kesselversuchsbedingungen. Bei einzelnen Anlagen verdient vermöge der Vertragsbestimmungen der eine oder andere Teil der Anlage besonderes Interesse und wurde alsdann nur dieser einer eingehenden Prüfung unterzogen. Für die Untersuchungen selbst gelten die Grundsätze und Anleitungen, welche von dem Verein Deutscher Ingenieure, dem Internationalen Verbande der Dampfkesselüberwachungsvereine und dem Verein Deutscher Maschinenbauanstalten festgestellt sind; dieselben sind in obigen Ausführungen in allen Hauptmomenten berücksichtigt worden. Um dem Leser ein Urteil über gute und schlechte Maschinen zu gewähren, haben naturgemäß auch die Prüfungen an letzteren Aufnahme gefunden.

II. Theoretischer Teil.

Die indizierte oder theoretische Leistung einer Dampfmaschine ist die Arbeit, welche der Dampf direkt auf den Kolben bei normaler Tourenzahl bzw. Kolbengeschwindigkeit überträgt. Diese Leistung ist aus den Indikatordiagrammen zu berechnen. Die Art der Dampfverteilung, wie dieselbe aus dem Diagramm hervorgeht, ist im Abschnitt IV, S. 38 näher besprochen. Die Reibungswiderstände der Maschinenteile kommen bei der indizierten Leistung nicht zur Geltung. Die mittlere Spannung p_r zur Überwindung der Reibungswiderstände ist nach Werner:

(5) . . . . $$p_r = 0{,}08 \, . \, (2{,}35 + p_i),$$

woselbst p_i die mittlere indizierte Spannung bedeutet.

Bezeichnet n die Tourenzahl, s den Kolbenhub in Meter, O die wirksame Oberfläche des Kolbens in Quadratmeter, so ist die indizierte Leistung der Dampfmaschine gegeben durch:

(6) . . . $$N_i = \frac{O \, . \, 10000 \, . \, p_i \, . \, 2 \, . \, s \, . \, n}{60 \, . \, 75} = 4{,}444 \, . \, p_i \, . \, O \, . \, n \, . \, s.$$

Es sei d der innere Durchmesser des Zylinders, d_s der Durchmesser der Kolbenstange in Meter, so gilt für die wirksame Kolbenfläche:

(7) . . . . . $$O = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 = \frac{\pi}{4} \, (d^2 - d_s^2).$$

Ist die Kolbenstange nicht durchgehend oder hat dieselbe auf einer Seite einen anderen, kleineren Durchmesser wie d_s, so ist die wirksame Kolbenfläche auf beiden Seiten verschieden. Ist O_k bzw. O_d die Kolbenfläche auf der Kurbel- bzw. Deckelseite, so sind die indizierten Pferdestärken $(N_i)_k$ und $(N_i)_d$ (entsprechend den mittleren indizierten Spannungen $(p_i)_k$ und $(p_i)_d$):

(8a) . . . . . . $$(N_i)_k = 2{,}222 \, (O)_k \, . \, n \, . \, s \, . \, (p_i)_k$$

und

(8b) . . . . . . $$(N_i)_d = 2{,}222 \, (O)_d \, . \, n \, . \, s \, . \, (p_i)_d.$$

In den meisten Fällen ist es am besten, das Mittel von $(p_i)_i$ und $(p_i)_d$ zu nehmen.

Gut konstruierte Maschinen sollen auf dem Vor- und Rückgange des Kolbens möglichst dieselbe Arbeit leisten; bei stehenden Maschinen ist meistens das Eigengewicht der hin und her gehenden Teile durch Veränderung der beiden Kolbenstangendurchmesser zweckmäßig ausgeglichen. Aus dem Diagramm kann man den indizierten oder sichtbaren Dampfverbrauch ermitteln.

