Man wird gut tun, wenn man die unbekannten Lässigkeitsverluste in die Umrechnung mit einschließen will und man von dem Verbrauch bei normaler Tourenzahl, der bekannt sei, zu dem Verbrauch bei einer kleineren Tourenzahl bei derselben Maschine übergeht, mit einem höheren Exponenten von n, etwa mit 0,7, zu rechnen und nicht den Anspruch zu erheben, daß die Formel in allzu weiten Tourengrenzen Geltung behält.

76. In der Regel wird im Betriebe mit der Veränderung der Tourenzahl auch eine Veränderung der Füllung verbunden sein, ja es wird die Veränderung der Füllung das Mittel sein, die Veränderung der Tourenzahl herbeizuführen. Damit fällt dann die Aufgabe aus dem Rahmen der voraufgegangenen Entwickelungen, welche ein unverändertes Indikatordiagramm voraussetzen, heraus und muß in Verbindung mit den nachstehenden Entwickelungen gelöst werden (vgl. Art. *77* ff.). Wenn zwischen Tourenzahl und mittlerem Gegendrehmoment der Arbeitsmaschine eine feste Beziehung (Leistungsfunktion, Führer 47, 5) besteht, muß sie für die Berechnung bekannt sein.

Bei Kolbenpumpen lautet die Leistungsfunktion, wenn sie nur Förderhöhe und keine oder nur sehr geringe Widerstandshöhe zu überwinden haben, fast $p_i = \text{const.}$, d. h. eine sehr geringe Steigerung der Füllung bringt bei nicht gedrosseltem Dampf eine sehr erhebliche Steigerung der Tourenzahl mit sich. Die voraufgegangenen Regeln werden daher in diesem Falle ohne Zuhilfenahme der Umrechnungsformel für veränderliches p_i gelten.

Der Fall veränderter Tourenzahl bei unverändertem p_i liegt auch vor bei Versuchen mit konstantem Bremsmoment, die dazu dienen sollen, die Funktion f(n) (Art. *53* bis *63*) festzustellen. Daß bei Schlußfolgerungen aus solchen Versuchen wegen des andersartigen Gesetzes der Lässigkeitsverluste Vorsicht geboten ist, wenn nicht die Gewißheit besteht, daß die Steuerorgane unbedingt dicht sind, wurde in der Anmerkung zu Art. *62* hervorgehoben.

Umrechnungsformel für veränderliche Belastung

(veränderliches p_i bei gleichbleibender Tourenzahl, gleichbleibendem Anfangszustand und gleichbleibendem Ausschubgegendruck).

77. Für den Dampfmaschinenbetrieb ist es außerordentlich wichtig, das Gesetz zu kennen, nach welchem sich der Dampfverbrauch der Dampfmaschine mit der Belastung ändert. Aber auch für die richtige Größenwahl der Hauptabmessungen ist das Gesetz der Abhängigkeit des Dampfverbrauchs von der Belastung von Bedeutung.[1]) Bei der Festsetzung der Verkaufsnormalleistung muß auch der Fabrikant wissen, um wieviel er diese Leistung über der dampfökonomisch günstigsten Leistung ansetzen darf, ohne einerseits auf zu hohe Verbrauchsziffern und andererseits auf zu hohe Fabrikationskosten der Maschine pro PS zu kommen.

Im Betriebe kann man freilich eine Reihe Versuche unter verschiedenen Belastungen anstellen. Jeder solcher Verbrauchsversuche nimmt aber viel Zeit in Anspruch, ist kostspielig und im Betriebe sehr störend. Die Ergebnisse von solchen Versuchen oder von Rechnungen der nachfolgenden Art können in einem Betriebe mit mehreren Dampfmaschinen (z. B. Elektrizitätswerken) dazu dienen, festzustellen, wann beim Zunehmen oder Abnehmen der Belastung zweckmäßig Maschinen zu- und abgeschaltet werden, um mit dem kleinsten Dampfverbrauch auszukommen.

78. In nachfolgendem soll eine Formel aufgestellt werden, mittels welcher der Verlauf der Verbrauchskurve für verschiedene Belastungen aus einem einzigen Verbrauchsversuch einigermaßen genau, aus zwei Verbrauchsversuchen mit weitgehenderer Genauigkeit festgestellt werden kann.

Vorausgesetzt ist, daß die Tourenzahl und der Eintrittszustand des Dampfes (Druck und Temperatur des Admissionsdampfes) sowie der Ausschubgegendruck unverändert gehalten wird.

Die Abhängigkeit des adiabatischen Dampfverbrauchs von der Belastung (von p_i) ist durch Rechnung mit Sicherheit leicht zu ermitteln, nachdem man den Admissionsdruck p und den Ausschubgegendruck aus Diagrammen des Hauptversuchs festgestellt hat (Art. *7* bis *28*). Der Völligkeitsverbrauch und Totraumverbrauch kann bei verschiedenen Belastungen auch ohne Verbrauchsversuche durch Entnahme von Indikatordiagrammen festgestellt werden. Es genügt aber auch, wenn solche Feststellungen nicht möglich sind oder die Auswertung der Diagramme nach dieser Richtung zuviel Zeit in Anspruch nehmen würde, die Veränderung, welche diese Verluste mit der Leistung erfahren, in das Gesetz der anderen Verluste mit einzuschließen, wie das weiter unten gezeigt ist.

Die unsichtbaren Verluste werden für die Versuchsbelastung als Differenz zwischen dem Versuchsergebnis und dem nutzbaren adiabatischen Verbrauch gefunden. Um die Bedeutung der gewählten

[1]) Über Mißgriffe bei der Größenwahl von Dampfmaschinen in Elektrizitätswerken ohne Akkumulatorenbatterien vgl. Führer 51, 37 u. 38.

Bezeichnungen und die Zusammenfassung der einzelnen Verbrauchswerte klar zu übersehen, sei hier noch eine Übersicht der Benennungen und Zusammenfassungen gegeben:

$$C_i = C_a + \underbrace{\underbrace{C_u + C_t}_{C_f} + \underbrace{C_k + C_l}_{C_v}}_{C_b}.$$

Die Bedeutung der Werte der ersten Reihe ist in Art. *34* und *37* gegeben, die der beiden folgenden Reihen durch die Klammern gekennzeichnet.

79. Über die Veränderung, welche die Abkühlungsverluste, insonderheit die Verluste durch inneren Wärmeaustausch, mit der Belastung und mit der Füllung erfahren, kann folgendes ausgesagt werden: Die Dauer der Berührung des Frischdampfes mit den schädlichen Dauerflächen wird bei kleinen Füllungen und Leistungen nicht viel kleiner sein wie bei großen, weil der Kolben zunächst sehr langsam vorschreitet und die relativ nicht unbedeutende Voreinströmungszeit ungefähr als Konstante hinzukommt. Da ferner die Wärmeabgabe bei Beginn am stärksten ist (vgl. Art. *55*), wird die Funktion, welche den stündlichen Gesamtaustauschverlust $N_i C_k$ in Abhängigkeit von der Füllung oder auch von der Leistung darstellt, mit einer starken Anfangskonstanten behaftet sein. Die geringen Verluste durch äußere Abkühlung (Art. *39*) mögen mit in C_k enthalten sein. Sie werden ebenfalls bei geringer Belastung nicht viel kleiner sein wie bei großer, aber auch mit der Füllung und mit der Belastung etwas steigen.

Die Lässigkeitsverluste C_l wird man auch hier aus den in Art. *72* erörterten Gründen mit den Abkühlungsverlusten zusammenfassen müssen zu dem unsichtbaren Verlust $C_k + C_l = C_v$ und wird die Zusammenfassung ohne Gefahr, einen großen Fehler bei gutem Zustande der Dichtungen zu begehen, auch vornehmen dürfen, weil die Gesamtlässigkeitsverluste $N_i C_l$ ein ähnliches Gesetz befolgen werden wie die Austauschverluste wegen der bei kleinen Leistungen und Füllungen verhältnismäßig langen Volldruckzeit; die Verluste werden also bei kleinen Füllungen, absolut genommen, verhältnismäßig groß sein und mit zunehmender Füllung wenig steigen.

(Undichtheiten der Einlaßventile werden freilich die umgekehrte Wirkung haben wie Undichtheiten des Kolbens und der Auslaßorgane und bei kleinen Leistungen auch absolut größer sein wie bei großen.)

Im Vergleich zu den Austauschverlusten werden die Lässigkeitsverluste aber bei dem nach Art. *72* vorauszusetzenden Versuchszustande der Maschine klein sein.

80. Durch verschiedene Auftragungen, Erwägungen und Rechnungen, bei welchen ich zunächst das Gesetz der Quadratwurzel aus der Berührungszeit annahm, sowie durch Vergleich mit einer Anzahl Versuchsreihen bin ich auf ein sehr einfaches Gesetz der Abhängigkeit der gesamten Austausch- und Abkühlungsverluste $N_i C_k$ von der Leistung N_i gekommen. Es zeigte sich, daß dieselben annähernd durch eine gerade Linie dargestellt werden können.

In der zweiten (nicht im Buchhandel erschienenen) Auflage dieser Anleitung habe ich unter Einbegreifung der Lässigkeitsverluste in dies Gesetz die Formel

$$N_i C_v = A + B p_i \qquad \textbf{(30)}$$

gegeben, welche ich neuerdings noch verbessert habe (Art. *87* und *88*). Da jedoch diese einfache Formel für manche Verhältnisse sehr bequem ist, mag sie an einem einfachen Beispiel erläutert werden.

Führt man für N_i den Wert $N_i = [{}^1/_{60} \cdot {}^1/_{75}\, 2\, n\, s\, F]\, p_i$ ein und geht mit dem die Maschinenabmessungen enthaltenden Klammerausdruck in die Konstanten der rechten Seite, so geht die obige Gleichung über in

$$p_i C_v = A + B p_i \quad \textbf{(31)}; \quad \text{oder in } C_v = A\left(\frac{1}{p_i} + \frac{B}{A}\right). \qquad \textbf{(32)}$$

81. Das Verhältnis B/A hat sich für gesättigten Dampf als ziemlich konstant erwiesen, wodurch die Gleichung wesentlich an Gebrauchsfähigkeit gewinnt. Für Einzylindermaschinen kann es nach einer noch beschränkten Zahl von Versuchsreihen = 0,35 bis 0,5 gesetzt werden. Die Konstante A wechselt natürlich stark mit den Größen, welche (p_i ausgenommen) den Wärmeaustausch beeinflussen, d. h. mit O/F, n, s, p.

