


Fig. 73.

1 : 3) und 5,4 kg/qem Anfangsspannung Überdruck veranschaulicht Fig. 72. Infolge dieses Volumsverhältnisses und der verhältnismäßig kleinen Füllung des Hochdruckcyinders ergab sich kein sichtbarer Spannungsabfall sowie eine nahezu gleiche Arbeitsverteilung auf die beiden Cylinder. Die Ausströmlinie des Hochdruckdiagrammes fällt gegen die Mitte ein wenig ab; diese Einknickung (siehe Fig. 69) ist jedoch infolge des geräumigen Aufnehmers sehr gering. Bei Maschinen mit unter 90° versetzten Kurbeln steigt diese Linie gegen die Mitte des Hubes, wie bereits in Fig. 70 dargestellt.

Fig. 73 zeigt einen Satz Diagramme der Dreifachexpansionsmaschine des Dampfes „Jona“ von $555 \times 865 \times 1450$ mm Cylinderdiameter (Volumsverhältnis 1 : 2,4 : 6,8). Bei 10 Atmosphären Anfangsspannung Überdruck und 61 Umdrehungen pro Minute leistete der erste Cylinder 205,

der zweite 214 und der dritte 216 PS_i, bei einem stündlichen Dampfverbrauche von 6,04 kg pro PS_i. Die Cylinder waren durch einfache Schieber gesteuert.

Die Diagramme Fig. 74 wurden an einer schnellgehenden stehenden Dreifachexpansionsmaschine von normal 1500 PS_i abgenommen. Die Maschine dient zum elektrischen Betriebe, arbeitet bei 12 Atm. Anfangsspannung Überdruck im Hochdruckcylinder und einer Eintrittstemperatur von

240° bis 250° C mit drei unter 120° versetzten Kurbeln; die Umlaufzahl, normal 135 pro Minute, soll zwischen 120 und 150 geändert werden können. Die Cylinder haben folgende Abmessungen: 580 × 850 × 1400 mm Diameter bei 900 mm Hub (Volumsverhältnis 1 : 2,15 : 5,83) und werden auf der Hochdruckseite durch Riderkolbenschieber, auf der Mittel- und Niederdruckseite durch einfache Kolbenschieber beziehungsweise Corlißschieber gesteuert.

Die Diagramme sind bei 11,2 Atmosphären Eintrittsspannung, 69 cm Vakuum, 214° C Eintrittstemperatur und 122 Touren pro Minute aufgenommen; die summarische Leistung von 1174 PS_i verteilt sich auf die drei Cylinder der Reihe nach mit 430, 324 und 420 PS_i.

129. Zusammenlegen der Indikator diagramme von Verbundmaschinen.

Die Indikator diagramme von Verbundmaschinen können in einer Art und Weise kombiniert werden, daß Druck und Volumen der verschiedenen Cylinder durch Anwendung ein und derselben Skala für die Drücke, beziehungsweise für die Volumen sämtlicher Cylinder, in ihrer

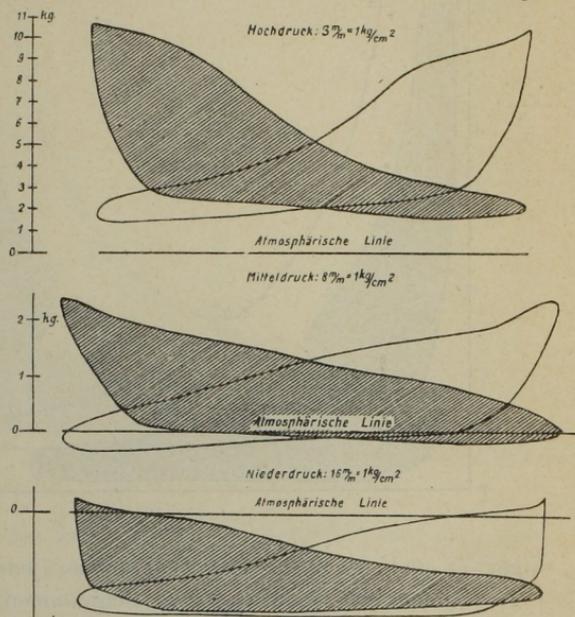


Fig. 74.

gegenseitig richtigen Beziehung im Diagramme zum Ausdruck gelangen; man nennt dies Verfahren das Zusammenlegen der Diagramme.