$O.s$ ist die Größe des Kolbenwegraumes in Kubikmeter. Der schädliche Raum wird in Prozenten des Kolbenweges bzw. der Diagrammlänge gegeben (etwa $^1/_{20}$ von der Länge des Diagrammes), somit auf den Zylinderquerschnitt reduziert. Diese Länge wird an der einen Seite des Diagrammes als Verhältnis (m) angetragen. Ist der Dampf gesättigt, so läßt sich zu jeder Spannung das spezifische Gewicht (d. h. Gewicht pro Kubikmeter) aus der Fliegnerschen Tabelle aufsuchen.

Die Dampfmenge, welche bei einem Hub im Zylinder zurückbleibt und darauf an der Kompression teilnimmt, ist zu subtrahieren von der jedesmaligen Füllungsmenge bei Dampfeintritt, um den Dampfverbrauch pro Hub zu erhalten.

Es sei (s. hierzu Fig. 3):

p_a die mittlere Admissions- oder Dampfeintrittsspannung,
γ_a das dazugehörige spezifische Gewicht des Dampfes,
p_1 die Kompressionsspannung,
γ_1 das dazugehörige spezifische Gewicht des Dampfes,
p_2 die absolute Expansionsspannung am Ende der Expansion,
γ_2 das dazugehörige spezifische Gewicht,
s_1 Füllungsweg in Meter,
s Kolbenhub in Meter,
m der Koeffizient des schädlichen Raumes,
$\frac{s_1}{s} = \varepsilon$ das Füllungsverhältnis, dann ist das Füllungsvolumen gegeben durch:

$$O.(s_1 + s.m) \text{ in Kubikmeter,}$$

wobei $O.s.m$ die Größe für den schädlichen Raum bezeichnet. Dieses Füllungsvolumen, multipliziert mit γ_a, gibt den Dampfverbrauch, einschließlich der Dampfmenge im schädlichen Raum bei der Kompressionsspannung p_1; demnach beträgt der indizierte Dampfverbrauch pro einfache Füllung in Kilogramm:

(9a) $D_i = O.(s_1 + s.m).\gamma_a - O.s.m.\gamma_1 = O.[s_1.\gamma_a + s.m.(\gamma_a - \gamma_1)]$,

für $s_1 = s$ wird:

(9b) . . . . . $D_i = O.s[(1+m).\gamma_a - m.\gamma_1]$.

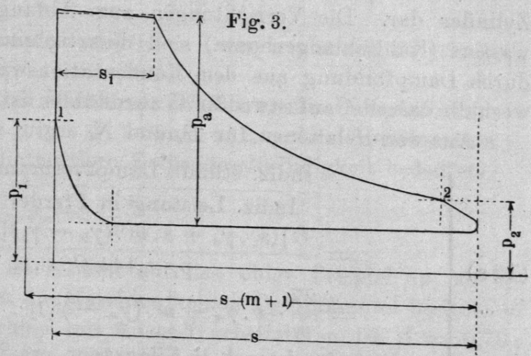
Man kann den Dampfverbrauch auch statt durch die spezifischen Gewichte γ_a und γ_1 durch γ_2 und γ_1 ausdrücken; die Formel lautet alsdann:

(10) . . . . . $D_i = O \cdot s \cdot \{(1+m) \cdot \gamma_2 - m \cdot \gamma_1\}$.

Hierbei ist die Voraussetzung gemacht, daß Punkt 2 in Fig. 3 mit dem Hubende zusammenfalle, eine Annäherung, die in den meisten Fällen statthaft erscheint.

Dieser indizierte Dampfverbrauch ist verschieden von dem wirklichen Dampfverbrauch. In jeder Maschine sind Dampf- und Wärmeverluste bedingt durch Undichtheiten an Kolben, Stopfbüchsen und Dampfverteilungsorganen, ferner durch die schädlichen Räume im Zylinder, die Wärmeausstrahlung des Zylinders, die Auspuffwärme, sowie durch mechanisch aus dem Kessel mitgerissenes Wasser und Kondensation des Dampfes infolge Abkühlung in der Dampfleitung und im Zylinder; diese letzteren Verluste sind die wesentlicheren. Was die Verluste durch Undichtheiten betrifft, so können dieselben durch starkes Anbremsen der Kolbenringe vermindert werden; hierdurch werden jedoch die Reibungswiderstände erhöht und infolgedessen der Nutzeffekt herabgesetzt, weshalb nur eine geringe Anbremsung der Kolbenringe ratsam ist.