Wenn ein zweiter Verbrauchsversuch bei einem anderen p_i vorliegt, kann man auch das Verhältnis B/A bestimmen, indem man für A und B/A zwei lineare Gleichungen hat, in denen C_v und p_i bekannt sind. Beachte jedoch Art. *97*.

In dem folgenden Beispiel werde B/A auf Grund einer solchen Ermittelung an einer älteren Maschine = 0,36 angenommen.

82. Beispiel: Der Dampfverbrauch pro PS_i-Stunde sei bei einer Belastung von $p_i = 2{,}6$ Atm., durch einen mehrstündigen Verbrauchsversuch gemessen $C_i = 8{,}72$ kg; C_a oder C_{as} wird gerechnet nach

Art. *10* und *11*[1]) und gefunden $= 5{,}62$ kg, C_f nach dem Diagramm geschätzt $= 0{,}45$ kg; dann ist

$$C_v = C_i - (C_a + C_f) = 8{,}72 - (5{,}62 + 0{,}45) = 2{,}65 \text{ kg};$$

$$2{,}65 = A\left(\frac{1}{2{,}6} + 0{,}36\right) = A\,0{,}745; \quad A = 3{,}65.$$

Die Berechnung von C_v bei anderen Belastungen ist dann sehr einfach. Für $p_i = 1{,}3$ wird z. B.

$$C_v = 3{,}65\left(\frac{1}{1{,}3} + 0{,}36\right) = 4{,}02 \text{ kg}.$$

Wenn C_a dann für die kleinere Belastung $= 4{,}9$ berechnet ist und C_f etwas höher wie oben, nämlich $= 0{,}6$, geschätzt ist, wird

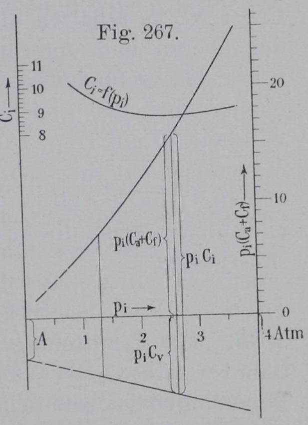
$$C_i = 4{,}9 + 0{,}60 + 4{,}02 = 9{,}52 \text{ kg}$$

gegenüber 8,72 bei der Versuchsbelastung.

Man kann auf diese Weise sehr schnell für andere Belastungen den Dampfverbrauch pro PS_i-Stunde berechnen und ihn ähnlich wie in Fig. 263 den adiabatischen Verbrauch als Funktion der Leistung auftragen.

83. Einen guten Einblick in die Verhältnisse gewährt die Auftragung des Gesamtdampfverbrauchs als Funktion der Leistung und die Ableitung des Dampfverbrauchs pro PS_i-Stunde aus demselben. Man trägt zweckmäßig den nach Art. *11* berechneten adiabatischen Gesamtdampfverbrauch $N_i\,C_a$ zusammen mit dem geschätzten oder aus Indikatordiagrammen ermittelten $N_i\,C_f$, d. h. $N_i\,(C_a + C_f)$ nach oben auf. Da N_i außer p_i nur Konstanten enthält, kann man mit denselben in die Maßstabskonstante gehen und statt dessen $p_i\,(C_a + C_f)$ auftragen; ebenso kann man auch bei den Abszissen statt N_i den mittleren indizierten Druck abtragen, indem man auch hier mit den Konstanten der eckigen Klammer aus Art. *80* in die Maßstabskonstante geht. Man erhält so eine flache Kurve (Fig. 267), welche von der vom Anfangspunkt der Koordinaten gezogenen Tangente nach oben abweicht.[2])

Fig. 267.



---

[1]) Für überhitzten Dampf ist die Berechnung nach Art. *14* bis *28* vorzunehmen. Bezüglich des Verlustgesetzes sind jedoch die in Art. *98* bis *101* hervorgehobenen Einschränkungen zu beachten.

[2]) Wenn man nach oben nur $p_i\,C_a$ aufträgt (Art. *86*) und $p_i\,C_f$ mit den unsichtbaren Verlusten $p_i\,C_v$ nach unten, kann man für die Verzeichnung der Kurve mit der fraglichen Tangente den in Art. *89* angegebenen Kunstgriff benutzen.

Die unsichtbaren Verluste trägt man zweckmäßig nach unten auf, damit die obere Kurve, die im wesentlichen feststeht, von Änderungen in den Annahmen über das Verlustgesetz nicht berührt wird. Da für die unsichtbaren Gesamtverluste eine Gerade als Gesetz der Abhängigkeit von der Belastung angenommen ist, genügt die Bestimmung zweier Punkte: Der eine ist durch den Versuch bei der Belastung $p_i = 2{,}6$ bestimmt; seine Ordinate für $p_i = 2{,}6$ ist $p_i C_v = p_i (C_i - [C_a + C_f]) = 2{,}6\,(8{,}72 - [5{,}62 + 0{,}45])$. Einen zweiten Punkt findet man, indem man auf der rechten Seite der Gleichung 31 p_i gleich Null setzt, womit $p_i C_v = A$ wird. Das Verlustgesetz ist zwar für indizierte Drucke, die wesentlich kleiner wie 1 sind, nicht mehr recht zutreffend, aber die (punktiert gezeichnete) Verlängerung des geradlinigen Teils kann doch zur Bestimmung von A benutzt werden. Als Maßstab kann man etwa wählen: für p_i eine Atmosphäre $\mathrel{\hat=}$ 5 oder besser 10 cm, für die Einheit des Produktes $p_i (C_a + C_f)$ usw. 1 cm, also z. B. $2{,}6\,(5{,}62 + 0{,}45) \mathrel{\hat=} 15{,}78$ cm. Das errechnete A ist dann ebenfalls in Zentimeter aufzutragen.

84. Um die Kurve des spezifischen Verbrauchs $C_i = f(p_i)$ oder $C_i = f(N_i)$ zu erhalten, dividiert man die ganzen Ordinaten[1]) zwischen der oberen und unteren Verbrauchslinie durch die Abszissen und trägt den gefundenen Quotient in einem beliebigen Maßstab (am besten über der gleichen Grundlinie wie die Kurve des Gesamtverbrauchs) auf (Fig. 267, C_i-Maßstab links). Bei den empfohlenen Maßstäben hat man den Quotient noch mit 5 bei einem Abszissenmaßstab von 1 Atm. $\mathrel{\hat=}$ 5 cm, oder mit 10 bei 1 Atm. $\mathrel{\hat=}$ 10 cm zu multiplizieren, um direkt den Verbrauch in Kilogramm pro PS_i-Stunde zu erhalten.

Abgekürztes Verfahren.

85. Die Ermittelung des Gesetzes für die Völligkeits- und Totraumverluste $C_u + C_t$ aus Indikatordiagrammen bei verschiedenen Belastungen ist ziemlich umständlich.

Wie sich die Völligkeitsverluste, die an sich nicht sehr bedeutend sind, mit der Belastung ändern, läßt sich schwer sagen. Der Vorausströmungsflächenverlust wird zweifellos mit abnehmender Belastung und abnehmender Expansionsspannung, a b s o l u t g e n o m m e n, sinken, ebenso ein durch zu knappe Vorausströmung bei großer Belastung eintretender Verlust durch verschleppten Ausstoß. Die allgemeine

---

[1]) Die Ordinaten, welche im Beispiel Art. *82* ausgerechnet sind, sind in der Figur 267 ausgezogen.

Tendenz des Gesetzes ist also die gleiche wie die der Abkühlungsverluste. Das Verhältnis B'/A' für eine Gerade, die man etwa auf Grund zweier Indikatordiagramme bei verschiedener Belastung als Annäherung an das tatsächliche Gesetz $p_i C_u = f(p_i)$ der Völligkeitsverluste einführt, wird vermutlich größer sein wie bei den Abkühlungsverlusten, indem A' verhältnismäßig klein sein wird.

Die Totraumverluste (Art. *32*) werden, wenn die Kompression bei der Füllungsveränderung unverändert gelassen wird, absolut genommen, fast konstant bleiben, also eine starke Konstante A'' in einer Gleichung von der Form der Nummer 30 haben.

86. Faßt man beide Verluste zu einem gemeinsamen Gesetz zusammen, das man proportional gleich demjenigen der Abkühlungsverluste setzt, so wird dadurch das Verfahren außerordentlich vereinfacht und, wenn man ganz abnorme Fälle ausschließt, kein so großer Fehler begangen, daß er angesichts der Unsicherheit des Abkühlungsgesetzes stark ins Gewicht fällt. Man hätte dann C_b statt C_v zu bestimmen als Differenz $C_i - C_a$ und hätte C_b der Berechnung von A zugrunde zu legen. In obigem Beispiel wird dann A aus der Gleichung gefunden:

$$C_b = 8{,}72 - 5{,}62 = 3{,}10; \quad 3{,}10 = A\left(\frac{1}{2{,}6} + 0{,}36\right); \quad A = 4{,}17.$$

B/A wird man, wenn kein zweiter Verbrauchsversuch vorliegt, wie oben angenommen, beibehalten. Die Ermittelung von B/A beim Vorliegen eines zweiten Versuchs würde die durch die Zusammenlegung der Verluste entstandene Ungenauigkeit fast vollständig beseitigen.

Bei der Auftragung des Gesamtverbrauchs wird man jetzt nur $p_i C_a$ nach oben abtragen (vgl. Art. *83* mit Anm. 2), alle Verluste $p_i C_b = p_i (C_u + C_f + C_k + C_l)$ nach unten.

Neueres Verfahren und Verlustgesetz.

87. Besser noch als das oben (Formel 30) angegebene Gesetz für die Abkühlungsverluste bringt die Formel $N_i C_k = a + b\, p_i C_a$ die Abhängigkeit der Abkühlungsverluste von der Belastung zum Ausdruck. Faßt man wieder die Lässigkeitsverluste mit den Abkühlungsverlusten zusammen und drückt N_i durch p_i aus, so geht die Gleichung, wenn man noch mit den in eckige Klammern gesetzten Konstanten der die Beziehung zwischen N_i und p_i ausdrückenden Gleichung (Art. 80) in die Konstanten der rechten Seite geht und die Aufnahme von C_l ebenfalls durch Änderung dieser Konstanten berücksichtigt, über in

$$p_i C_v = a + b\, p_i C_a. \qquad \textbf{(33)}$$

Das Verhältnis b/a, welches nachstehend mit k bezeichnet werden möge, ist wieder bei gleichartigen, mit gesättigtem Dampf betriebenen Maschinen eine wenig veränderliche Größe; sie mag für Einzylindermaschinen = 0,07 bis 0,1 gesetzt werden.

