

Ich habe die Formeln, um sie für den praktischen Gebrauch geeignet zu machen, möglichst einfach aufgebaut. Die Formeln beziehen sich zunächst nur auf Einzylindermaschinen und auf gesättigten Dampf; bezüglich ihrer Übertragbarkeit auf überhitzten Dampf ist in Art. 98 bis 101 und 105 bis 106 und auf Verbundmaschinen in Art. 102 bis 104 und 111 bis 112 das Nötige gesagt.

Umrechnungsformel bei gleichbleibendem Indikatorgramm

für veränderte Maschinengröße, veränderte Tourenzahl und verändertes Längenverhältnis des Dampfzylinders.

53. Die in der Überschrift gemachte kurze Voraussetzung des gleichbleibenden Indikatorgramms muß für die nachfolgenden Erörterungen noch genauer definiert werden: Es soll vorausgesetzt werden, daß bei den zu vergleichenden Maschinen der Anfangszustand (Druck und Temperatur) und der Ausschubgegendruck gleich und die Dampfverteilung dieselbe sei mit der kleinen Abweichung, daß etwaige durch die Maschinengröße oder Tourenzahl bedingte Abweichungen im Verlauf der Expansionslinie und Kompressionslinie durch kleine Unterschiede in der Füllung und in der Kompression in der Weise ausgeglichen gedacht werden, daß die Triebdampfarbeit und die Gegendruckarbeit je für sich unverändert bleiben. Die Unterschiede im Verlauf der Linien bei Maschinen verschiedener Größen und Gangart werden bekanntlich als so gering angesehen, daß beim Entwurf des Arbeitsdiagramms niemals auf die Größenverhältnisse der Maschine und auf die Tourenzahl Rücksicht genommen wird.

54. Es vollzieht sich dann an den einzelnen Flächenelementen verschiedener Maschinen von zunächst gleich groß angenommener Tourenzahl fast genau der gleiche Wärmevorgang. Während der Füllungsperiode und Austrittsperiode ist bei gesättigtem Dampf das Verhältnis der von dem Wärmewechsel betroffenen Dampfmenge zu der berührten Fläche (welches bei Maschinen verschiedener Größe erheblich verschieden sein kann) bedeutungslos (sofern die Kanäle so bemessen sind, daß die Bedingung gleichen Admissionsdruckes und gleichen Ausschubgegendruckes erfüllt wird), weil die Temperatur des gesättigten Dampfes lediglich vom Druck abhängt. Der Druckverlauf während der Expansionsperiode und Kompressionsperiode ist bei verschiedenen, in der Heizung gleich behandelten Maschinen, wie bemerkt, so gering, daß eine Verschieden-

heit in der Rückwirkung der etwas abweichenden Drucke auf den Wärmeaustausch praktisch nicht in Frage kommt oder doch durch den oben angenommenen Ausgleich als aufgehoben erachtet werden kann. Über den Einfluß der Wirbel vgl. Art. 101. Bei der Gleichartigkeit des Wärmewechsels auf den einzelnen Flächenelementen wird bei verschiedenen Maschinen mit gleicher Tourenzahl der Verlust an den schädlichen Dauerflächen (deren Einfluß bei dem starken Überwiegen derselben zunächst allein betrachtet werden soll), absolut genommen, einfach der Größe dieser Flächen proportional sein.

Nimmt man zunächst gleichen Oberflächen- und Heizungszustand bei den zu vergleichenden Maschinen an, so wird man die Verluste setzen können:

$$Q_0 = K_0 O f(z), \quad (20)$$

worin K_0 eine Konstante, O die Größe der schädlichen Flächen, $f(z)$ eine zunächst noch unbekannte Funktion der Berührungszeit ist.

55. Über den Einfluß der Berührungszeit auf den Wärmeübergang läßt sich nach dem Charakter der Vorgänge beim Austausch das eine aussagen, daß von einem gewissen Anfangswärmezustand der Flächen und der angrenzenden Schichten aus bei gleichbleibender Dampftemperatur die in unendlich kleinen gleich großen Zeitteilen in die Flächen eindringende Wärmemengen um so kleiner sein werden, je länger die Berührung schon gedauert hat. Denn bei dem im Vergleich zum Eindringungswiderstand der Wärme in die Oberfläche verhältnismäßig großen Fortleitungswiderstand wird bei längerer Dauer der Einwirkung sich die Wärme auf den innersten Schichten mehr und mehr stauen und durch die steigende Temperatur der innersten Schichten dem Eindringen der Wärme einen immer größeren Widerstand entgegensetzen.

Die Funktion $f(z)$ ist also von solcher Beschaffenheit, daß sie mit zunehmendem z zwar zunimmt, aber immer langsamer, je größer z wird. Für $z = \infty$ geht der Vorgang in einen einfachen Heizungsvorgang an einem außen isolierten Ofen über, bei welchem nach Art. 39 der Wärmeübergang in Vergleich zu innerem Austausch der Dampfmaschinen sehr gering ist.