Fig. 3.



Die Dichtheit der Kolben wird in zweckmäßiger Weise dadurch erzielt, daß man die Differenz zwischen Vorder- und Hinterdruck gering macht, was bei starker Anfangsspannung nur durch das Kompoundprinzip möglich ist; hierbei wird die Druckdifferenz auf zwei Kolben verteilt. Völckers gibt den Gesamtdampfverlust für die ganze Leistung — in Abhängigkeit vom Zylinderdurchmesser d in Zentimeter und der mittleren indizierten Spannung p_i — durch die Formel:

(11) . . . . . $4{,}5 \,.\, d \,.\, \sqrt{p_i}$ Kilogramm pro Stunde [1]).

Die Berechnung des Dampfverlustes nach der Völckersschen Formel und des indizierten Dampfverbrauchs aus den Diagrammen ergibt den wirklichen Dampfverbrauch. Genauere Resultate erhält man durch Wägung des Speisewassers.

Die Speisungen müssen regelmäßig und möglichst ununterbrochen geschehen; kurz vor Beginn und kurz vor Schluß des Versuches sind Speisungen zu vermeiden. Die Temperatur des Speisewassers ist kurz vor dem Eintritt in den Kessel bei jeder Speisung zu messen; alles

[1]) Eine genaue theoretische Ermittelung der Dampfverluste ist nicht möglich; nähere Angaben hierüber siehe: Des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte", sowie: J. Hrabák und A. Kás, Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker.

Leckwasser an den Kesselgarnituren sowie etwa ausgeblasenes Wasser ist aufzufangen und in Rechnung zu bringen. Eine Kontrolle des indizierten Dampfverbrauchs ergibt sich durch Bestimmung der Menge und der Temperatur des Kondensationswassers. Das Kondensationswasser der Dampfleitung soll vor dem Eintritt in die Maschine bzw. den Überhitzer abgefangen und von der Speisewassermenge abgezogen werden. Der so gefundene Wert stellt den tatsächlichen Dampfverbrauch im Zylinder dar. Die Vorrichtungen zum Abfangen des Kondensationswassers (Kühlschlangen usw.) sind derartig einzurichten, daß Verluste durch Dampfbildung aus dem Kondensationswasser vermieden werden, weshalb dasselbe auf etwa 30^0 C abzukühlen ist.

Aus den Relationen für D_i und N_i ergibt sich das Verhältnis:

$$(12\,a)\quad \left\{\begin{aligned} &\frac{\text{Indiz. ständl. Dampfverbrauch}}{\text{Indiz. Leistung in Pferdest.}} = \frac{D_i}{N_i} \\ &= \frac{O\,[(s_1 \,.\, \gamma_a + s \,.\, m \,.\, (\gamma_a - \gamma_1)] \,.\, 2 \,.\, n \,.\, 60}{p_i \,.\, 4{,}444\; O \,.\, s \,.\, n} \\ &= \frac{27}{p_i} \cdot [\varepsilon \,.\, \gamma_a + m \,.\, (\gamma_a - \gamma_1)] \\ &= \text{Dampfverbrauch in Kilogramm pro Stunde und Pferdestärke.}\end{aligned}\right.$$

Für $s_1 = s$ ist:

$$(12\,b) \;\cdot\;\cdot\;\cdot\;\cdot\;\cdot\quad \frac{D_i}{N_i} = \frac{27}{p_i} \cdot [(1 + m) \,.\, \gamma_a - m \,.\, \gamma_1].$$

Die Anwendung der Formel soll schon hier an einem Beispiel gezeigt werden: Die indizierte Leistung einer eimzylindrigen Auspuffmaschine sei $N_i = 100$ PS; die mittlere absolute Admissionsspannung sei $p_a = 8$; die Endexpansionsspannung sei $p_2 = 1{,}6$, das Füllungsverhältnis $\varepsilon = \frac{1}{5}$, die mittlere indizierte Spannung $p_i = 3{,}06$, die Kompressionsspannung $p_1 = 5$, der Koeffizient des schädlichen Raumes endlich $m = 0{,}04$.