Die Formel wird dann zweckmäßig geschrieben:

$$p_i C_v = a(1 + k\, p_i C_a) \tag{34}$$

oder

$$C_v = a\left(\frac{1}{p_i} + k\, C_a\right) \tag{35}$$

88. C_a ist bei kleineren und mittleren Belastungen wenig veränderlich, erst bei höheren Belastungen beginnt es stärker mit der Belastung zu steigen; dieses Steigen bringt in der Gleichung für C_v gut den zunehmenden Einfluß der größeren Zuwachsflächen (Art. *51*) bei größeren Füllungen zum Ausdruck. Sonst weicht die Kurve für $p_i C_v$ als Funktion von p_i bei entsprechender Wahl der Konstanten von der früheren nicht allzusehr ab.

Nimmt man wieder den Verlust C_f in das Änderungsgesetz der Abkühlungsverluste auf, so lautet das Gesetz (etwas weniger zuverlässig) mit einer anderen Bedeutung der Konstanten a:

$$p_i C_b = a(1 + k\, p_i C_a) \tag{36}$$

oder

$$C_b = a\left(\frac{1}{p_i} + k\, C_a\right) \tag{37}$$

Das Verhältnis k = b/a wird man ebenso groß annehmen wie in Gleichung 34 und 35 vorausgesetzt oder wird es beim Vorliegen eines zweiten Verbrauchsversuches (Art. *81*) auch bestimmen können.[1])

89. Die Auftragung der Kurve des Gesamtverbrauchs $p_i C_i$ wird hier besonders einfach, weil der zweite Summand in der Gleichung *36* proportional den Größen $p_i C_a$ ist, die ohnehin aufgetragen werden.

Man trage zunächst den mit p_i multiplizierten, nach Art. *10* und *11* oder *14* bis *28* berechneten adiabatischen Verbrauch $p_i C_a$ als Funktion von p_i von der Linie O E aus (Fig. 268) nach oben auf, etwa in dem in Art. *83* empfohlenen Maßstab.

Hierbei kann man sich eines Kunstgriffes bedienen, der die Verzeichnung der Kurve erleichtert, indem man einen sehr leicht

---

[1]) Sind $C_{i\,1}$ und $C_{a\,1}$ die gemessenen bzw. berechneten Verbrauchswerte bei der Belastung $p_{i\,1}$ und $C_{i\,2}$ und $C_{a\,2}$ die bezüglichen Verbrauchswerte bei der Belastung $p_{i\,2}$, so wird

$$k = \frac{b}{a} = \frac{p_{i\,2}(C_{i\,2} - C_{a\,2}) - p_{i\,1}(C_{i\,1} - C_{a\,1})}{p_{i\,1}\, p_{i\,2}\left[(C_{i\,1} - C_{a\,1})\, C_{a\,2} - (C_{i\,2} - C_{a\,2})\, C_{a\,1}\right]}. \tag{38}$$

auffindbaren Punkt zugleich mit der Tangente an die Kurve in diesem Punkte feststellt: Man ermittelt mit Hilfe der kleinen Tafel auf S. 359 nach Art. *24* oder genauer mit der größeren Mollier-Tafel nach Art. *28*, indem man direkt bis zum Druck p_3 herabgeht, die adiabatische Arbeit für das bis auf den Ausschubgegendruck p_3 spitz auslaufende Diagramm und daraus den adiabatischen Dampfverbrauch $C_{a\,3}$. Nachdem man das dabei erreichte spezifische Volumen aus der kleinen Tafel abgelesen hat, oder bei Benutzung der Mollier-Tafel aus der Dampfnässe berechnet hat, findet man $p_{i\,3}$. Den gefundenen Wert trägt man als Abszisse und $p_{i\,3}\,C_{a\,3}$ als Ordinate dazu auf; der gefundene Punkt 3 Fig. 268 ist ein Punkt der Kurve 3 A und $\overline{O\,3}$ die Tangente an die Kurve in diesem Punkt. Über den Punkt 3 nach innen möge die Kurve nicht hinausgeführt werden. Sie hebt sich hier, wie punktiert angedeutet ist, infolge der Schleifenbildung wieder von der Tangente des Minimalverbrauchs ab. Auch das Verlustgesetz wird von hier ab sehr unsicher.

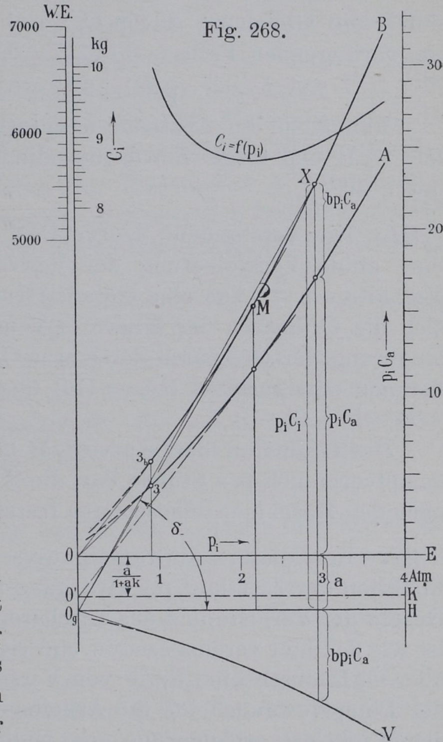


Fig. 268.

Die $p_i\,C_a$-Kurve in Fig. 268 ist wieder für gesättigten Dampf im übrigen unter den Voraussetzungen der Aufgabe mit $p = 7$ Atm., $p_3 = 0{,}21$ Atm. aufgetragen.

90. Für die Verluste ist wieder ein Versuchsergebnis von $C_i = 8{,}72$ kg, bei $p_i = 2{,}6$ Atm. angenommen. Die Verluste mögen zunächst wieder nach unten abgetragen werden. C_b wird (für $p_i = 2{,}6$) gefunden wie in Art. *86*: $C_b = 8{,}72 - 5{,}62 = 3{,}1$. Die Verlustordinate für $p_i = 2{,}6$ wird danach mit dem in Art. *83* empfohlenen Maßstab $= 2{,}6 \cdot 3{,}1 = 8{,}06$ cm, für weitere Punkte der Verlustkurve muß zunächst $k = b/a$ angenommen werden und dann a berechnet werden.

Wenn k auf Grund eines zweiten Verbrauchsversuches nach der Anm. 1 S. 402 = 0,1 gefunden ist,[1]) wird aus Gleichung 37:

$$3{,}1 = a\left(\frac{1}{2{,}6} + 0{,}1 \cdot 5{,}62\right), \quad a = 3{,}27.$$

Die Verluste bei anderen Belastungen werden dann gefunden durch die Gleichung 36: $p_i C_b = a(1 + k p_i C_a)$ oder, da $k a = b$ ist (im vorliegenden Falle $= 0{,}1 \cdot 3{,}27 = 0{,}327$), aus der Gleichung:

$$p_i C_b = 3{,}27 + 0{,}327\, p_i C_a.$$

Man ziehe im Abstande a unterhalb der Linie O E eine Parallele $O_g H$ und trage von da aus die Werte $b\, p_i C_a = 0{,}327\, p_i C_a$ nach unten ab.

91. Die entstandene Kurve $O_g V$ unterhalb der Linie $O_g H$ ist eine affine Verkleinerung der Kurve O A über der Linie O E im Verhältnis b : 1. Um eine Gerade-Grundlinie zu erhalten, denke man sich die Ordinaten der Kurve $O_g V$ unter $O_g H$ nach oben als Verlängerung der Ordinaten der Kurve O A aufgetragen. Die Ordinaten der neu entstandenen Kurve O B über O E sind dann $p_i C_a + b\, p_i C_a = (1 + b)\, p_i C_a$.

Die Ordinaten der Kurve O B über $O_g H$ stellen den Gesamtdampfverbrauch pro Stunde dar, die Abszissen in einem nachträglich nach den Maschinenabmessungen feststellbaren Maßstab die Leistung.

92. Bei dieser Auftragungsweise (Gesamtverbrauch $p_i C_i$ als Funktion der Leistung p_i) wird ganz allgemein, d. h. auch wenn das Gesetz der Verluste und des nutzbaren Verbrauchs ein ganz anderes ist wie das hier verausgesetzte, und vielleicht die Punkte der B-Kurve über $O_g H$ durch eine Serie von Versuchen einzeln festgestellt sind, der Dampfverbrauch für die Arbeitseinheit dargestellt durch den tg des Winkels δ, welchen ein vom Nullpunkt O_g nach dem fraglichen Ordinatenendpunkt X gezogener Strahl mit der Abszissenachse bildet.

Dieser Winkel wird ein Minimum, wenn der Strahl die B-Kurve berührt: Man findet also den Punkt M, in welchem der spezifische Dampfverbrauch ein Minimum wird, indem man von O_g aus eine Tangente an die B-Kurve zieht. Der zu M gehörige mittlere indizierte Druck wird in Fig. 268 = 2,17 Atm. gefunden.

---

[1]) Bei der Wahl von k, welche erforderlich wird, wenn nur ein Versuch vorliegt, ist wieder das in Art. *97* Gesagte zu berücksichtigen. Es ist hier ohne besondere Absicht ein verhältnismäßig hoher Wert von k eingeführt (0,1, bei den Grenzen 0,07 bis 0,1), während vorne (Art. *81*) für B/A ein verhältnismäßig niedriger Wert (0,36, bei den Grenzen 0,35 bis 0,5) angenommen wurde. Bei neueren Maschinen scheinen die höheren Werte besser zu passen.

Wegen des flachen Verlaufs der Verbrauchskurve ist die graphische Bestimmung des Berührungspunktes ziemlich unsicher.

93. Bei dem hier angewandten Verfahren der Auftragung der Verlustkonstanten nach abwärts lassen sich aus dem flachen Verlauf der Kurve

wichtige Schlüsse über den Einfluß der Verluste auf die Lage des Verbrauchsminimums

ziehen. Da die A-Kurve der B-Kurve über der Achse O E affin ist, kann man bei entsprechender Änderung des Maßstabes auch die A-Kurve als Kurve des Gesamtverbrauchs auffassen. Man muß dabei aber natürlich auch den Maßstab der Konstanten a entsprechend ändern. Das Affinitätsverhältnis der A-Kurve zur B-Kurve mit O E als Achse ist $1:(1+b)$. Diesem Verhältnis entsprechend ist $O\,O_g$ zu verkleinern. Es ist

$$O\,O' = \frac{a}{1+b} = \frac{a}{1+ka} \qquad \textbf{(39)}$$

zu machen und durch O′ eine neue Nullinie O′K zu legen.