56. Betrachtet man den Wärmeeintritt in die Dauerflächen während der Öffnungszeit und gibt noch für den Wärmeübertritt am Ende der Kompression und bei Beginn der Expansion einen kleinen Zuschlag, so ist, wenn mit φ_1 der Füllungswinkel von der Totlage bis zum Abschluß, mit ε der Voreinströmungswinkel bezeichnet

wird, die Wärmeeintrittszeit proportional $a\varphi_1 + b\varepsilon$, worin a ein wenig größer wie 1 und b bei fehlender Kompression etwas kleiner wie 1 ist, weil der Eintritt nicht plötzlich erfolgt, bei starker Kompression aber auch größer wie 1 sein kann, weil der Übergang von Wärme aus dem Kompressionsdampf ebenfalls mit in Rechnung zu stellen ist. $a\varphi_1 + b\varepsilon$ werde mit φ_2 bezeichnet.

Wenn n die Zahl der Umdrehungen in einer Minute bedeutet, ist die Zeit einer Umdrehung $= 1/n$ Minuten und die Wärmeeintrittszeit einer Umdrehung bei gleichförmiger Umdrehungsgeschwindigkeit der Maschine:

$$z_1 = \frac{\varphi_2}{2\pi} \frac{1}{n} \text{ Minuten} = \frac{\varphi_2}{2\pi} \frac{60}{n} \text{ Sekunden,} \quad (21)$$

oder, da φ_2 für Maschinen mit gleichem Indikatorgramm eine Konstante ist:

$$z_1 = k \frac{1}{n}.$$

Wenn die Funktion $f(z)$ die oben begründete Eigenschaft besitzt, so hat die Funktion $f(n)$ die umgekehrten Eigenschaften in der Gleichung:

$$Q_1 = K_1 O f(n),$$

in der Q_1 den Wärmeeintritt in die Dauerflächen bei einer Umdrehung bedeutet; d. h. der Wärmeeintritt pro Umdrehung wird zwar um so kleiner, je mehr Umdrehungen die Maschine in der Zeiteinheit macht, nimmt aber mit zunehmender Umdrehungszahl nicht in dem Maße ab, wie diese zunimmt. Es wird also der Gesamtverlust pro Stunde mit zunehmender Tourenzahl steigen.

57. Umrechnungsformeln und -regeln für gleichbleibendes Indikatorgramm müssen hiernach unbedingt die Tourenzahl direkt oder indirekt (z. B. ausgedrückt durch c und s) enthalten. Formeln, die nur die Kolbengeschwindigkeit c enthalten, sind unbrauchbar und führen schon bei geringen Abweichungen von den Verhältnissen des Versuchs zu fehlerhaften Resultaten.

In dem viel gebrauchten Tabellenwerk von Hrabák sind in der 1. und 2. Auflage die Verluste C_1'' der Kolbengeschwindigkeit, in der 3. und 4. Auflage der Quadratwurzel aus der Kolbengeschwindigkeit umgekehrt proportional gesetzt.¹⁾ Über die fehlerhaften Folgen

¹⁾ In dem theoretischen Teil des Hrabákschen Werkes wird die Frage anders wie im praktischen Teil behandelt. Es fehlt aber an dieser Stelle jeder Zusammenhang mit dem praktischen Teil. Auf S. 8 im 1. Bd. der 4. Aufl. ist bei Angabe einer Umrechnungsformel für verschiedene Kolbengeschwindigkeiten auf die abweichenden Formeln des theoretischen Teils nicht verwiesen. Auch den Formeln des theoretischen Teils haftet der erwähnte Fehler an, indem auf S. 184 die Verluste proportional $\sqrt{\varphi c}$ gesetzt werden.

dieser Annahme und die fehlerhaften Schlüsse über die Zweckmäßigkeit hoher Tourenzahlen vgl. Art. 68 und 69.

58. Die Arbeit einer Kolbenseite ist pro Umdrehung $F s p_i$, also die pro Arbeitseinheit ein- und austretende Wärmemenge W_d der Dauerflächen:

$$W_d = K_1 \frac{1}{p_i} \frac{O}{F} \frac{1}{s} f(n). \quad (22)$$

Wenn die Konstante K_1 die Wärmeübergangs- und Wärmeleitungs-koeffizienten auf 1 qm bezogen enthält, ist O in Quadratmetern einzuführen. F wird dann zweckmäßig in gleichem Maß, d. h. ebenfalls in Quadratmetern gemessen. Damit erhält dann O/F die in Art. 49 festgelegte Bedeutung. Wenn in den Arbeitswert einer Umdrehung $F s p_i$ die Kolbenfläche in Quadratmetern und der Druck in Atmosphären, der Hub in Metern eingeführt wird, ist die Arbeitseinheit = 10 000 kgm. Die Gleichung 22 würde also den Wärmeaustausch pro 10 000 kg geleistete Arbeit liefern.