Aus der Fliegnerschen Tabelle findet man die Werte $\gamma_a = 4{,}1034$ und $\gamma_1 = 2{,}6412$ zu den entsprechenden Werten von p_a und p_1. Mit Einsetzung dieser Größen ergibt sich der Dampfverbrauch pro Pferdekraft und Stunde zu:

$$\frac{D_i}{N_i} = \frac{27}{3{,}06} \cdot \left[\frac{1}{5} \cdot 4{,}1034 + 0{,}04 \,.\, 1{,}4622\right] = 7{,}76 \text{ kg}.$$

Unter Zuhilfenahme der Formel (10) für den Dampfverbrauch D_i erhält man:

$$(13) \;\cdot\;\cdot\;\cdot\;\cdot\;\cdot\quad \frac{D_i}{N_i} = \frac{27}{p_i} \cdot \{(1 + m) \cdot \gamma_2 - m \cdot \gamma_1\}.$$

Ist die Leistung auf der Deckel- und Kurbelseite verschieden, so ist der wirkliche Wert das Mittel aus beiden $\left(\frac{D_i}{N_i}\right)_d$ und $\left(\frac{D_i}{N_i}\right)_k$:

$$(14) \cdot \ \cdot \ \cdot \ \frac{D_i}{N_i} = \frac{1}{(N_i)_k + (N_i)_d} \cdot \left[\left(\frac{D_i}{N_i}\right)_k \cdot (N_i)_k + \left(\frac{D_i}{N_i}\right)_d \cdot (N_i)_d\right] \cdot$$

Der Dampfverbrauch ist nach Grove größer und müßte der gefundene Wert D_i/N_i noch mit dem Faktor

$$(15) \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \ 1{,}1 \cdot \left(1 + \alpha \cdot \beta \cdot \frac{1 + \frac{0{,}1}{\varepsilon}}{2 + c_m}\right)$$

multipliziert werden, um den wirklichen Dampfverbrauch zu erhalten; hierin ist:

$\alpha = 1$, bzw. 0,87 bei Maschinen ohne bzw. mit Dampfmantel
und $\beta = 1$, „ 0,70 „ „ mit „ ohne Kondensation
zu setzen, während c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit bedeutet:

$$(16) \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ c_m = \frac{s \,.\, n}{30}.$$

Wenden wir diese Korrektion auf das obige Beispiel an, so erhalten wir folgendes: Da die Maschine keinen Dampfmantel besitzt, so ist $\alpha = 1$; da die Maschine mit Auspuff arbeitet, so ist $\beta = 0{,}70$; $c_m = 3$ m/sec. Der Korrektionsfaktor hat demnach den Wert:

$$1{,}1 \,.\left(1 + 1 \,.\, 0{,}70 \ \frac{1 + 0{,}1 \,.\, 5}{2 + 3}\right) = 1{,}33$$

und der korrigierte (wirkliche) Dampfverbrauch wäre

$$\frac{D_i}{N_i} = 7{,}76 \,.\, 1{,}33 = 10{,}3 \text{ kg},$$

somit um etwa 33 Proz. größer.

Man kann auch den Dampfverlust nach Formel (11), S. 27 berechnen. Dieselbe ergibt, da der Zylinderdurchmesser 31 cm beträgt, einen Verlust von:

$$4{,}5 \,.\, 31 \,.\, \sqrt{3{,}06} = 244 \text{ kg oder pro Pferdekraft } \frac{244}{100} = 2{,}44 \text{ kg}.$$

Addiert man diesen Dampfverlust zu dem oben ermittelten theoretischen Dampfverbrauch 7,76 kg, so erhält man den wirklichen Dampfverbrauch zu 10,18 kg, ein Resultat, das mit der Korrektion nach Grove ziemlich gut übereinstimmt (s. oben).