Zieht man von O′ eine Tangente an die A-Kurve, so muß diese bei dem angenommenen Verlustgesetz die A-Kurve auf derselben Ordinate und bei demselben p_i berühren wie die Tangente von O_g aus die B-Kurve.

94. Bei dieser Umrechnung behält die A-Kurve als Kurve des Gesamtverbrauchs ihre Lage gegen O E für veränderte Annahmen über die Verluste bei. Die Abhängigkeit des Verbrauchsgesetzes von den Verlusten wird durch die Lage der Linie O′K, welche die Ordinaten-Nullinie bildet, bestimmt.

Will man für eine Maschine, deren Verluste andere sind (infolge abweichender Größe des Verhältnisses O/F oder der Tourenzahl n oder des Hubes s), das Verbrauchsgesetz finden, so hat man nur die Größe O O′ in dem oben angegebenen Verhältnis zu verändern und den Punkt O′ und mit ihm die Ordinaten-Nullinie zu verschieben.

Läßt man jetzt den Punkt O′ auf der Nullordinate wandern, so erkennt man, wie außerordentlich schnell der Berührungspunkt der von O′ aus an die A-Kurve gezogenen Tangente auf der Kurve wegen ihres flachen Verlaufs vorschreitet und daß bei einer mäßig großen Veränderung der Verluste eine starke Verschiebung des Verbrauchsminimums eintritt.

Bei den Verbesserungen, welche die Einzylindermaschinen mit Kondensation in neuerer Zeit erfahren haben, hat sich das Verbrauchsminimum dieser Maschinen stark gegen früher verschoben nach einem relativ niedrigen, mittleren indizierten Druck und einer im Vergleich zur Maschinengröße relativ kleinen Leistung hin. Man hat sich berechtigt gehalten, bei Vergleichen nun auch die Normalleistung entsprechend herabzusetzen. Das ist in dem Maße, wie es geschehen ist, ungerechtfertigt, weil die Maschine mit der daraus folgenden Normalleistungsgröße pro PS_i viel zu teuer wird.

Vergleiche auch die Kurven des Verbrauchs pro PS_i-Stunde im Führer S. 685 für drei verschiedene Maschinenarten, von denen die Kurven I_s und I_h einer Einzylindermaschine gewöhnlicher Bauart angehören. Wenn dort auch die Anfangsdampfzustände der drei miteinander verglichenen Maschinenarten verschieden sind und daher auch das theoretische Minimum nicht genau an derselben Stelle liegt, so ist doch die durch die ungleiche Größe der Verluste bedingte starke Verschiedenheit der Abszissen des Minimums charakteristisch.

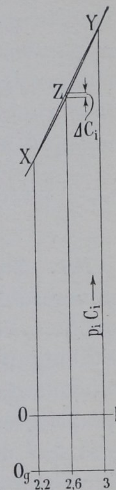
Das theoretische Minimum der verlustlosen Maschine mit Kondensation und einem Ausschubgegendruck von 0,2 bis 0,25 liegt bei den üblichen Admissionsdrucken und Admissionstemperaturen bei Einzylindermaschinen und bei Verbundmaschinen in der Nähe von $p_i = 1$ Atm., bei niedrigen Anfangsdrucken etwas unter 1, bei hohen Anfangsdrucken etwas über 1. Die Anfangstemperatur macht für die Lage des Minimums wenig aus.

95. Die Auffassung der A-Kurve als Kurve des Gesamtverbrauchs über der Linie $O'K$ unter gleichzeitiger Einführung einer Maßstabsveränderung wurde lediglich für die vorstehenden Schlußfolgerungen über den Einfluß der Größe der Verluste auf die Lage des Minimums eingeführt. Für die Untersuchung der Abhängigkeit des Verbrauchs von der Belastung bei einer bestimmten Maschine wird man zweckmäßiger den alten Maßstab und die Linie $O_g H$ als Ordinaten-Nulllinie beibehalten und, wenn man die Verzeichnung einer der beiden Linien (A oder B) sparen will, nur die B-Linie verzeichnen, indem man die Werte $p_i C_a$ vorweg mit $1 + b$ multipliziert.

Der für die bequeme Verzeichnung der B-Linie wichtige Punkt 3_b, in welchem die Tangente von O aus die B-Linie berührt, liegt auf derselben Ordinate (bei demselben p_i) wie der nach Art. *89* berechnete Punkt 3, aber über OE im Verhältnis $(1 + b) : 1$ höher.

96. Mit Hilfe der Kurve des Gesamtdampfverbrauchs kann man sehr leicht die in Art. 379 berührte Frage des Einflusses der ungleichen Füllung auf beiden Zylinderseiten auf den Dampfverbrauch beantworten. Soll der mittlere indizierte Druck z. B. 2,6 Atm. betragen und ist er durch ungleiche Füllung ungleichmäßig auf beide Seiten verteilt, z. B. derart, daß er auf der einen Seite 3 Atm., auf der anderen nur 2,2 beträgt, so kann man getrennt für die Kurbelseite und für die Deckelseite auf der Kurve des Gesamtdampfverbrauchs, die mit dem in Frage kommenden Teil in Fig. 269 herausgezeichnet ist, den Dampfverbrauch durch die Punkte X und Y finden.

Fig. 269.



Der Mittelwert des Verbrauchs liegt auf der Mitte der geraden Verbindungslinie beider Punkte. Der Verbrauch für die beiderseits gleiche Füllung mit $p_i = 2{,}6$ liegt auf der Kurve selbst senkrecht unter dem Mittelpunkt Z der Geraden XY.

Der Füllungsunterschied ist in dem vorstehenden Beispiel der Deutlichkeit wegen sehr groß angenommen, viel größer als er aus anderen Gründen (wie z. B. zur Vermeidung vorzeitiger Erreichung der größten Füllung auf der einen Seite) sein dürfte. Man erkennt aber, daß der Einfluß auf den Dampfverbrauch doch nur sehr gering ist. Die mit ΔC_i bezeichnete Höhe gibt den Mehrverbrauch im Vergleich zur Ordinate von Z über der Grundlinie O_g H an.

Einfluß der Voreinströmung auf das Verlustgesetz.

97. Die Erwägungen, welche auf das vorstehend (Art. *77* bis *96*) erläuterte Gesetz für die Verluste in Abhängigkeit von der Belastung führten und eine starke Anfangskonstante ergaben, setzen voraus, daß der vor Erreichung des Totpunktes liegende Verlust bei Veränderung der Belastung und Füllung unverändert bleibt. Das wird einigermaßen der Fall sein bei solchen Steuerungen, deren Voreinströmung von der Füllungsveränderung nicht berührt wird (Doppelschiebersteuerungen, auslösende Ventil- und Schiebersteuerungen).

Bei zwangläufigen, einfach abschließenden Steuerungen mit veränderlicher Füllung ändert sich jedoch stets die Voreinströmung, und zwar entweder der Voreinströmungswinkel oder das lineare Voröffnen oder beide Größen. Der Einfluß dieser Veränderungen auf die Verluste mag nicht ganz unbedeutend sein, auch wenn die verschiedene Voreinströmung aus den Dampfdiagrammen gar nicht ersehen werden kann (vgl. dazu auch Art. 328). Es wird von diesen Einflüssen besonders die Konstante a berührt werden, die dadurch aufhört einigermaßen eine Konstante zu sein.

Es wird ein Änderungsgesetz von Voreinströmungswinkel und linearem Voröffnen geben, das bezüglich der Wirkung auf die vor

Erreichung des Totpunktes eintretenden Verluste einem vollkommen unveränderten Voröffnen (Winkel und lineares Voröffnen) der oben erwähnten Steuerungsarten gleichkommt, vielleicht wird es aber auch ein anderes, durch eine geeignete Scheitelkurve erfüllbares Gesetz geben, welches die Austauschverluste bei kleinen Füllungen gegenüber vollkommen unveränderlicher Voreinströmung zu verringern geeignet ist. (Ähnliche Erwägungen, wie sie in Art. 300 bezüglich der Gleichheit der vor dem Totpunkt eingelassenen Dampfmengen auf beiden Zylinderseiten angestellt sind.)

Anwendbarkeit der vorstehenden Umrechnungsverfahren auf Heißdampfmaschinen.

98. Sowohl das Umrechnungsverfahren (Art. *53* bis *76*) für unveränderliches Indikatordiagramm und verschiedene Maschinengrößen, -bauarten und -gangarten, wie auch dasjenige für verschiedene Füllungen an ein und derselben Maschine stützten sich auf Entwickelungen und Erwägungen mit Voraussetzungen, die nur bei gesättigtem Dampf zutreffend sind, für überhitzten Dampf aber ganz und gar nicht gelten, nämlich auf die Voraussetzung der Konstanz der Dampftemperatur während der Füllungsperiode und eines durch den Niederschlagsvorgang und Verdampfungsvorgang bedingten rapiden Wärmeaustauschs zwischen dem Dampf und der innersten Wandungsschicht, der von der Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf die Flächen trifft oder an den Flächen vorbeistreicht, ziemlich unabhängig ist (Art. *41*).

Bei ruhendem überhitztem Dampf findet der Wärmeaustausch sehr langsam statt und wird erst bei hohen Geschwindigkeiten lebhafter. Auf einige hierdurch bedingte Unterschiede in der Schädlichkeit von Flächen verschiedener Zugänglichkeit bei gesättigtem und überhitztem Dampf wurde schon in drei Anmerkungen zu Art. *45* hingewiesen.

Man rechnet den Wärmeübertrittskoeffizienten zwischen ruhendem gesättigtem Dampf an Metallwandungen = 6000 bis 10 000 W E pro Quadratmeter und Grad Temperaturdifferenz und Stunde. Selbst bei namhaften Geschwindigkeiten, wie sie in Überhitzern vorkommen, ist der Wärmeübertrittskoeffizient des überhitzten Dampfes noch ganz erheblich geringer wie bei ruhendem gesättigtem Dampf. Er kann bei 20 m Geschwindigkeit nur etwa = 200 W E pro Grad Temperaturdifferenz und Stunde angenommen werden. Auf diesem völlig abweichenden Verhalten des überhitzten Dampfes beruht bekanntlich vor allem seine ökonomische Überlegenheit gegenüber dem Sattdampf. Der durch Verminderung der Austauschverluste mit überhitztem Dampf erreichte Gewinn ist in der Regel noch größer wie der adiabatische Gewinn (Art. *14* nebst Anm.).