Eine Stundenpferdekraft ist = $75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ kgm. Wenn unter W_d von jetzt ab der Verlust pro Stundenpferdekraft verstanden werden soll, muß die rechte Seite der Gleichung hiernach noch mit 27 multipliziert werden. Geht man mit dieser Zahl in die Konstante und nimmt in dieselbe auch noch $1/p_i$ auf, welches bei den zu vergleichenden Maschinen der Voraussetzung gemäß gleich groß sein soll, so geht die Gleichung, wenn man die neue Konstante mit Φ_1 bezeichnet, über in

$$W_d = \Phi_1 \frac{O}{F} \frac{1}{s} f(n). \quad (23a)$$

59. Die Zuwachsflächen haben, wie in Art. 51 an einem Beispiel gezeigt wurde, einen nur verhältnismäßig kleinen Einfluß auf die Austauschverluste. Berücksichtigt man ihn durch einen nach dem Füllungswinkel bemessenen kleinen Zuschlag zu O/F in Form eines etwas über 1 liegenden Faktors (etwa = 1,15), mit welchem man in die Größe Φ_1 geht, so wird, wenn man die durch die Dauerflächen und durch die Zuwachsflächen zusammen bedingten Austauschverluste $W_d + W_2$ mit W_k bezeichnet:

$$W_k = \Phi_1 \frac{O}{F} \frac{1}{s} f(n). \quad (23)$$

Will man die Zuwachsflächen genauer berücksichtigen, so kann das mit Hilfe des in Art. 51 wiedergegebenen Grashof'schen Ausdrucks nebst zugehöriger Tabelle geschehen; doch scheint es richtiger, den Einfluß der Dauerflächen noch durch Multiplikation mit φ_2/φ_1 zu

stärken, weil die durch die Voreinströmung vermehrten Austauschverluste fast ausschließlich auf die Dauerflächen entfallen. φ_2 ist hierin zu setzen $= \varphi_1 + b\varepsilon$ (Art. 56, a werde hier $= 1$ gesetzt). Es wird dann, indem Φ_i wieder die Bedeutung der Formel 23a annimmt:

$$W_k = \Phi_i \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \frac{O}{F} + 2 \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right] \frac{1}{s} f(n). \quad (24)$$

In der Regel wird jedoch angesichts der sonstigen Unsicherheit die Gleichung 23 für die Umrechnung genügen.

60. Die Formeln 23 und 24 würden für die Umrechnung der Verluste von Maschinen, welche auch erheblich in Größe, Bauart und Gangart von der Versuchsmaschine abweichen, geeignet sein, wenn die Funktion $f(n)$ genau bekannt wäre, und wenn das Maß der Schädlichkeit der Flächen verschiedenen Oberflächen-, Heizungs- und Deckungs-Zustandes im Vergleich zu ungeheizten, ungedeckten Flächen bestimmbar wäre.

Wenn die Flächen verschiedener Schädlichkeit in der neuen Maschine wesentlich anders verteilt sind wie in der zugrunde gelegten Versuchsmaschine, so sind für beide die reduzierten Flächen O_r statt O einzuführen, womit dann die in Art. 49 hervorgehobene Unsicherheit unvermeidlich in die Gleichung hineingetragen wird. Wenn dagegen bei beiden Maschinen das Verhältnis der Flächen verschiedener Schädlichkeit zur ganzen schädlichen Fläche O das gleiche ist, fällt die Unsicherheit fort und es genügt auch für beide Maschinen nur die Flächen O statt O_r auszurechnen.

Immer bleibt noch die Unsicherheit der Funktion $f(n)$ bestehen, die es rätlich erscheinen läßt, die Umrechnung nicht für Maschinen, die gar zu weit von der Versuchsmaschine in der Tourenzahl abliegen, vorzunehmen und zu beachten, was in Art. 70 gesagt ist.

61. Die Funktion $f(n)$ ist oben (Art. 55 und 56) nur nach dem generellen Einfluß von n auf den Verbrauch diskutiert. Um etwas genauer ihren Charakter zu erkennen, ist es zweckmäßig, auf eine Gleichung zurückzugreifen, welche Grashof in dem oben erwähnten Aufsatz Ztschr. d. V. d. Ing. 1884 S. 296 als Nr. 18 für Voraussetzungen aufgestellt hat, die freilich den tatsächlichen Vorgängen in der Dampfmaschine nur sehr roh entsprechen, aber doch auf streng mathematischem Wege zu einem Ziele führen, das wenigstens den Charakter der Funktion und die allgemeinen Wirkungen der Wärmestauung bei mehr oder weniger schnellem Wechsel erkennen läßt.

Die an die Flächeneinheit bei periodischen Temperaturwechseln unter den dort gemachten besonderen Voraussetzungen übergehende Wärmemenge ist

$$\bar{Q} = C(\tau_1 - \tau_2) \sqrt{z}, \quad (25)$$

worin z die Zeit vom Beginn des Temperaturwechsels ist, τ_1 und τ_2 die Temperaturen sind, zwischen denen die Dampftemperatur sprunghaft regelmäßig periodisch wechselt, C eine Konstante ist.