Der Dampfverbrauch läßt sich auch an der Hand bekannter Formeln auf anderem, theoretischem Wege, und zwar aus den Fliegnerschen Tabellenwerten bzw. den Regnaultschen und den Krauseschen Formeln ermitteln. Es bezeichnen: A das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit

$$(17) \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ \cdot \ 1/A = 424 \text{ mkg},$$

q die Flüssigkeitswärme des Wassers, d. h. diejenige Wärmemenge, welche einem Kilogramm desselben zugeführt werden muß, um die

Temperatur desselben ohne Änderung der Aggregatform von 0^0 auf t^0 zu erhöhen, r die Verdampfungswärme bzw. latente Wärme, d. h. diejenige Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 kg Wasser von t^0 entgegen dem konstanten äußeren Druck in Dampf von der Temperatur t^0 zu verwandeln, λ die Gesamtwärme, d. h. die Summe aus der Flüssigkeits- und der Verdampfungswärme, ϱ die innere Verdampfungswärme, d. i. der Teil der Verdampfungswärme, welcher zur Vermehrung der inneren Wärme verwandt wird, J die Dampfwärme, d. i. die Differenz der in 1 kg Dampf von t^0 und der in 1 kg Wasser von 0^0 enthaltenen Wärmemengen, p den spezifischen Druck des Wasserdampfes in Kilogramm pro Quadratzentimeter, v das Volumen von 1 kg des Dampfes in Kubikmeter, $\gamma = \frac{1}{v}$ das Gewicht von 1 cbm des Dampfes in Kilogramm, w das Volumen von 1 kg Wasser in Kubikmeter, u die Differenz $v - w$, so bestehen folgende Relationen:

(18) . . . . $\lambda = q + \varrho + A . p . u;$

hierin bedeutet $A . p . u$ die äußere Verdampfungswärme, d. h. den Wärmewert der bei der Verdampfung von 1 kg Wasser zur Überwindung des konstanten äußeren Druckes verwandten Arbeit:

(19) . . . . $r = \varrho + A . p . u,$

(20) . . . . $J = q + \varrho.$

Außerdem besteht, wie schon früher erwähnt, nach Regnault für die Gesamtwärme des Dampfes:

(21) . . . . $\lambda = 606{,}5 + 0{,}305 . t$ Wärmeeinheiten,

woselbst t die aus der Fliegnerschen Tabelle entnommene Dampftemperatur bedeutet. Für die Beziehungen (18), (19) und (20) findet man für jede Dampfspannung oder Temperatur die entsprechenden Werte in der Fliegnerschen Tabelle in Kalorien angegeben. Den Dampfverbrauch pro Pferdekraftstunde erhält man mit Hilfe der Krauseschen Formel (Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1890, Nr. VII):

(22) $75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot A + 9780 \cdot \frac{p_2}{p_i} = C_1$ (Kalorien pro Pferdekraftstunde)

für Auspuffmaschinen bzw.

(23) $75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot A + 10\,600 \cdot \frac{p_2}{p_i} = C_1'$ Kalorien

für Kondensationsmaschinen.

Da nun die Anzahl Kalorien pro Kilogramm Dampf durch λ und ferner die erforderlichen Kalorien pro Pferdekraftstunde durch C_1 bzw. C_1' gegeben sind, so erhält man den Dampfverbrauch in Kilogramm pro Pferdekraftstunde durch das Verhältnis:

(24) . . . . $\frac{C_1}{\lambda}$ bzw. $\frac{C_1'}{\lambda}$,

oder unter Mitberücksichtigung der Temperatur des Speisewassers nach Formel (8), S. 12:

$$(25) \quad \frac{C_1}{\lambda_1} \text{ bzw. } \frac{C_1'}{\lambda_1}.$$

Für unser obiges Beispiel würde die Krausesche Formel nachstehendes ergeben:

$$C_1 = 630 + 9780 \cdot \frac{1{,}6}{3{,}06} = 5740 \text{ Kal.}$$

Gesamtwärme, die im Dampf enthalten ist.