99. In der Dampfmaschine treten nun zwar zeitweise erheblich höhere Geschwindigkeiten auf, besonders während des Voreintritts bei geringer voraufgegangener Kompression. Die erste Eintrittsbewegung wird, da der Dampf nicht weiterströmen kann, wahrscheinlich noch von Oszillationen begleitet sein, welche den Wärmeaustausch im Anfange des Eintritts beleben werden. Weiteres über den Zusammenhang von Kompression und Absturzwirbel vgl. Art. *101*.

Beim Vorschreiten des Kolbens werden nur noch die Kanalwandungen einer starken Strömung ausgesetzt sein, während an den übrigen Flächen die Dampfgeschwindigkeit kaum die in Überhitzern übliche Höhe erreichen wird.

Es ist einleuchtend, daß bei der großen Bedeutung, welche die Geschwindigkeit und die Umlagerung der Dampfteile bei überhitztem Dampf für den Austausch haben, das Gesetz des Austauschs durch eine große Zahl von Umständen stark beeinflußt wird, deren Verschiedenheit bei Maschinen verschiedener Bauart für die an sich großen Austauschverluste des gesättigten Dampfes wenig ausmacht.

Nicht nur die Geschwindigkeit der Einströmung selbst, sondern auch die Richtung, in welcher der Dampf die Flächen trifft, und die Art und Weise, in welcher er seiner Geschwindigkeit durch die Form der getroffenen und bestrichenen Flächen beraubt wird, und schließlich auch die Lage der Flächen von verschiedenem Heizungs- und Oberflächenzustand in bezug auf die Einströmungsöffnung werden von großem Einfluß auf den zeitlichen und örtlichen Verlauf des Wärmeaustauschs sein.

100. Es wird also besonders die Anwendbarkeit des Umrechnungsgesetzes für Maschinen mit gleichem Indikatordiagramm, aber verschiedener Größe, Bauart und Gangart auf überhitzten Dampf in Frage gestellt sein, während das Umrechnungsgesetz für verschiedene Belastung an ein und derselben Maschine (natürlich mit anderen Konstanten) eher anwendbar bleiben wird. Wenn hier die Beibehaltung der beiden Gesetze auch für überhitzten Dampf empfohlen wird, so geschieht es nur in Ermangelung von etwas besserem.

Bei aller Verschiedenheit in den Vorgängen des Wärmeaustauschs wird doch das eine bestehen bleiben und sogar in noch verstärktem Maße bei überhitztem Dampf Geltung haben, daß der Wärmeeintritt bei Beginn der Einströmung am größten ist, nicht nur weil die innerste Schicht zu Anfang für die Wärmeaufnahme am empfänglichsten ist, sondern auch weil der Wärmeeintritt bei überhitztem Dampf durch die starke Wirbelung gefördert wird. Dieser Umstand deutet für überhitzten Dampf in Formel 27 auf eine niedere Potenz von n, in Formel 36 und 37 auf ein kleineres $k = a/b$ hin.

Was vorstehend (Art. *98* bis *100*) über die Anwendbarkeit der Umrechnungsverfahren für überhitzten Dampf gesagt ist, bezieht sich wie das bisher über Umrechnungen Gesagte auf verschiedene Maschinen und verschiedene Betriebsweisen bei gleichem Anfangszustand, also auch gleicher Überhitzung des Admissionsdampfes. Über Umrechnungen der Verluste auf verschiedene Überhitzungsgrade vgl. Art. *105* und *106*.

101. Zu der in Art. *99* nur berührten Frage des Zusammenhanges zwischen Kompression und Wärmeaustausch während der Voreinströmungsperiode ist folgendes zu sagen:

Für die bei Anfüllung des schädlichen Raumes mit Dampf auftretende Geschwindigkeit wird vor allem der Kompressionsenddruck maßgebend sein. Um diese Geschwindigkeit und den durch sie bedingten Einsturz- oder „Absturzwirbel", wie ich den Vorgang nennen möchte, klein zu halten, wird es notwendig sein, die Kompression hoch zu treiben. Andere Gründe wirtschaftlicher Art verlangen jedoch eine weniger hohe Kompression.

Da nun bei gesättigtem Dampf der Einfluß des mehr oder weniger starken Absturzwirbels nicht oder doch nur in ganz geringem Maße vorhanden ist, so folgt, daß man mit dem Kompressionsenddruck bei gesättigtem Dampf nicht über das aus anderen Gründen wirtschaftlich zweckmäßige Maß hinausgehen soll, dagegen bei überhitztem Dampf die Kompression über dieses Maß zur Verminderung des Absturzwirbels soweit steigern wird, daß sich aus dem Zusammenwirken aller dieser Umstände die günstigsten Verhältnisse ergeben.[1])

Es wird erwartet werden können, daß gerade bei Einzylindermaschinen die Wirkung des (nur bei überhitztem Dampf bedeutsamen)

[1]) Bei gesättigtem Dampf bringt eine über ein gewisses Maß hinausgehende Kompression Wärmeverluste durch Eintritt von Kompressionswärme in die Wandungen mit sich. Dieser Wärmeeintritt ist fälschlich vielfach als ein Vorteil der hohen Kompression bezeichnet. Die Kompressionswärme und Restdampfwärme ist aber mindestens ebenso wertvoll wie die Frischdampfwärme; durch Erhöhung der Kompression wird die Wärmeeingangszeit vergrößert und die Wärmeausgangszeit nicht verkürzt, weil die Wandungen in allen Fällen schon trocken sind und damit der Wärmeaustritt aus denselben aufgehört hat, lange bevor die Kompression den Wärmeaustritt verhindern kann.

Absturzwirbels stark hervortritt und eine stark unterschiedliche Wahl der Kompression bei Sattdampf und Heißdampf notwendig machen wird. Bei Verbundmaschinen reicht die Kompression im Hochdruckzylinder aus anderen Gründen schon soweit herauf, daß ein starker Absturzwirbel nicht entstehen wird.

Dieser eine sehr verschiedene Wahl der Kompression für gesättigten und überhitzten Dampf begründende Gedanke ist meines Wissens in der Literatur noch nicht ausgesprochen. Ich habe ihn durch eine noch beschränkte Zahl von Versuchen bestätigt gefunden.

Es gibt noch ein anderes Mittel, den Absturzwirbel zu mildern, nämlich eine frühzeitige gedämpfte Voreinströmung. Bei Schiebersteuerungen kann sie durch eine passend liegende kleine Öffnung im Schieberspiegel oder durch entsprechende Profilierung der abschneidenden Kanten erreicht werden, bei Ventilsteuerungen durch nicht ganz dicht schließende Deckungsringe (vgl. Führer 48, 33) an den Einlaßventilen.

Solche Öffnungen zum frühzeitigen gedämpften Voreintritt sind schon mehrfach ausgeführt, ob in der Absicht, den Absturzwirbel bei mäßiger, nach anderen ökonomischen Rücksichten gewählter Kompression zu vermindern oder nur, um bei mäßiger Kompression den Druckwechsel zu verlegen, kann nicht gesagt werden, doch muß aus den vorstehenden Betrachtungen gefolgert werden, daß das frühzeitige gedämpfte Voröffnen (da es an sich, d. h. ohne Rücksicht auf den Absturzwirbel, unökonomisch ist) nur bei Maschinen mit namhafter Überhitzung eine Dampfersparnis durch Minderung des Absturzwirbels bringt.

Anwendbarkeit der vorstehenden Umrechnungsverfahren auf Verbundmaschinen.

102. Die Umrechnungen der Verluste von Verbundmaschine zu Verbundmaschine können mit nahezu gleich guten Aussichten auf Richtigkeit der Ergebnisse bei Einführung anderer Konstanten nach den in den Art. *53* bis *76* und *77* bis *95* gegebenen Regeln vorgenommen werden, wenn die Maschinen mit gesättigtem Dampf von gleichem Anfangsdruck betrieben und betrieben gedacht werden.

Aber auch für den Vergleich und die Umrechnung von Maschinen mit (untereinander gleicher) Überhitzung sind die Aussichten, daß die aufgestellten Regeln einigermaßen Gültigkeit behalten, nicht so ungünstig wie für Einzylindermaschinen. Denn der Niederdruckzylinder erhält bei den üblichen Überhitzungen meist schon gesättigten oder doch nur sehr schwach überhitzten Dampf, und im Hochdruckzylinder ist der Absturzwirbel wegen der hochreichenden Kompression gering.

103. Wenn auch bei Verbundmaschinen die den Wärmeaustausch beeinflussenden Größen viel zahlreicher sind wie bei Einzylindermaschinen und eine mehr summarische Behandlung im Interesse der Einfachheit geboten erscheint, so wird doch die Aussicht im Gesamtverbrauch pro PS_i-Stunde, das Richtige zu treffen, kaum geringer sein wie bei Einzylindermaschinen, weil die Austauschverluste viel geringer sind wie bei Einzylindermaschinen: Ein Fehler im Gesetz der Abhängigkeit der Austauschverluste von den vielen Einzelgrößen wird wegen des starken Anteils des adiabatischen Verbrauchs am Gesamtverbrauch, wenn ein Wert durch einen Versuch festliegt, nicht so viel ausmachen.

Der Völligkeitsverlust ist selbst bei der in Art. *30* Anmerkung gegebenen eingeschränkten Begriffsbestimmung größer wie bei Einzylindermaschinen und nimmt auch bei stärkerer Belastung, absolut genommen, stärker zu, daher wird in Gleichung 36 und 37 das Verhältnis $b/a = k$ größer einzuführen sein, wie in Art. *87* angegeben. Wenn es nicht durch einen zweiten Versuch ermittelt ist, möge es $= 0{,}1$ bis $0{,}15$ für gesättigten Dampf und $= 0{,}09$ bis $0{,}12$ für überhitzten Dampf gesetzt werden.

Was hier in Art. 102 und 103 gesagt ist, gilt wieder nur für gleiche Zustände des Admissionsdampfes, für andere Überhitzungen und andere Admissionsdrucke gilt (weniger zuverlässig) das in Art. *105* und *107* sowie *111* und *112* Gesagte.