Grashof vermutet, daß die Gleichung mit entsprechend veränderten Konstanten auch noch für die in der Dampfmaschine wirklich stattfindenden Vorgänge bei gesättigtem Dampf Gültigkeit behält, wenn für die niedrigste Dampftemperatur τ_2 die mittlere Wandungstemperatur eingeführt wird. Diese ist freilich wieder abhängig von dem Verhältnis der Füllungsdauer zur Zeit einer Umdrehung.

Für den hier zunächst betrachteten Fall der Umrechnung der Verluste von Maschinen mit gleichem Indikatorgramm ist dies sowie die in der Vermutung liegende Unsicherheit belanglos, weil wegen der Gleichheit des Verhältnisses $\varphi_2/2n$ die Temperaturgröße in der Konstanten verschwindet.

Dagegen ist es doch fraglich, ob das Gesetz der Quadratwurzel aus z bei den tatsächlichen Verhältnissen im Innern eines Dampfzylinders Gültigkeit behält.

Führt man für z in Gleichung 25 den Wert von z_1 aus Art. 56 ein und denkt sich die Entwicklungen Art. 57 bis 59 noch einmal für die Gleichung 25 durchgeführt, so kommt man, indem man die Temperaturdifferenz in der Konstanten verschwinden läßt, auf die Gleichung:

$$W_k = \Phi_1 \frac{0}{F} \frac{1}{s} \sqrt{\frac{1}{n}}. \quad (26)$$

62. Während die Versuche von Callendar und Nicolson (vgl. den Bericht von Bantlin in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1899 S. 774, 807, 867) das Grashofsche Gesetz zu bestätigen scheinen, weisen andere mehr summarische Versuche auf einen stärkeren Einfluß von n hin. Schreibt man die obige Gleichung in der Form

$$W_k = \Phi_1 \frac{0}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^{0,5}}, \quad (26a)$$

so kann ein stärkerer Einfluß von n , wenn man an dem allgemeinen Gesetz festhält, durch eine höhere Potenz von n ausgedrückt werden.

Ich kann mich jedoch angesichts der theoretischen Zusammenhänge nicht entschließen, den Exponenten höher wie 0,6 einzuschätzen, und bin mehr geneigt, den bei einigen Versuchen gefundenen, hierüber

hinausgehenden Einfluß der Tourenzahl der Abhängigkeit der Lässigkeitsverluste von der Tourenzahl zuzuschreiben.¹⁾

Es ist selbstverständlich, daß man die in Φ_i enthaltene Konstante beim Übergang zu einem anderen Exponenten für n ändern muß, um für mittlere Verhältnisse gleiche Verlustwerte zu erhalten. Für die Umrechnung scheiden diese sowie die sonstigen bislang hervorgerufenen Unterschiede in dem Wert der Konstanten aus; doch schien es nützlich, mit Rücksicht auf absolute Rechnungen jeweils auf dieselben hinzuweisen.

63. Nimmt man an, daß das Gesetz mit einer unter 1 liegenden Potenz von n , deren Höhe noch offen bleiben soll, Geltung hat, so geht die Gleichung 26a, wenn man noch Exponenten mit k bezeichnet, über in:

$$W_k = \Phi_i \frac{O}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^k} \quad (27)$$

und die Gleichung 24, welche den Einfluß der Zuwachsflächen genauer berücksichtigt, mit der oben erwähnten Veränderung der Konstanten Φ_i in:

$$W_k = \Phi_i \left[\frac{\varphi_2}{\varphi_1} \frac{O}{F} + 2 \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right] \frac{1}{s} \frac{1}{n^k} \quad (28)$$

Führt man in Gleichung 27 die Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{1}{30} n s$ ein, indem man setzt $s = 30 c/n$ oder auch $n = 30 c/s$, so wird

$$W_k = \Phi_i \frac{O}{F} \frac{1}{30} \frac{n^{1-k}}{c} \quad \text{oder} \quad W_k = \Phi_i \frac{O}{F} \frac{1}{30^k} \frac{1}{c^k} \frac{1}{s^{1-k}}, \quad (29)$$

woraus hervorgeht, daß die Verluste pro PS_i -Stunde bei Maschinen mit gleicher Kolbengeschwindigkeit um so größer sind, je höher die Tourenzahl oder je kürzer der Hub ist (vgl. Art. 57 und 68).