In Deutschland hat sich für das Zusammenlegen der Indikator diagramme in den letzten Jahren der Ausdruck „Rankinisieren“ eingebürgert, jedoch mit Unrecht, nachdem nicht Rankine, sondern Cowper die ersten zusammengelegten Diagramme veröffentlichte, auf welche Rankine erst etwa sechs Jahre später die Aufmerksamkeit lenkte. Der allgemeine Ausdruck „Zusammenlegen der Diagramme“ ist jedenfalls vorzuziehen und schon aus dem Grunde, weil man die von Rankine seinerzeit vorgeschriebene Methode der Zusammenlegung heutzutage einfach nicht mehr benützt.

Das Zusammenlegen erfordert insofern eine gewisse Sorgfalt, als man

die einzelnen Diagramme in ihrer gegenseitigen Lage in Richtung der x -Achse von verschiedenen Gesichtspunkten ausgehend, verschieden gruppieren kann; die Wahl der Konstruktion hängt eben von dem Zwecke ab, welchen man durch die Kombination erreichen will.

Die gewöhnliche Praxis ist die, jedes Diagramm um eine Distanz, welche dem schädlichen Raume des betreffenden Cylinders entspricht, von der Linie ohne Volumen entfernt, zu zeichnen. Dieses Verfahren ist durch Fig. 75 illustriert. Diese Abbildung ist eine Zusammenlegung der in § 106

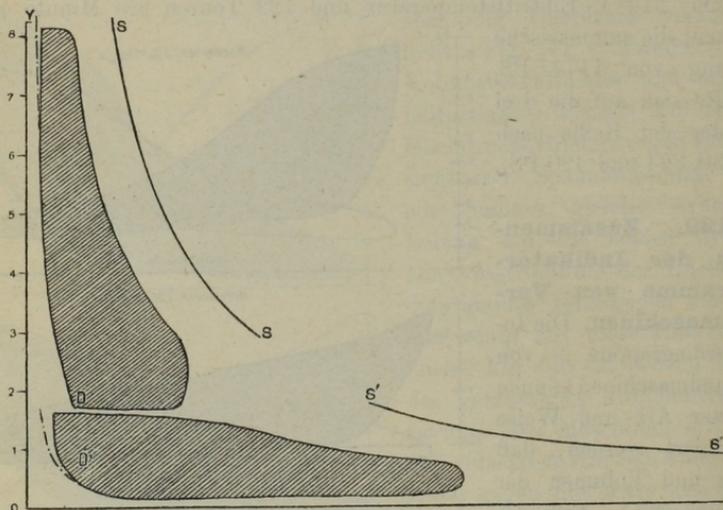


Fig. 75.

Figg. 55 und 56 skizzierten Diagramme; jedes der beiden Diagramme Fig. 75 bildet das Mittel aus den Diagrammen der beiden Cylinderseiten und die Entfernung jedes dieser beiden Diagramme von der Linie ohne Volumen OY entspricht dem Mittel aus den beiden schädlichen Räumen der korrespondierenden Cylinder.

Bei Konstruktion und Benützung von Diagrammen dieser Art darf nicht unberücksichtigt bleiben, daß die Menge der Arbeitssubstanz, welche an der Expansion teilnimmt, in den beiden Teilen des kombinierten Diagrammes verschieden ist, daher eine einzige adiabatische oder mariottesche Linie als theoretische Expansionskurve oder eine einzige Sättigungskurve nicht beiden Teilen des zusammengelegten Diagrammes entsprechen kann. Die eingezeichnete Linie SS ist die Sättigungskurve für das erste, die Linie $S'S'$ die Sättigungskurve für das zweite Stadium der Expansion.