104. Beispiel 1: Eine mit gesättigtem Dampf betriebene Verbundmaschine mit $s = 0{,}8$ m, ($D_h = 0{,}4$ m, $D_n = 0{,}75$ m), $n = 135$, $p = 12$ Atm. $p_3 = 0{,}20$ möge bei einem reduzierten indizierten Druck von $p_{i\,red.} = 2{,}0$ einen Dampfverbrauch von 6,2 kg pro PS_i-Stunde ergeben haben. Es soll der voraussichtliche Verbrauch einer erheblich größeren Maschine von 1,3 m Hub ($D_h = 0{,}6$ m, $D_n = 1$ m) und 90 Touren bei ähnlicher Bauart und gleichem p, p_3 und p_i berechnet werden.

Nach Art. *11* hat eine solche Maschine einen adiabatischen Verbrauch von 4,32 kg. Die Verluste betragen also $= 6{,}2 - 4{,}32 = 1{,}88$ kg pro PS_i-Stunde $= C_b$. Nach dem abgekürzten Verfahren Art. *74* ergibt sich Φ_i aus der Gleichung:

$$1{,}88 = \Phi_i \frac{O_r}{F} \frac{1}{0{,}8} \frac{1}{135^k}.$$

Mit $O_r/F = 4{,}6$ und $k = 0{,}6$ wird $\Phi_i = 6{,}21$.

Hiermit wird für die größere Maschine mit einem $O_r/F = 4{,}4$:

$$C_b = 6{,}21 \cdot 4{,}4 \, \frac{1}{1{,}3} \, \frac{1}{90^{0{,}6}} = 1{,}42 \text{ kg}.$$

Also $C_i = C_{as} + C_b = 4{,}32 + 1{,}42 = 5{,}74$ kg.

Beispiel 2: Es soll der voraussichtliche Verbrauch der ersten Maschine bei einer niedrigeren Belastung $p_{i\,red.} = 1{,}2$ bestimmt werden mit $k = 0{,}12$. Nach Gleichung 8 S. 352 wird

$\frac{\beta}{\varepsilon} = \frac{1{,}2 + 0{,}2}{12} = 0{,}1167$; gemäß Art. *11* ist $0{,}1167 \cdot 300$ mm $= 35{,}01$ mm.

In der Funktionsskala S. 353 wird durch Abmessen von 35,01 mm gefunden $\varepsilon = 32{,}3$ und damit, indem $\mathfrak{v}$ nach S. 350 für 12 Atm. $= 0{,}168$ ist:

$$C_{as} = \frac{27}{0{,}168 \cdot 1{,}2 \cdot 32{,}3} = 4{,}15 \text{ kg}.$$

Mit Hilfe des oben für $p_i = 2{,}0$ gefundenen $C_b = 1{,}88$ wird a bestimmt aus Gleichung 37:

$$1{,}88 = a\left(\frac{1}{2{,}0} + 0{,}12 \cdot 4{,}32\right), \qquad a = 1{,}846;$$

damit wird dann für $p_{i\,red.} = 1{,}2$:

$$C_b = 1{,}846\left(\frac{1}{1{,}2} + 0{,}12 \cdot 4{,}15\right) = 2{,}46 \text{ kg und}$$

$$C_i = 4{,}15 + 2{,}46 = 6{,}61 \text{ kg}.$$

Umrechnung auf Überhitzung und auf andere Überhitzungsgrade.

105. Die unsichtbaren Verluste für überhitzten Dampf findet man, wenn man den für gesättigten Dampf gefundenen Verlust mit dem Werte τ multipliziert, den ich für Einzylindermaschinen mit Kondensation setze:

$$\tau = \frac{t_s}{t_s + (\alpha + \beta\, t_{ü})\, t_{ü}} \tag{40}$$

mit der Bedeutung von t_s und $t_{ü}$ auf S. 349. α und β sind hierin zwei Koeffizienten, welche nach einer noch beschränkten Zahl von Versuchen gesetzt werden können: $\alpha = 0{,}35$; $\beta = 0{,}001$.

Für Verbundmaschinen kann gesetzt werden:

$$\tau = \frac{t_s}{t}. \tag{41}$$

Die Umrechnung hat sich bei Einzylindermaschinen nur auf die unsichtbaren Verluste zu erstrecken, bei Verbundmaschinen auf die ganzen Verluste, d. h. auf die Differenz zwischen gemessenem und adiabatischem Verbrauch.

Es muß besonders darauf hingewiesen werden, daß der Faktor τ nur die Verminderung der Austauschverluste mit der Überhitzung zum Ausdruck bringt und daß die rein theoretische Ersparnis besonders zu berechnen ist (Art. *13* bis *28*).

Es scheint verlockend, diese Formel für die Verminderung der Austauschverluste durch Überhitzung zu vereinigen mit der Ersparnisformel für adiabatischen Verbrauch zu einer Regel von vielleicht großer Einfachheit. Man muß jedoch bedenken, daß der adiabatische Verbrauch ganz unabhängig ist von dem Verhältnis O_r/F, von der Größe der Maschine, dem Hub und der Tourenzahl, und daß die Einführung von Mittelwerten für alle diese Größen in die Formel für die Austauschverluste die Brauchbarkeit der zusammengesetzten Formel sehr beeinträchtigen würde. Aus der Verschiedenartigkeit der beiden Ursachen des ökonomischen Gewinns der Überhitzung folgt auch, daß die ziemlich eingebürgerte Faustregel: „für je 7^0 mehr oder weniger Überhitzung 0,1 kg weniger oder mehr Dampfverbrauch pro PS_i-Stunde“ keinen Anspruch auf einigermaßen allgemeine Geltung machen kann.

106. Ein Bedürfnis zur Umrechnung des Verbrauchs von einer Überhitzungshöhe auf eine andere besteht häufig für Auseinandersetzungen zwischen Lieferant und Käufer, wenn die vertragsmäßig vorausgesetzte Überhitzung im Garantieversuch nicht erreicht wurde.

Beispiel: Für eine Einzylindermaschine mit Kondensation und $n = 145$, $s = 0{,}7$ m, $D = 0{,}45$ m, $p = 6{,}5$ Atm. abs., $p_3 = 0{,}21$ sei bei einem $p_i = 2{,}5$ und bei einer Überhitzung von 300^0, entsprechend einer Übertemperatur $t_ü = 300 - 161{,}1 = 138{,}9^0$, ein Dampfverbrauch von 6,0 kg pro PS_i-Stunde garantiert. Das entspricht einem Wärmeverbrauch von $W_i = i\ 6{,}0$ W E. Nach Art. *16* wird gefunden $i = 594{,}7 + 0{,}477 \cdot 300 - 0{,}62 \cdot 6{,}5 = 741{,}8$; und somit $W_i = 741{,}8 \cdot 6{,}0 = 4450{,}8$ W E.

Im Versuch möge im Durchschnitt durch die (von einem anderen Lieferanten herrührende) Kessel- und Überhitzeranlage nur eine Dampftemperatur von $277{,}1^0$, entsprechend einer Übertemperatur von $116{,}0^0$, erreicht sein. Es soll bestimmt werden, welcher Verbrauch bei der niedrigeren Temperatur den Garantiebedingungen entsprechen würde mit der Erwartung, daß bei Änderung der Überhitzeranlage und Erreichung der gewünschten Überhitzung der garantierte Verbrauch eintreten wird.

Die adiabatische Wärmeersparnis, welche von der Größe, Bauart und Gangart der Maschine unabhängig ist, ergibt sich nach Art. *14* bei einer Dampftemperatur von 300^0 oder einer Übertemperatur von $138{,}9^0$ zu

$$E = \frac{138{,}9}{100}\left(2{,}5 + 22\,\frac{2{,}5-0{,}3}{6{,}5+10}\,\frac{138{,}9}{100}\right) = 9{,}13\ \%.$$

Bei der im Versuch erreichten Temperatur kann gegenüber Sattdampf eine adiabatische Ersparnis erwartet werden von

$$E = \frac{116}{100}\left(2{,}5 + 22\,\frac{2{,}5-0{,}3}{6{,}5+10}\,\frac{116}{100}\right) = 6{,}85\ \%$$

von dem adiabatischen Sattdampfverbrauch. Dieser wird wieder mit der Funktionsskala Art. *9* und *10* bestimmt. Es ist

$$\frac{\beta}{\varepsilon} = \frac{2{,}5+0{,}21}{6{,}5} = 0{,}417; \quad 300\,\frac{\beta}{\varepsilon} = 300\cdot 0{,}417 = 125{,}1.$$

Die Funktionsskala ergibt $\varepsilon = 6{,}29$; damit wird, indem $\mathfrak{v} = 0{,}299$ ist:

$$C_{as} = \frac{27}{0{,}299\cdot 2{,}5\cdot 6{,}29} = 5{,}74\ \text{kg},$$

oder da λ nach Hütte, 21. Aufl. Bd. 1 S. 435, $= 661{,}1$ ist, der adiabatische Wärmeverbrauch für gesättigten Dampf $W_{as} = 5{,}74\cdot 661{,}1 = 3796$ W E.

Die adiabatische Ersparnis in Wärmeeinheiten beträgt also bei 300^0 gegenüber Sattdampf $0{,}0913\cdot 3796 = 347$ W E, während sie bei $277{,}1^0$ nur $0{,}0685\cdot 3796 = 260$ W E beträgt. Der Unterschied $347-260 = 87$ W E stellt den durch die geringere Überhitzung bedingten adiabatischen Mehrverbrauch dar. Ohne den Einfluß der Überhitzung auf die Austauschverluste usw. würde der Wärmeverbrauch infolge der geringeren Überhitzung also steigen auf $4450{,}8 + 87 = 4537{,}8$ W E.

Um die Veränderung der Austauschverluste durch die veränderte Überhitzung zu finden, bestimmt man zunächst die in der Garantiezahl enthaltenen Verluste. Der adiabatische Verbrauch ist $3796\,(1-0{,}0913) = 3449$. Der Völligkeitsverbrauch werde auf Grund von Indikatordiagrammen $= 2{,}5\ \%$, der Totraumverbrauch unter Berücksichtigung der Größe des schädlichen Raumes $= 5{,}5\ \%$ geschätzt. Dann ist der Verbrauch in einer normal gesteuerten Maschine mit wärmefesten Wandungen bei dem der Garantie zugrunde liegenden Zustande des Admissionsdampfes $= 3449\,(1 + 0{,}025 + 0{,}055) = 3725$, also die zugrunde liegenden sonstigen Verluste $4450{,}8 - 3725 = 725{,}8$ W E. Diese ändern sich durch die geringere Überhitzung im Verhältnis $\tau_g : \tau_v$, wenn τ_g das τ mit der der Garantie zugrunde liegenden Temperatur ist, τ_v das τ mit der im Versuch erreichten Temperatur. Also wird nach Formel 40 Art. *105* der voraussichtliche Verlust C_v im Garantieversuch, wenn die Garantie erfüllt sein soll:

$$C_v = 725{,}8\,\frac{161{,}1 + (0{,}35 + 0{,}001\cdot 138{,}9)\,138{,}9}{161{,}1 + (0{,}35 + 0{,}001\cdot 116)\,116} = 772{,}3\ \text{W E}.$$

Der Mehrverlust wird also $772{,}3 - 725{,}8 = 46{,}5$ W E.