64. Es mögen nachstehend einige Umrechnungen mit einem Exponenten $k = 0,6$ vorgenommen werden. Zur Erleichterung der Rechnung ist nachstehend eine Tabelle für $n^{0,6}$ gegeben:

$n = 40$	50	60	65	70	75	80	85	90	95
$n^{0,6} = 9,146$	10,46	11,67	12,24	12,80	13,34	13,86	14,38	14,88	15,37
$n = 100$	105	110	115	120	125	130	140	150	160
$n^{0,6} = 15,85$	16,32	16,78	17,24	17,68	18,12	18,56	19,40	20,21	21,01
$n = 170$	175	180	190	200	225	250	275	300	400
$n^{0,6} = 21,79$	22,17	22,55	23,29	24,02	25,78	27,46	29,08	30,64	36,41

¹⁾ Daß tatsächlich vorhandene, aber nicht vermutete Lässigkeitsverluste bei der Ermittlung des Exponenten von n auf Erhöhung desselben über die tatsächliche Größe hinwirken, erkennt man aus folgender Erwägung: Setzt man bei einer mit verschiedener Tourenzahl versuchsmäßig betriebenen Maschine die

65. Es mögen die Resultate eines Garantieverbrauchsversuchs an einer liegenden Einzylindermaschine mit Kondensation vorliegen. Die Maße der Maschine und die Daten des Versuchs seien folgende (die eingeklammerten Werte sind nur nachrichtliche und sind für die Berechnung ohne Bedeutung): $p = 8$ Atm., $p_i = 2,7$, $s = 0,8$ m, $n = 110$, $O/F = 4,8$ ($D = 0,50$ m; $N_i = 204$; $c = 2,93$ m). Der Verbrauch möge betragen haben pro PS_i -Stunde = 9,2 kg gesättigten Dampfes. Man berechnet zuerst C_a (hier $C_{a,s}$) nach Art. 11, dann C_u und C_t möglichst auf Grund der vorliegenden Diagramme.¹⁾ Es sei gefunden $C_a + C_u + C_t = 5,95$, dann sind die unsichtbaren Verluste = $9,2 - 5,95 = 3,25$. Die Lässigkeitsverluste mögen geschätzt werden (wegen des als gut vorauszusetzenden Maschinenzustandes beim Garantieverbrauch) niedrig = 0,35 kg pro PS_i -Stunde. Es verbleiben dann als Verluste durch Wärmeaustausch und äußere Abkühlung $3,25 - 0,35 = 2,9$ kg Dampf pro PS_i -Stunde, entsprechend einem Wärmeverbrauch von $\lambda \cdot 2,9$.

Man berechnet Φ_i aus der Gleichung 27:

$$\lambda 2,9 = \Phi_i 4,8 \cdot \frac{1}{0,8} \cdot \frac{1}{110^{0,6}}$$

Man kann noch mit der Gesamtwärme λ , welche dem bei allen Beispielen gleich anzunehmenden Anfangszustand des Dampfes entsprechend eine unveränderliche Größe ist, in die Konstante Φ_i gehen, welche damit eine andere, aber für die verschiedenen Beispiele gleiche Bedeutung annimmt:

$$2,9 = \Phi_i 4,8 \cdot \frac{1}{0,8} \cdot \frac{1}{110^{0,6}}; \quad \Phi_i = 8,29.$$

66. Beispiel 1: Es sollen die Abkühlungsverluste einer wesentlich kleineren gleichartigen Maschine mit $s = 0,5$, $n = 150$ ($D = 0,312$ m; $N_i = 68,8$; $c = 2,5$ m) bestimmt werden, O/F möge sich bei der Konstruktion = 5,0 ergeben haben; dann ist der Dampfverlust C_k durch Abkühlung, indem man das oben gefundene $\Phi_i = 8,29$ einsetzt:

$$C_k = 8,29 \cdot 5,0 \cdot \frac{1}{0,5} \cdot \frac{1}{150^{0,6}} = 4,1 \text{ kg.}$$

Hiermit ergibt sich der Gesamtverbrauch, wenn man den Lässigkeitsverlust der kleineren Maschine etwas größer, etwa = 0,5 statt 0,35, annimmt:

$$C_i = 5,95 + 4,1 + 0,5 = 10,55 \text{ kg.}$$

gesamten Lässigkeitsverluste pro Stunde konstant, d. h. nimmt man sie unabhängig von der Tourenzahl an (eine Annahme, die einige Wahrscheinlichkeit für sich hat), so werden die Lässigkeitsverluste, auf die Leistungseinheit bezogen, weil die Leistung bei unverändertem p_i proportional der Tourenzahl wächst, der Tourenzahl umgekehrt proportional sein.

¹⁾ Abgekürztes Verfahren vgl. Art. 71 bis 74.

67. Beispiel 2: Es sind die Abkühlungsverluste für einen stehenden Schnellläufer mit $s=0,3$; $n=250$; $O/F=5,0$ ($D=0,300$ m; $N_i=212,7$; $c=2,5$ m) wieder für die gleiche Dampfverteilung wie bei der Vergleichsmaschine zu berechnen. Es wird

$$C_k = 8,29 \cdot 5,0 \frac{1}{0,3} \frac{1}{250^{0,6}} = 5,03 \text{ kg}$$

gegenüber 4,1 bei der langhubigen Maschine des Beispiels 1. Schätzt man die Lässigkeitsverluste dieser Maschine noch etwas größer wie beim Beispiel 1, etwa $= 0,6$ kg, so wird

$$C_i = 5,95 + 5,03 + 0,6 = 11,58 \text{ kg.}$$

Die Umrechnungsformel bringt die aus der Praxis bekannte Tatsache deutlich zum Ausdruck, daß kurzhubige Maschinen bei gleicher Kolbengeschwindigkeit größere Verluste aufweisen wie langhubige. Da ferner aus konstruktiven Gründen bei kurzem Hub die Kolbengeschwindigkeit im allgemeinen nicht so hoch gewählt werden kann wie bei langem Hub, tritt eine weitere Verschlechterung bei kurzhubigen Maschinen ein.