In dem vorliegenden Beispiele war die Cylinderfüllung pro einfachen Hub $0,0226$ kg, das Gewicht des im schädlichen Raume zurückgebliebenen

Dampfes 0,00335 kg im Hochdruck- und 0,0010 kg im Niederdruckzylinder. Die Sättigungskurven SS und $S'S'$ sind daher für 0,02595 beziehungsweise 0,0236 kg gezeichnet.

Nachdem das kombinierte Diagramm die in den verschiedenen Zylindern geteilt auftretenden Arbeitsprozesse in einem einzigen Zylinder (von den Dimensionen des Niederdruckzylinders) vereint zur Darstellung bringt, ist auch die in den aufeinander folgenden Stadien in diesem Zylinder vorhandene Dampf-

menge im allgemeinen nicht konstant, nachdem der Betrag an schädlichem Raumdampfe in den einzelnen Zylindern im allgemeinen verschieden ist; der Betrag an Füllungsdampf erfährt jedoch während des ganzen Prozesses keine Änderung. Wenn man daher den schädlichen

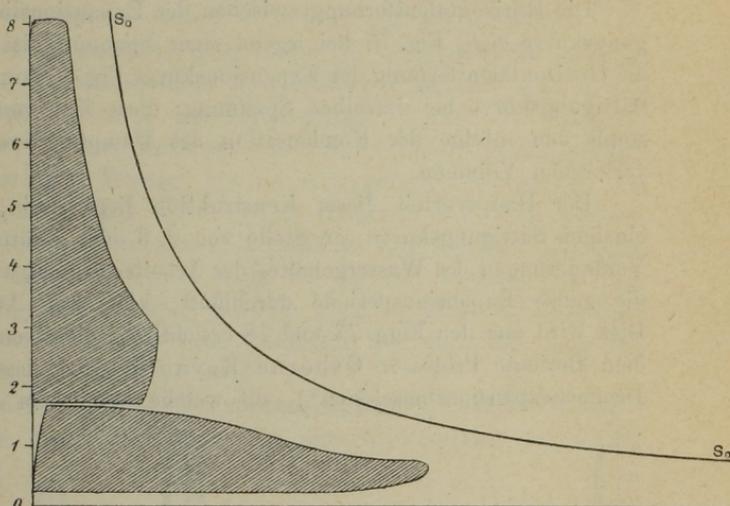


Fig. 76.

Raumdampf bei Entwurf des kombinierten Diagrammes eliminiert, also nur mit dem Füllungsdampfe allein arbeitet, dann wird eine einzige Sättigungskurve für die ganze Expansion dienen können.

Nach diesem Verfahren ist Fig. 76 unter Zugrundelegung derselben Diagramme, welche in Fig. 75 zusammengelegt wurden, entworfen.

Von den Punkten D und D' Fig. 75, in welchen Beginn der Compression beziehungsweise Schluß der Ausströmung angenommen werden kann, werden für den schädlichen Raumdampf des betreffenden Zylinders Sättigungskurven gezogen; diese Kurven sind durch die strichpunktierten Linien der Fig. 75 angedeutet; die dem Hochdruckzylinder entsprechende Kurve hebt sich von der Kompressionslinie des Indikatordiagrammes kaum ab. Die Diagramme sind sodann, wie in Fig. 70 angedeutet, zurückgezeichnet, indem man die horizontalen Abstände zwischen diesen Sättigungskurven und den Volumkurven als Abscissen aufträgt oder mit anderen Worten, von dem wirklichen oder wirksamen jeweiligen Volumen jenes korrespondierende Volumen des schädlichen Raumdampfes abzieht,

welches derselbe einnehmen würde, wenn er bei allen Spannungen gesättigt wäre. Die Diagrammfläche bleibt hierdurch unbeeinflusst und bildet nach wie vor ein getreues Maß der geleisteten Arbeit. Die in das Diagramm für eine Dampfmenge gleich der Cylinderfüllung eingezeichnete kontinuierliche Sättigungskurve S_0S_0 korrespondiert nun mit beiden, beziehungsweise für mehrstufige Expansion mit allen Expansionsstadien der Verbundexpansion.