Nun sind zur Erzeugung von 1 kg Dampf von 8 Atm. nach der Fliegnerschen Tabelle 658 Kal. erforderlich. Daraus berechnet sich der Dampfverbrauch pro Pferdekraft und Stunde bei der Speisewassertemperatur von 0° C zu:

$$\frac{5740}{658} = 8{,}72 \text{ kg}.$$

Man wird zu dem wirklichen Dampfverbrauch bei den meisten Maschinen gelangen, wenn man zu dem so ausgerechneten Wert noch etwa 10 Proz. hinzurechnet.

Die Ermittelung der Arbeitsverluste in einer Dampfmaschine kann nach der „Hütte" wie folgt vorgenommen werden:

Es bezeichne p_1 den Druck des einströmenden Dampfes direkt vor der Maschine in Kilogramm pro Quadratzentimeter absolut,

T_1' die absolut zugehörige Temperatur bei überhitztem Dampf,

x_1 die zugehörige spezifische Dampfmenge in Kilogramm bei gesättigtem Dampf,

v_1 das zugehörige spezifische Volumen in Kubikmeter,

u_1 das zugehörige Volumen des trocken gesättigten Dampfes vermindert und das Volumen Wasser in Kubikmeter,

p_0 den Druck des ausströmenden Dampfes direkt hinter dem Niederdruckzylinder in Kilogramm pro Quadratzentimeter absolut,

$$\varepsilon = \frac{\text{schädlicher Raum} + \text{Hubvolumen im Niederdruckzylinder}}{\text{schädlicher Raum} + \text{Füllungsvolumen im Hochdruckzylinder}}.$$

Der gesamte Expansionsgrad der Maschine (Füllungsraum) ist bezogen auf Hyperbelgesetz (gleichseitig) mit Druck p_1.

$\mu = 1{,}035 + 0{,}1\, x_1$ in Gleichung $p v^{\mu} = const.$

Falls Arbeitsverluste durch schädlichen Raum, Wärmebewegung in der Wandung, Drosselung und Undichtheiten nicht bestehen, so ist die indizierte Arbeit N_i^0 in Pferdestärken, die von 1 kg gesättigtem Dampfe eine Stunde in der betreffenden Maschine bei dem bestehenden Expansionsgrade und der Eintritts- bzw. Austrittsspannung p_1 bzw. p_0 verrichtet wird:

$$(26\text{a}) \quad N_i^0 = \frac{p_1 \cdot v_1}{27} \left\{ \frac{\mu}{\mu - 1} - \frac{1}{\mu - 1} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\mu-1}} - \varepsilon \cdot \frac{p_0}{p_1} \right\} \text{ und}$$

bei $x_1 = 1$ trocken gesättigtem Dampf.

(26b) . . . $N_i^0 = \frac{p_1 \cdot v_1}{27}\left\{8{,}41 - \frac{7{,}41}{\varepsilon^{0,135}} - \varepsilon\frac{p_0}{p_1}\right\}$ $v_1 = x_1 \cdot u_1$

kann aus den Dampftabellen ermittelt werden.

Folgende Relationen, welche mit den Schlußfolgerungen im Zusammenhang stehen, seien hier angeführt:

$p_1 \cdot v_1 = R \cdot T_1^1 - Cp_1^n$, wo $R = 0{,}00509$, $C = 0{,}193$ und $n = {}^1/_4$ ist.

$p \cdot v^k = const$, hierin $k = 1{,}333$

(adiabatische Expansion, überhitzter Dampf)

$p \cdot v^\mu = const$, hierin $\mu = 1{,}135$

(gesättigter Dampf)

$p \cdot v^\nu = D$, hierin $\nu = 1{,}0646$ und $D = 1{,}762$

(Grenzkurve).

Aus v_1 ermittelt sich das Volumen v_g bei trocken gesättigtem Dampf zu:

$$v_g = \frac{p_1^{\frac{1}{k-\nu}} \cdot v_1^{\frac{k}{k-\nu}}}{D^{\frac{1}{k-\nu}}} = \frac{p_1^{3,72} \cdot v_1^{4,97}}{8{,}23}$$

Expansionsgrade $\varepsilon_1 = \frac{v_g}{v_1}$ und $\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_1}$.