Im ganzen beträgt also der voraussichtliche Wärmeverbrauch nach der Garantie

$$4450{,}8 + 87 + 46{,}5 = 4584{,}3 \text{ WE.}$$

Mit dem Wärmeinhalt des Dampfes im Versuch

$$i = 594{,}7 + 0{,}477 \cdot 277{,}1 + 0{,}62 \cdot 6{,}5 = 730{,}9$$

wird der umgerechnete Garantiedampfverbrauch $= 4584{,}3/730{,}9 = 6{,}27$ kg pro PS_i-Stunde.

Die oben angegebene und beanstandete Faustformel ergibt bei der Mindertemperatur von $300 - 277{,}1 = 22{,}9^0 = 7 \cdot 3{,}27^0$ einen umgerechneten Garantieverbrauch von $6{,}00 + 0{,}1 \cdot 3{,}27 = 6{,}327$, was mit dem Vorstehenden (mehr zufällig) einigermaßen übereinstimmt.

Umrechnung auf andere Admissionsdrucke und Ausschubgegendrucke.

107. Die Umrechnung der unsichtbaren Verluste auf andere Grenzdrucke ist sehr unsicher. Bei gesättigtem Dampf hat man früher die Verluste durch inneren Wärmeaustausch der Differenz zwischen der Temperatur des Admissionsdampfes und der mittleren Temperatur der Wandung proportional gesetzt. Das Gesetz scheint aber selbst für gesättigten Dampf nicht recht zu passen und für Auspuffmaschinen gegenüber Kondensationsmaschinen zu günstig zu sein. Der Einfluß des Zeitpunktes des Trockenwerdens der Wandungen, nach welchem die Abkühlung bis zum Beginn der Wärmezuführung fast gleich Null ist, ist dabei zweifellos sehr bedeutend und wird durch die Temperaturbeziehung vor allem wegen der Unmöglichkeit, die mittlere Wandungstemperatur zu bestimmen, nicht richtig berücksichtigt.

Die Frage des Einflusses des Ausschubgegendruckes auf die Austauschverluste ist nicht nur für die Übertragung der bei Maschinen mit Kondensation gefundenen Ergebnisse auf Auspuffmaschinen und für die umgekehrte Übertragung von Interesse, sondern hat neuerdings auch wegen der zunehmenden Anwendung von Gegendruckmaschinen mit Abdampfverwertung an Bedeutung gewonnen. Sie muß heute noch als eine ziemlich offene angesehen werden, und es ist zu wünschen, daß Versuche bald größere Klarheit schaffen.

Der Wirkungssinn des Admissionsdruckes auf die unsichtbaren Verluste ist derart, daß mit steigendem Admissionsdruck die Verluste zunehmen, so daß der adiabatische Gewinn einer Druckerhöhung durch die Zunahme der Verluste wieder geschmälert, bei kleinen Leistungen und bereits hohem Druck unter Umständen sogar aufgehoben wird.

Der Einfluß scheint bei normalen Leistungen ungefähr durch einen Faktor $\sqrt{p+a}$ zum Ausdruck zu kommen, in welchem, vorbehaltlich der Bestätigung durch weitere Versuche, a bei Einzylindermaschinen mit Kondensation $= 2$, bei Verbundmaschinen $= 5$ gesetzt werden mag. Da die Größe des Absturzwirbels von der Höhe des Admissionsdruckes mit abhängt, wird nach Art. *101* eine genauere Regel über den Einfluß von p für überhitzten Dampf auch den Kompressionsenddruck enthalten müssen.

Absolute Verlustformel.

108. In den voraufgehenden Artikeln ist gezeigt, wie man unter Benutzung naheliegender Stützpunkte die unsichtbaren Verluste für einen neuen Fall berechnen kann. Daß es heute kaum möglich ist, ohne solche Sondergrundlagen, von welchen alle für die Umrechnung wichtigen Einzelheiten bekannt sein müssen, die Verluste zu bestimmen, wurde schon oben (Art. *40* bis *42*) hervorgehoben. Es darf daher nicht wundernehmen, wenn in den nachstehenden Formeln die Konstanten in weiten Grenzen offen gelassen werden, besonders nicht, wenn man beachtet, was in Art. *46* bis *49* über die Unsicherheit des Einflusses des verschiedenen Oberflächen- und Heizungszustandes sowie des Einflusses der Beströmungsart und der Lage der schädlichen Flächen gesagt ist.

Absolute Verlustformeln, welche ohne Bezugnahme auf einen naheliegenden Sonderfall die Verluste zu bestimmen gestatten, sind aber einmal für den Schulgebrauch erwünscht, dann aber auch für Überschlagsrechnungen und Vergleiche nicht zu entbehren. Eine solche absolute Verlustformel sei hier zum Schluß gegeben mit dem Hinzufügen, daß dieselbe auch allen Umrechnungsformeln Art. *53* bis *107* hätte vorausgeschickt werden können. Das könnte vielleicht als das Natürlichere erscheinen, indem es dann nur nötig gewesen wäre, beim Übergang von einer Maschine zu einer anderen, diejenigen Variablen als Konstante zu betrachten, welche beim Vergleich als unverändert angenommen werden. Der umgekehrte Weg ist gewählt, um das Maß der Gültigkeit der einzelnen Umrechnungsformeln klarer hervorheben zu können und eine allzu freie Benutzung der absoluten Formel zu verhindern.

Man mag die Verluste durch Wärmeaustausch, äußere Abkühlung, Lässigkeit bei gutem Dichtungszustand setzen in Wärmeeinheiten pro PS_i:

$$W_v = \tau M \frac{O_r}{F} \sqrt{p+2} \, \frac{1}{s} \, \frac{1}{n^k} \left(\frac{1}{p_i} + 0{,}5 \right). \qquad \textbf{(42)}$$

O_r/F hat hier die in Art. *49* angegebene Bedeutung, s ist in Metern, p_i und p in Atmosphären einzuführen. p_i bedeutet hier einen mittleren indizierten Druck in der Nähe der Normalleistung (etwa nach Art. *3*), da das Gesetz der Abhängigkeit der Verluste von der Leistung in der Formel nur ganz roh angegeben ist. Umrechnungen für andere p_i können nach Art. *87* bis *95* vorgenommen werden. Man behandelt dabei den nach der Formel 42 gefundenen Wert ganz wie ein Versuchsergebnis, nachdem man aus dem Wärmeverlust W_v den Dampfverlust C_v durch Division durch λ oder i berechnet hat.

τ hat die in Art. *105* angegebene Bedeutung und ist für gesättigten Dampf $= 1$.

Für den Exponenten k mag man, bis er genauer festgestellt ist, 0,6 einführen und die Tabelle auf S. 388 benutzen.

109. M ist eine Konstante, welche man unter Voraussetzung guter Oberflächenzustände der schädlichen Flächen setzen kann bei Einbau der Steuerorgane in die Deckel oder einer ähnlich günstigen Einbauweise $= 1000$ bis 1200, sonst $= 1200$ bis 1500. Die Vorteile des Deckeleinbaues kommen zwar schon in dem niedrigen O_r zum Ausdruck, so daß eine verschieden große Konstante nicht gerechtfertigt erscheint. Versuchsergebnisse deuten jedoch darauf hin, daß der Deckeleinbau einen hierüber hinausgehenden günstigen Einfluß hat.

Durch die Wahl der Konstanten M mag man auch bei der sogenannten Gleichstrommaschine einen etwa anerkannten Nutzen der Strömungsrichtung im Zylinder berücksichtigen. Die Vorzüge der Hinausverlegung des Auslasses aus dem Füllraum und der Einbau der Einlaßorgane in die Deckel (denen ich in einem gleich nach Bekanntwerden des Systems veröffentlichten Aufsatz, Ztschr. d. V. d. Ing. 1909 S. 1558, den Hauptanteil an dem Erfolg zuschrieb) sind schon in dem kleinen O_r/F und in der besonderen für Deckeleinbau der Steuerorgane oben allgemein eingeführten Herabsetzung der Konstanten M berücksichtigt. Der Nutzen des durch die reichlichen Auslaßquerschnitte bedingten niedrigeren Gegendruckes p_3 kommt bei Bestimmung des adiabatischen Verbrauchs zum Ausdruck. Den weiteren Gewinn durch die Strömungsrichtung schätze ich auch heute noch nach den inzwischen gemachten Erfahrungen gering ein; um eine Zahl zu nennen, kleiner wie $^1/_{10}$ kg pro PS_i-Stunde Den Gewinnen durch Mittel, welche nicht auch bei gewöhnlicher Steuerung anwendbar sind, steht der Nachteil des Zwanges des Kompressionsweges gegenüber, der nur dann nicht zu einer Steigerung des Verlustes C_t und der vor dem Hubwechsel fallenden Wärmeverluste führt, wenn das Vakuum besonders gut oder die Überhitzung hoch ist (vgl. diesen Anhang Art. *32*, ferner vorne Art. 454 bis 464). Für Auspuffmaschinen ist wegen der großen Totraumverluste das System zu verwerfen.

110. Die Anwendung der Formel werde noch an dem Beispiel der Hauptaufgabe erläutert: M werde bei dem vorausgesetzten Deckeleinbau = 1100 geschätzt. O_r/F wurde in Art. *50* = 3,906 gefunden. Es ist also

$$W_v = \tau\, 1100 \cdot 3{,}906 \sqrt{7+2}\,\frac{1}{0{,}6}\,\frac{1}{130^{0{,}6}}\left(\frac{1}{2{,}6}+0{,}5\right) = \tau\, 1024.$$

Indem τ für gesättigten Dampf = 1 wird, betragen die unsichtbaren Wärmeverluste 1024 WE und die unsichtbaren Dampfverluste $1024/\lambda = 1024/662 = 1{,}547$ kg $= C_v$.