Die Horizontalentfernung zwischen der Expansionslinie und der Sättigungskurve S_0S_0 Fig. 76 bei irgend einer Spannung ist die gleiche, wie die Horizontalentfernung der Expansionskurve Fig. 75 von der zugehörigen Sättigungskurve bei derselben Spannung; diese Entfernungen entsprechen somit den infolge der Kondensation des Dampfes verschwundenen oder verlorenen Volumen.

Der Hauptvorteil dieser Konstruktion liegt darin, daß infolge der einzigen Sättigungskurve (an Stelle von 2, 3 oder 4 Sättigungskurven) die Veränderungen des Wassergehaltes der Arbeitssubstanz, während der Dampf die ganze Expansionsperiode durchläuft, klar zum Ausdrucke gelangt. Dies wird aus den Figg. 77 und 78 ersichtlich; dieselben sind Kopien aus dem Berichte Professor Osborne Reynolds über dessen Versuche mit Dreifachexpansionsmaschinen*), auf welche bereits im Abschnitt V § 98

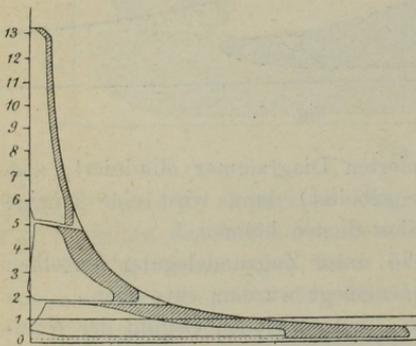


Fig. 77.

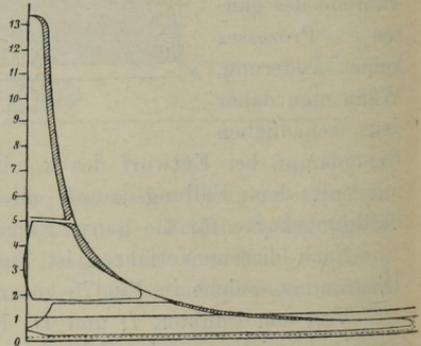


Fig. 78.

hingewiesen wurde. In diesen Diagrammen erscheint der schädliche Raumdampf in oben beschriebener Weise eliminiert und die Sättigungskurve nur nach dem Füllungsampf eingezeichnet; die horizontale Erstreckung der schraffierten Fläche zwischen dieser Kurve und der wirklichen Expansionslinie bildet das Maß des in jedem beliebigen Punkte der Expansion vorhandenen Wassers. Fig. 77 bezieht sich auf einen Versuch ohne

*) *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. XC.

Dampf im Heizmantel, während Fig. 78 einem Versuche angehört, bei welchem alle Mäntel mit Dampf von der vollen Kesselspannung pro 13 kg/qcm geheizt waren. Der trocknende Einfluß der Heizung ist auffallend; in Fig. 78 ist im Niederdruckcylinder eine Kondensation kaum zu erkennen.