Geleistete indizierte Arbeit bei überhitztem Dampf von 1 kg eine Stunde lang der verlustlosen Maschine ist:

(26c) $$N_i^0 = \frac{p_1 \cdot v_1}{27}\left\{\frac{k}{k-1} + \frac{k-\mu}{(k-1)(\mu-1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon_1^{k-1}} - \frac{1}{\mu - 1}\,\frac{1}{\varepsilon_1^{k-1} \cdot \varepsilon_2^{\mu-1}} - \varepsilon \cdot \frac{p_0}{p_1}\right\}$$

$$= \frac{p_1 \cdot v_1}{27}\left\{4 + 4{,}41\,\frac{1}{\varepsilon_1^{0,333}} - 7{,}41\,\frac{1}{\varepsilon_1^{0,333} \cdot \varepsilon_2^{0,135}} - \varepsilon \cdot \frac{p_0}{p_1}\right\}.$$

Es ist: D_i^0 Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine für 1 PS$_i$-Stde., somit:

(27) . . . . $D_i^0 = \frac{1}{N_i^0}$,

ferner D_i = Dampfverbrauch aus dem Versuche ermittelt, somit:

(28) . . . . $N_i = \frac{1}{D_i}$

indizierte Arbeit von 1 kg auf die Dauer einer Stunde.

(29) . . . . $N_v = N_i^0 - N_i$

Arbeitsverlust auf 1 kg Dampf, im Verhältnis zur Arbeit der verlustlosen Maschine:

(30a) . . . . $\eta_v = \frac{N_i^0 - N_i}{N_i^0}$.

(30b) $$\frac{\text{Wirkliche geleistete Arbeit}}{\text{Arbeit der verlustlosen Maschine}} = \eta_g = \frac{N_i}{N_i^0} = \frac{D_i^0}{D_i}.$$

In der Praxis spielt die Kenntnis der vorstehenden Beziehungen keine so große Rolle wie die ökonomische Leistung oder das Güteverhältnis einer Dampfmaschine. Letzteres ergibt sich als der Quotient aus der unter normalen Verhältnissen produzierten Nutzleistung N_e in Pferdestärken und dem dabei pro Stunde verbrauchten Speisewasserquantum (gleichbedeutend mit Dampfverbrauch). Zur Feststellung dieses Verhältnisses müssen wir uns daher zunächst über die Nutz- oder Effektivleistung klar werden. Diese Nutzleistung kann durch Rechnung und auf mechanischem Wege durch Bremsung ermittelt werden. Es sind hierbei der Querschnitt des Zylinders, der mittlere Nutzdruck, der Füllungsgrad, die Kolbengeschwindigkeit und der Wirkungsgrad der Dampfmaschine maßgebende Faktoren.

Von diesen Faktoren sind alle außer dem Nutzdruck und dem Füllungsgrade als bekannt anzunehmen. Zur Ermittelung dieser müssen wir den Druck oder die Spannung des Dampfes, womit derselbe in die Maschine eintritt, und ferner das verhältnismäßige Zylindervolumen, welches der Dampf erfüllt, bevor er seine Expansion beginnt, kennen. Der Volldruck des Dampfes im Zylinder ist kleiner als der im Kessel, und zwar hängt das Verhältnis dieser beiden Größen ab von der Länge und dem Querschnitt der Dampfleitung. Bezeichnet man den Volldruck im Zylinder oder den mittleren Admissionsdruck mit p_a und denjenigen im Kessel mit p_k, so gelten nach Hrabák die empirischen Beziehungen:

$$(31) \quad \ldots\ldots \begin{cases} p_a = 0{,}8\, p_k & \text{für Maschinen, welche durch Dampfdrosseln regulieren, und} \\ p_a = 0{,}9\, p_k & \text{für Maschinen, welche mit selbsttätig variabler Füllung regulieren.} \end{cases}$$

Der absolute mittlere Arbeitsdruck p_{i0} im Zylinder bestimmt sich aus dem Diagramm, wie später gezeigt wird.