Für überhitzten Dampf von 320° und 7 Atm. ist $t_{ü} = 320 - 164 = 156$ und nach Art. *105*:

$$\tau = \frac{164}{164 + (0{,}35 + 0{,}001 \cdot 156)\, 156} \doteq 0{,}704.$$

Hiermit wird $W_v = 1024 \cdot 0{,}704 = 720{,}9$ WE. Mit $i = 743{,}5$ (nach Art. *16*) wird $C_v = 720{,}9/743{,}5 = 0{,}9696$ kg.

C_a wurde in Art. *16* = 4,45 gefunden, C_u und C_t werden in Anlehnung an Art. *31* und *32* = $(0{,}025 + 0{,}0407)\ C_a$ geschätzt. Damit wird der Verbrauch an überhitztem Dampf pro PS_i-Stunde:

$$C_i = 4{,}45\,(1 + 0{,}025 + 0{,}0407) + 0{,}9696 = 5{,}712 \text{ kg}.$$

Der Wärmeverbrauch für die PS_i-Stunde ist also

$$W_i = 5{,}712 \cdot 743{,}5 = 4247 \text{ WE}.$$

Absolute Verbrauchsformel für Verbundmaschinen.

111. Es muß von vorneherein hervorgehoben werden, daß von einer kurzen Formel, welche nur wenige der außerordentlich zahlreichen Größen enthält, welche in Verbundmaschinen einen sehr verwickelten Einfluß auf den Dampfverbrauch haben, keine allgemein zutreffenden Ergebnisse erwartet werden können. Es muß auch hier auf die Umrechnung von Versuchsergebnissen ähnlicher Maschinen nach den vorstehend besprochenen Verfahren verwiesen werden.

Immerhin dürfte die nachstehende Formel, so gut es überhaupt ohne Auftragung der Arbeits- und Dampfraumdiagramme möglich ist, für Überschlagsrechnungen und für die allgemeine Beurteilung des Einflusses der Hauptgrößen brauchbare Resultate liefern, die mehr befriedigen wie die zurzeit bestehenden Regeln und Formeln. Man setze:

$$C_i = C_a + \tau \frac{M}{i}\left[0{,}35 + \frac{O_r}{F}\sqrt{p+5}\,\frac{1}{s}\,\frac{1}{n^{0,6}}\left(\frac{1}{p_i} + 0{,}5\right)\right]. \qquad \textbf{(43)}$$

Für gesättigten Dampf wird $C_a = C_{as}$; $\tau = 1$; $i = \lambda$. Für O_r/F sind die Verhältnisse des Niederdruckzylinders einzuführen unter der Voraussetzung, daß die des Hochdruckzylinders nicht wesentlich andere sind (wenn bei überhitztem Dampf am Hochdruckzylinder die Heizung fehlt, während sie am Niederdruckzylinder vorhanden ist, soll das als keine wesentliche Abweichung angesehen werden).

Bezüglich p_i gilt das gleiche wie in Art. *108*. Wenn die Belastung, für welche der Verbrauch bestimmt werden soll, erheblich von der normalen abweicht, ist zunächst der Verbrauch mit einem Normalleistungs-p_i zu berechnen und darauf eine Umrechnung nach Art. *102* bis *104* vorzunehmen.

M kann gesetzt werden: bei Einbau der Steuerorgane in die Deckel oder einer ähnlich günstigen Einbauweise = 400 bis 500, sonst bei gutem Oberflächenzustand der schädlichen Flächen = 500 bis 800.

Dabei ist ein mäßiger Spannungsabfall beim Austritt des Dampfes aus dem Hochdruckzylinder vorausgesetzt. Der direkte Verlust durch einen stärkeren Spannungsabfall (sogenannter Dreiecksverlust) ist zwar nicht groß, doch werden die Innenflächen des Receivers um so mehr zu schädlichen, je stärker die (besonders durch den Spannungsabfall bedingten) Druckschwankungen sind. Ein kleiner Spannungsabfall ist bei Verbundmaschinen mit Kurbelversatz wahrscheinlich sogar nützlich durch Verminderung der Austauschverluste im Hochdruckzylinder. Daß die Triebwerkskräfte durch den Spannungsabfall vermindert werden, ist selbstverständlich.

112. Beispiel: Tandemmaschine mit Ventilsteuerung und gewöhnlicher Einbauweise der Steuerorgane, $p = 12$ Atm.; $p_3 = 0{,}20$ (Druck im Kondensator 0,15); $p_i = 2{,}0$; $s = 0{,}7$; $n = 150$; ($N_i = 500$ PS$_i$). Der Dampfverbrauch ist zu bestimmen zunächst für gesättigten Dampf. Nach Art. *11* ist für die gleichen Voraussetzungen $C_{as} = 4{,}32$ gefunden. O_r/F sei $= 4{,}85$ ermittelt, M mit Rücksicht auf die Steuerungsart = 600 geschätzt, dann ist:

$$C_i = 4{,}32 + 1\,\frac{600}{668{,}1}\left[0{,}35 + 4{,}85\sqrt{12+5}\,\frac{1}{0{,}7}\,\frac{1}{150^{0,6}}\left(\frac{1}{2} + 0{,}5\right)\right];$$

$$C_i = 4{,}32 + 1\,\frac{600}{668{,}1}\,1{,}764 = 4{,}32 + 1{,}59 = 5{,}91 \text{ kg}.$$

Wenn der Dampf auf 320^0 überhitzt ist, beträgt die adiabatische Wärmeersparnis (nach Art. *11* Schluß) 6,34 %. Der adiabatische Verbrauch an überhitztem Dampf wird demgemäß:

$$4{,}32\,(1-0{,}0634)\,\frac{\lambda}{i}=4{,}32\cdot 0{,}9366\,\frac{668{,}1}{740{,}7}=3{,}650 \text{ kg};$$

τ wird nach Gleichung 41 $= 186{,}9/320$ und damit

$$C_i=3{,}65+\frac{186{,}9}{320}\,\frac{600}{740{,}7}\,1{,}764=4{,}48 \text{ kg}.$$

Der Wärmeverbrauch, auf den es im Betriebe ankommt, ist hiernach für gesättigten Dampf $=\lambda\, C_{is}=668{,}1\cdot 5{,}91=3948{,}5$ W E und für überhitzten Dampf $i\, C_{iü}=740{,}7\cdot 4{,}48=3318{,}3$ W E für die indizierte Pferdekraftstunde.

113. Für den Verbrauch im laufenden Betriebe und auch für die Kondensator- und Luftpumpenbemessung sind in allen Fällen Zuschläge zu den errechneten Verbrauchswerten zu machen, da überall in diesem Werk ein tadelloser Zustand der Maschine vorausgesetzt ist (vgl. Art. *72*), der nicht dauernd erhalten bleibt.

Bei einigermaßen sorgsamer Aufsicht und Instandhaltung ist der durch den Maschinenzustand bedingte Mehrverbrauch jedoch besonders bei Ventilmaschinen gar nicht so groß, wie häufig angenommen wird. Der große Mehrverbrauch, der oft im Betriebe gefunden wird, ist in der Regel auf ganz andere Ursachen zurückzuführen, wie ungünstige Belastung, Abkühlung in unbenutzten oder schwach durchströmten Rohrleitungen, blasende Kondenstöpfe usw.

Einen nicht durch die Maschine selbst bedingten, aber an ihr in Erscheinung tretenden Einfluß muß man bei Abschätzung des Betriebsverbrauchs in Anlagen, die mit überhitztem Dampf betrieben werden, von vorneherein berücksichtigen, daß nämlich die im Garantieversuch erreichte Überhitzung oft durch Verrußung der Überhitzer stark zurückgeht und damit auch der Wärmeverbrauch der Dampfmaschinen steigt.

Daß die Hauptverluste im Betriebe gegenüber den erreichten Garantieresultaten weniger im Dampfverbrauch wie im Kohlenverbrauch infolge ungünstiger Belastung der Kessel und schlechter Bedienung der Feuerung zu suchen sind, sei hier nur nebenbei erwähnt.

Bei Berechnung des Wärmeverbrauchs wurde überall der Wärmeinhalt (die Erzeugungswärme) von 0^0 ab gerechnet. Im Betriebe steht aber stets Wasser von höherer Temperatur zur Verfügung. Ohne große Vorkehrungen (Ekonomiser) gelingt es in der Regel leicht, durch kleine Hilfsmittel die Temperatur des Speisewassers auf 40 bis 50° zu bringen, wodurch die Erzeugungswärme im Kessel nicht unerheblich vermindert wird.

Dies ist auch nicht ganz ohne Bedeutung für die Beurteilung des betriebsmäßigen Gewinns durch Überhitzung. Das Verhältnis des Wärmeverbrauchs pro PS_i-Stunde bei überhitztem und gesättigtem Dampf beträgt von 0° ab gerechnet für das vorstehende Beispiel:

$\frac{668,1 \cdot 5,91}{740,7 \cdot 4,48} = 1,19$ und von 50° ab gerechnet $\frac{(668,1 - 50)\,5,91}{(740,7 - 50)\,4,48} = 1,18.$

Anhang IX.

Die Funktionsskala.

Ihre Aufstellung im allgemeinen und ihre Verwendung für thermodynamische Vorgänge.

1. Die Hilfsmittel, deren sich der Ingenieur bedient, um nicht jede Rechnung selbst ganz durchführen zu müssen, sind dreierlei Art: die Zahlentabelle, die Kurventafel und — die Funktionsskala. Mit diesem letzten neuen Namen möge die in nachfolgendem näher besprochene Form der Funktionsdarstellung benannt werden.

Durch den besonderen Namen wird sie sich deutlicher von der Darstellungsform der Kurventafel unterscheiden lassen.

Wie sich noch zeigen wird, kommen auch bei den Funktionsskalen Kurven vor, die jedoch in der Regel keine Funktionen darstellen, sondern nur zur Verbindung gleichartiger Teilpunkte mehrerer Funktionsskalen dienen. Tafeln mit solchen Kurven mögen nicht als Kurventafeln bezeichnet werden; vielmehr soll dieser Name ausschließlich für die Darstellung von Funktionen in Koordinaten reserviert bleiben.

2. Während bei der Funktionsdarstellung durch Kurven beide Veränderliche durch Längen (Koordinaten) ausgedrückt werden und mit Längenmaßstäben meßbar sind, wird in der Funktionsskala nur eine der beiden Veränderlichen, die als **Maßgröße** bezeichnet werden möge, durch Längen zur Darstellung gebracht. Die andere Veränderliche, die **Teilungsgröße** genannt werden möge, wird durch Teilpunkte (Teilstriche) mit Zahlenbeischriften auf der Linie der Maßgröße ausgedrückt.