Im Beispiel 1 und 2 ist die Kolbengeschwindigkeit des nachfolgenden Vergleichs wegen gleich groß gewählt. Wenn man sich die Maschine des Beispiels 1 als Stirnkurbelmaschine ausgeführt denkt, die des Beispiels 2 als Maschine mit gekröpfter Welle, ist die verhältnismäßig hohe Tourenzahl, auf die man bei Festsetzung der gleichen Kolbengeschwindigkeit kommt, auch zulässig.

68. Mit der Hrabákschen Umrechnungsformel (4. Aufl. seines Hilfsbuchs für Dampfmaschinentechniker, Bd. 1 S. 8), welche nur die Kolbengeschwindigkeit (ohne Hub oder Tourenzahl, vgl. Art. 57 und 63 Schluß) enthält und welche auch in die Hütte übergegangen ist und in Art. 512 dieser Anleitung vorläufig benutzt wurde, kommen die wirtschaftlichen Nachteile des kurzen Hubes gar nicht zum Ausdruck. Sie führt für die Maschinen des Beispiels 1 und 2 zu gleich großen Abkühlungsverlusten, was mit der Theorie und den praktischen Ergebnissen im Widerspruch steht.

Die Hrabáksche Umrechnungsformel erweist sich aber noch nach anderer Richtung als unzutreffend. Sie bringt die Zunahme der Abkühlungsverluste mit abnehmender Maschinengröße nicht stark genug zur Geltung. Die oben vorausgesetzte Versuchsmaschine und die Maschine des Beispiels 1 haben gleiches Längenverhältnis s/D . Die kleine Maschine kann bei dem kurzen Hub nicht mit der gleichen Kolbengeschwindigkeit betrieben werden wie die große. Nach dem Hrabákschen Gesetz würde C_i im umgekehrten Verhältnis der Quadratwurzeln aus den Kolbengeschwindigkeiten, d. h. im Verhältnis

$\sqrt{2,93} : \sqrt{2,5} = 1,083$ steigen, also bei der kleinen Maschine $1,083 \cdot 2,9 = 3,141$ betragen. Gefunden wurde 4,1; wenn man, um die Wirkung von c , n und s allein zum Ausdruck zu bringen, mit dem O/F der Versuchsmaschine gerechnet hätte, würde sich C_k im Beispiel 1 ergeben haben $= 3,936$. Der Unterschied von $3,936 - 3,141 = 0,795$ kg ist sehr beträchtlich.

69. Die jeweils in den Hrabákschen Tabellen in der letzten Spalte enthaltenen Angaben des Gesamtverbrauchs C_i pro PS_i -Stunde sind offenbar aus zahlreichen Versuchsergebnissen durch systematischen Vergleich entstanden und haben, wenn die Versuche auch zum großen Teil von Dampfmaschinen älterer Bauart herrühren, einen hohen Vergleichswert. Die Aufteilung der nach Abzug des nutzbaren Verbrauchs sich ergebenden unsichtbaren Verluste ist aber offenbar nicht in richtiger Weise erfolgt.

Nachdem das Gesetz, nach welchem die Abkühlungsverluste mit abnehmender Maschinengröße zunehmen, nicht richtig getroffen war, blieb nichts anderes übrig, als die Lässigkeitsverluste so groß anzunehmen, daß sie, zusammen mit den Abkühlungsverlusten zum nutzbaren Dampfverbrauch geschlagen, die Versuchswerte ergaben. Daraus erklärt sich wohl die sehr starke Zunahme der angegebenen Lässigkeitsverluste mit abnehmender Leistung. Es wird um so schwieriger werden, auf diesem Wege einen Ausgleich zwischen den Versuchsergebnissen und den mittels der unrichtigen Formel für die Abkühlungsverluste gefundenen C_i -Werten herzustellen, je kleiner faktisch die Lässigkeitsverluste sind.

70. Die oben für die Umrechnung des Verbrauchs aus den Versuchsergebnissen einer vorhandenen Maschine gewählten Maschinen weichen in der Größe und zum Teil auch in der Bauart sehr erheblich von der Originalmaschine ab. Durch die Wahl solcher in ihren Verhältnissen stark verschiedener Maschinen sollte der Einfluß der Abweichungen auf die Verluste besonders stark hervorgehoben werden.