Diese Diagramme beziehen sich auf eine für Versuchszwecke gebaute Maschine, in welcher sich die drei Kolben mit verschiedener Geschwindigkeit unabhängig voneinander bewegen konnten und auch tatsächlich bewegten; um diese Diagramme zusammenlegen zu können, wurde an Stelle des gewöhnlichen Volummaßstabes ein Maßstab angenommen, dessen Unterabteilungen das Volumen pro Gewichtseinheit (1 kg) des Füllungsdampfes darstellen; in dem Maße als die Gewichtseinheit Füllungsdampf (also die Gewichtseinheit Wasser) die Maschine passiert, ändert sich mit abnehmender Spannung auch das Volumen derselben und diese Volumszunahme ist in dem in Rede stehenden Maßstabe zum Ausdruck gebracht. Es ist dies eine Methode, welche nicht nur in dem vorliegenden Falle ungleicher Kolbengeschwindigkeit, sondern auch in jedem anderen Falle mit Vorteil verwendet werden kann, nachdem hierdurch der Vergleich verschiedener Versuche erleichtert wird.

Als ein zusätzliches Beispiel eines zusammengelegten Verbund-Indikator-

diagrammes diene Fig. 79. Dasselbe ist eine Kombination der bereits früher, in § 98

Fig. 47 und 48

skizzierten Dia-

gramme aus der

mit einer Zwei-

cylindercom-

poundmaschine

von 430 be-

ziehungsweise 860

mm Cylinder-

durchmesser bei

1524 mm Hub

durchgeführten

Versuchsreihe.

Diese Maschine

arbeitete mit ge-

ringerer Umlauf-

zahl (34 pro Mi-

minute) und Mantel-

heizung beider Cy-

linder sowie des Re-

ceivers; die Kondensation in den Cylindern war daher viel geringer als in dem Falle Fig. 75.

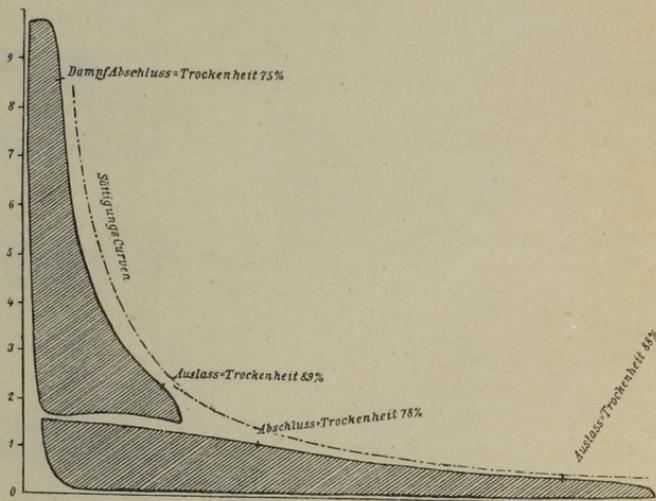


Fig. 79.

und Mantelheizung beider Cylinder sowie des Receivers; die Kondensation in den Cylindern war daher viel geringer als in dem Falle Fig. 75.

Die Diagramme sind hier wie in Fig. 75 um den schädlichen Raum versetzt gezeichnet und die beiden Sättigungskurven eingetragen. Der schädliche Raum betrug im Mittel 0,0073 cbm im Hochdruck- und 0,0235 cbm im Niederdruckcylinder.

Bezeichne L_i den Flächeninhalt des Indikatordiagrammes, L_t jenen des theoretischen Spannungsdiagrammes, dann wird der Koeffizient

$$\beta = \frac{L_i}{L_t}$$

die „Völligkeit“ des theoretischen Spannungsdiagrammes genannt; dieser Koeffizient gibt somit den Bruchteil der aus dem Speisewassergewichte des Dampfes theoretisch erhältlichen Arbeit an, welche, nach Abzug der Wärmeverluste infolge Abkühlung in der Rohrleitung, anfänglicher innerer Kondensation im Cylinder, sowie durch Undichtheiten im Cylinder wirklich geleistet wird. Der Wert von β ist ziemlich elastisch, indem er von den Annahmen abhängt, welche der Konstruktion des theoretischen Spannungsdiagrammes zugrunde gelegt wurden. Im übrigen sei auf die Behandlung dieses Gegenstandes in Abschnitt V hingewiesen.