Der mittlere Nutzdruck p_n ist definiert durch die Beziehung

$$(32) \quad \ldots\ldots\ldots \quad N_e = 4{,}44 \,.\, O \,.\, p_n \,.\, n \,.\, s,$$

welche analog der Formel für die indizierte Leistung

$$N_i = 4{,}44 \,.\, O \,.\, p_i \,.\, n \,.\, s$$

gebildet ist.

Da $\dfrac{N_e}{N_i} = \eta$, so ist auf Grund obiger Gleichungen p_n auch definiert als

$$p_n = \eta \,.\, p_i .$$

p_i wird nach dem später beschriebenen Verfahren (S. 34 u. f.) aus der Fläche des Diagrammes ermittelt, wie Fig. 4 darstellt. Der oben erwähnte absolute mittlere Arbeitsdruck p_{i0} dagegen entspricht der Diagrammfläche unter Hinzurechnung des Flächenstückes bis zur absoluten Nullinie (s. Fig. 5).

Man kann obiger Formel für p_n auch die Gestalt geben:

(33) . . . . $p_n = \eta \cdot (p_{i0} - p_g)$,

worin p_g den mittleren Gegendruck vor dem Kolben bedeutet; mit Einsetzung empirischer Werte für diesen Gegendruck (p_g = 1,1 bzw. 0,2 Atm.) lautet die Formel alsdann:

1. für Maschinen mit freiem Auspuff:

(34 a) . . . . $p_n = \eta \cdot (p_{i0} - 1{,}1)$ Atm.;

2. für Maschinen mit Kondensation:

(34 b) . . . . . . $p_n = \eta \cdot (p_{i0} - 0{,}2)$ Atm.

Aus diesen empirischen Werten kann unter Zuhilfenahme des Diagrammes nach Formel (32) die Nutzleistung N_e berechnet werden.

Die Nutzleistung und der Wirkungsgrad werden jedoch gewöhnlich experimentell durch gleichzeitige Ermittelung der indizierten Leistung, d. h. durch Aufnahme von Indikatordiagrammen und durch Bremsung

Fig. 4.

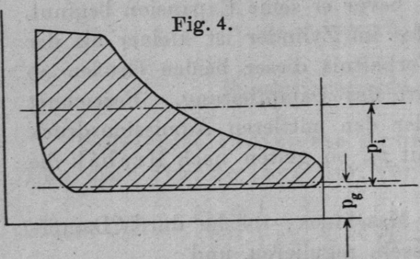
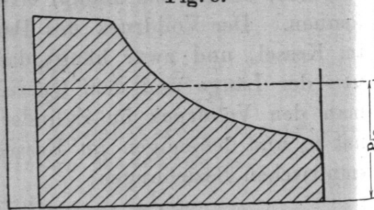


Fig. 5.



der Maschine bestimmt; der Wirkungsgrad ergibt sich als das Verhältnis der Nutzleistung zur indizierten Leistung und ist um so größer, je geringer die passiven Widerstände der Maschine sind.

Im Hrabák und Kás schen Hilfsbuch über Dampfmaschinen finden sich einige empirische Näherungswerte für η je nach der Größe der Maschinenleistung für normal eingerichtete Maschinen.

III. Berechnung des mittleren indizierten Druckes aus den Indikatordiagrammen.

Aus einem Diagramm ermittelt man den mittleren Druck p_i auf folgende Weise:

Man teilt die Basis des Diagrammes, d. i. der Dampfarbeitsfläche in eine gerade Anzahl von mindestens zehn gleichen Teilen und errichtet in den Teilpunkten (s. Fig. 6) die Senkrechten a, b usw., deren Längen nach einer für die Atmosphäre angenommenen beliebigen Maßeinheit gemessen werden, also z. B. nach Zentimetern, und erhält so für den mittleren Druck den Wert:

$$\frac{1}{10} \cdot \left(\frac{a+l}{2} + k + i + h + g + f + e + d + c + b \right).$$