Bei der infolge der Schwierigkeit des Problems bestehenden Unsicherheit (Art. 40 bis 42 und 61) wird man in der Praxis jedoch das Umrechnungsverfahren nicht auf so weit abliegende Maschinengrößen und -typen anwenden, besonders nicht, wenn es sich um Eingehung folgenschwerer Garantieverbindlichkeiten handelt. Den Dampfmaschinenfirmen steht ja aber auch über die von ihnen ausgeführten Maschinen reicheres Versuchsmaterial zur Verfügung, welches gestatten wird, für die Umrechnung Maschinen zugrunde zu legen, welche von der neu zu entwerfenden weniger stark abweichen.

71. Abgekürztes Verfahren. Bei der Feststellung des Abkühlungsverlustes der Originalmaschine aus dem Versuchsergebnis (Art. 65) wurde von dem festgestellten Verbrauch außer dem adiabatisch nutzbaren Verbrauch noch der (vermutete) Lässigkeitsverlust abgezogen. Mit dem als Abkühlungsverlust gefundenen Rest wurde die Umrechnung vorgenommen und dann der nutzbare Verbrauch und der Lässigkeitsverlust, letzterer mit dem nach Größe und Art der Maschine vermuteten Betrage, wieder zugeschlagen.

Von dem Anteil, welchen die Lässigkeitsverluste an den unsichtbaren Verlusten haben, weiß man heute nur, daß er bei neuen gut konstruierten Dampfmaschinen für gesättigten Dampf¹⁾ sehr gering ist. Die Formeln, welche man aufgestellt hat, werden vielfach als „empirische“ bezeichnet; diese Benennung ist ganz unpassend und sogar irreleitend. Das Gesetz der Änderung der Lässigkeitsverluste mit der Maschinengröße und dem Dampfdruck ist theoretischen Erwägungen entsprungen, und mag vielleicht die Abhängigkeit einigermaßen treffen, die Konstanten darin sind aber ihrer Größe nach reine Phantasiegebilde und nichts weniger als Ergebnisse der Empirie.

72. Bei Versuchen wird fast stets ein möglichst vollkommener Dichtungszustand der Kolben, Stopfbuchsen und Steuerungsteile angestrebt, indem Experimentatoren die unsicheren Einflüsse für ihre wissenschaftlichen Untersuchungen, so gut es geht, auszuschließen bestrebt sein werden, und Dampfmaschinenfirmen für Garantievorsuche ebenfalls schon der Erfüllung ihrer Garantien wegen um einen möglichst guten Zustand der dichtenden Flächen bemüht sein werden (Versuch nach einer mäßig langen Betriebszeit, die das gute Einlaufen der Teile gewährleistet, kleine Nacharbeiten vor dem Versuch).

Es wird daher bei fast allen Zahlen über den versuchsmäßig festgestellten Dampfverbrauch anzunehmen sein, daß sie bei vorzüglichem Dichtungszustand erhalten wurden; daher ist auch ein solcher Zustand bei Rückschlüssen über die Abkühlungsverluste, welche durch Abzug der vermutlichen Lässigkeitsverluste von den unsichtbaren Verlusten gefunden werden, vorauszusetzen.

¹⁾ Bei Heißdampfzylindern mit Einlaßventilsteuerung können wegen der statischen Unbestimmtheit der Dichtungsdrucke in den beiden Ventilsitzen und wegen der großen Verschiedenheit der Temperaturen, denen Gehäuse und Ventil ausgesetzt sind, die Undichtheiten der Einlaßsteuerung größer sein. Der Nutzen des Einschleifens in warmem Zustande ist fraglich, wenn nicht das Ventil kühler gehalten wird wie das Gehäuse. Am wirksamsten ist vielleicht das Sicheinschlagenlassen der Ventile im Betrieb bei knapp bemessener Sitzringbreite.

Die Dampflässigkeitsverluste pro Leistungseinheit steigen zweifellos mit abnehmender Maschinengröße und die Lässigkeitsverluste durch den Arbeitskolben noch mit dem Verhältnis D/s . Der Sinn dieser Abhängigkeit kommt aber auch bei den Abkühlungsverlusten zur Geltung (vgl. die Verlustzahlen 2,9; 4,1; 5,03 der Versuchsmaschine und der umgerechneten Maschinen). Man wird also keinen großen Fehler (gegenüber den üblichen Annahmen über das Lässigkeitsgesetz vielleicht überhaupt keinen positiven Fehler) begehen, wenn man die Verluste in das Gesetz der Abhängigkeit der Abkühlungsverluste einbegreift, zumal die Lässigkeitsverluste im Vergleich zu den Abkühlungsverlusten bei dem für die Umrechnung vorauszusetzenden Maschinenzustand sehr klein sind.

73. Die Berechnung der Totraumverluste ist ziemlich umständlich. Das Verfahren zu ihrer Bestimmung in Art. 32 wurde auch mehr zu dem Zwecke auseinandergesetzt, um den Nachteil des toten Raumes in Verbindung mit einer den Nachteil möglichst mildernden Kompression bei gleichbleibendem p_1 klarzulegen, und dann eine Faustregel gegeben, welche auch hier, um das Umrechnungsverfahren abzukürzen, benutzt werden möge, jedoch unter Beachtung der oben gegebenen Anmerkung, daß sie nur Gültigkeit hat, wenn bei der Versuchsmaschine die in Art. 12 und 13 S. 6 und 7 empfohlenen Kompressionsgrade einigermaßen zutreffen.

Irrtümer übertragen sich durch Einbegreifung von Verbrauchsgrößen, welche nicht von s und n abhängig sind, in die Umrechnungsformel nur mit einem kleinen Bruchteil auf das Gesamtergebnis. Daher braucht man bei Umrechnungen mit der Berechnung des Totraumverlustes nicht gar zu ängstlich zu sein.

74. Man geht also bei dem abgekürzten Verfahren folgendermaßen vor: Man bestimmt den Druck p gemäß Art. 30 S. 15 und 16 entsprechend Fig. 6a aus mehreren der aufgenommenen Indikatorgramme, die als mittlere gelten können. Ebenso bestimmt man den Druck p_3 Fig. 1 S. 2 aus einer Anzahl aufgenommenener Diagramme. Alsdann berechnet man mit Hilfe der Funktionsskala und unter Zugrundelegung des aus allen Diagrammen des Verbrauchsversuchs bestimmten p_1 den adiabatischen Verbrauch $C_{a,s}$ nach Art. 9 bis 11 und schlägt den Ergänzungsverbrauch der Völligkeitsverluste und den mit Hilfe der Faustformel berechneten Totraumverbrauch auf $C_{a,s}$ auf und bringt die Summe von dem gemessenen Verbrauch in Abzug. Der Rest wird der Umrechnung unterworfen.

Zum Beispiel sei der gemessene Verbrauch wie oben = 9,2, C_{as} sei berechnet = 5,45; die Völligkeitsverluste seien gemessen im Mittel = 2,6 Prozent der Diagrammfläche, dann ist der Ergänzungsverbrauch für die Völligkeitsverluste nach Art. 31 $1,25 \cdot 2,6 = 3,25$ Prozent von C_{as} . Der Totraumverbrauch sei = 5,4 Prozent von C_{as} gefunden, dann ist (vgl. die Zusammenstellung der Verbrauchsbezeichnungen Art. 78)

$$C_{as} + C_u + C_t = 5,45(1 + 0,0325 + 0,054) = \sim 5,92 \text{ kg.}$$

Die Differenz $9,2 - 5,92 = 3,28$ ist der Abkühlungsverlust und Lässigkeitsverlust zusammengenommen, d. h. $C_k + C_l$, wenn mit C_l die Lässigkeitsverluste bezeichnet werden. 3,28 werden der Umrechnung unterworfen und gesetzt:

$$3,28 = \Phi_1 \frac{O}{F} \frac{1}{s} \frac{1}{n^{0,6}} = \Phi_1 4,8 \frac{1}{0,8} \frac{1}{110^{0,6}}; \quad \Phi_1 = 9,15;$$

für die Maschine des Beispiels 1 wird dann:

$$C_k + C_l = 9,15 \cdot 5 \frac{1}{0,5} \frac{1}{150^{0,6}} = 4,52 \text{ kg;}$$

$$C_i = 5,92 + 4,52 = 10,44 \text{ kg.}$$

Umrechnung der Verluste an der gleichen Maschine für andere Tourenzahlen.

75. Es kommt auch der Fall vor, daß für ein und dieselbe Maschine der Dampfverbrauch bei verschiedenen Tourenzahlen angegeben werden soll. Man kann, da s und O/F dann unverändert bleiben, mit diesen Größen in den Faktor Φ_1 gehen, womit dann $C_k + C_l$ umgekehrt proportional n^k wird.

Das Gesetz der Veränderung der Lässigkeitsverluste mit der Tourenzahl ist hier, wenigstens soweit sie auf die Steuerorgane zurückzuführen sind, ein anderes wie bei verschiedenen Maschinen, die je nur mit einer bestimmten Tourenzahl laufen, für welche ihre Steuerorgane bemessen sind.

Die Steuerung von Maschinen, welche mit verschiedenen Tourenzahlen laufen sollen (Pumpmaschinen, Gebläsemaschinen, Lokomotivmaschinen usw.), muß für die größte vorkommende Tourenzahl bemessen sein und ist daher für die kleinere Tourenzahl übermäßig reichlich. Die Dichtungslängen sind größer, als sie für die kleine Tourenzahl zu sein bräuchten, so daß die relative Größe der Lässigkeitsverluste für kleine Tourenzahlen größer sein wird wie die einer in den Zylinderabmessungen gleich großen Maschine, welche für die kleinere Tourenzahl gebaut ist.

Man wird gut tun, wenn man die unbekanntenen 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 vorausgegangenen Entwicklungen, welche ein unverändertes Indikatordiagramm voraussetzen, heraus und muß in Verbindung mit den nachstehenden Entwicklungen gelöst werden (vgl. Art. 77 ff.). Wenn zwischen Tourenzahl und mittlerem Gegenmoment 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 vorausgegangenen 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 Ausschubgedruck).

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