

Fälle wie folgt mit den unter die Bezeichnungen gesetzten Zahlengrößen vornehmen:

$$C_i = C_i' + C_i'' + C_i''' \quad \text{und} \quad C_i = C_{i_a} + C_k + C_i'''$$

$$8,72 = 5,66 + 2,37 + 0,69 \quad \quad \quad 8,72 = 6,00 + 2,03 + 0,69$$

worin C_k den durch den Wandungseinfluß bedingten Mehrverbrauch bezeichnet. Die Lässigkeitsverluste sind hier nur der Gegenüberstellung wegen mit C_i''' , später jedoch mit C_l bezeichnet.

Der Verbrauch $C_{i_a} = C_a + C_u + C_t$ ist bei gleicher verhältnismäßiger Größe des schädlichen Raumes und bei gleicher Dampfverteilung unabhängig von der Größe, Bauart und Gangart der Maschine. Die unsichtbaren Verluste sind jedoch nach Größe, Bauart und Gangart der Maschine sehr verschieden.

Unsichtbare Verluste, insbesondere Wärmeverluste.

38. Die unsichtbaren Verluste sind Wärmeverluste und Lässigkeitsverluste, ihre getrennte Feststellung im Versuch ist, wie bemerkt, nicht möglich; man ist daher darauf angewiesen, die einen zu schützen, um dann die anderen aus der Differenz des versuchsmäßig festgestellten Verbrauchs und dem berechneten Verbrauch C_{i_a} nach vorherigem Abzug des geschätzten Verbrauchsteils zu bestimmen. Die Lässigkeitsverluste, über welche weiter unten noch einiges gesagt werden wird (Art. 72 und 79), sind bei guter Ausführung und gutem Maschinenzustande im Vergleich zu den Wärmeverlusten nur klein.

39. Die Wärmeverluste zerfallen in Durchgangsverluste und Austauschverluste. Die Durchgangsverluste, d. h. die Wärmemengen, welche durch die Wandung der Zylinder und durch die Verkleidung hindurchgehen und sich der umgebenden Luft oder auch zunächst anschließend Maschinenteilen mitteilen, sind im Vergleich zu den Austauschverlusten bei guter Zylinderverkleidung sehr gering. Man kann sie mit einer für die Feststellung der Hauptverluste durchaus befriedigenden Genauigkeit berechnen, indem man die Zylinder und anschließenden Gestellteile als einen Ofen betrachtet und nach Feststellung der Außentemperatur und Ausmessung der wärmeabgebenden Flächen die Wärmeabgabe mit den Wärmeübergangsziffern der Heizungstechnik bestimmt. Man findet sie bei einigermaßen guter Wärmeschutzhülle erheblich kleiner wie 1 % des Gesamtverbrauchs.¹⁾

¹⁾ Die Bedeutung eines guten Wärmeschutzes darf darum dennoch besonders für die ungeheizten Flächen nicht unterschätzt werden. Eine hohe Wandungstemperatur wirkt auf frühzeitigeres Trockenwerden der Wandungen in der Nachdampfperiode und damit indirekt auf Verringerung der inneren Austauschverluste.

40. Die Austauschverluste, d. h. die Verluste, welche durch die her- und hinübergehende Wärmebewegung zwischen den innersten Wandungsschichten und dem Dampf entstehen, sind dagegen sehr bedeutend und betragen bei einstufigen mit gesättigtem Dampf betriebenen Kolbendampfmaschinen normaler Bauart meist über 50 % des nutzbaren Dampfverbrauchs.

Die Vorausbestimmung dieser Verluste nach allgemeinen Grundsätzen muß heute, selbst für Einzylindermaschinen, als ein noch ungelöstes Problem bezeichnet werden. Es gelingt für eine neue Maschine nur dann die Verluste mit einiger Sicherheit voraus zu bestimmen, wenn Versuchsergebnisse ganz ähnlicher Maschinen vorliegen, die man dann auf den neuen Fall nach irgendwelchen Grundsätzen umrechnet.

Die Grundsätze, nach denen solche Umrechnungen vorgenommen zu werden pflegen, sind größtenteils auch recht unsicher und bringen den Einfluß der einzelnen Veränderlichen meist nicht richtig zum Ausdruck, so daß sich oft schon bei mäßig großer baulicher Verschiedenheit im nachherigen Versuch Abweichungen von den vorausberechneten Verlusten ergeben. Ja selbst für die Umrechnung der Verluste für etwas veränderte Betriebsbedingungen (andere Tourenzahl, andere Belastung, andere Überhitzung etc.) an ein und derselben Maschine, deren Verbrauch durch Messung bei einem mittleren Betriebszustand versuchsmäßig festgestellt ist, haben sich die üblichen Umrechnungsgrundsätze als unzureichend erwiesen. Manche bessere Grundsätze sind zu wenig bekannt.

41. Der Vorgang des inneren Wärmeaustausches ist, wie schon die theoretischen Untersuchungen von Grashof, Ztschr. d. V. d. Ing. 1884 S. 293 und 313, und Theoretische Maschinenlehre, Theorie der Kraftmaschinen S. 698, und von Kirsch in einer besonderen Schrift „Die Bewegung der Wärme in den Zylinderwandungen“ 1886, ferner der Aufsatz von Kirsch in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1891 S. 957, zeigen, selbst bei sehr vereinfachenden Annahmen der mathematischen Verfolgung schwer zugänglich. Seitdem sind die Schwierigkeiten der theoretischen Behandlung des Wärmeaustauschs durch die Einführung des überhitzten Dampfes mit seiner während der Admissionsperiode sich ändernden Temperatur und seiner mit der Strömungsgeschwindigkeit und Strömungsrichtung gegen die Wandungen stark veränderlichen Wärmeübertragungsfähigkeit noch vermehrt.

42. Die Aussichten, auf dem Wege des Versuchs an ausgeführten Maschinen zu einer allgemein gültigen Formel zu gelangen, sind bei

der großen Zahl der Größen, welche auf den Austauschverlust Einfluß haben, und der Verwickeltheit ihrer Einwirkung auf denselben auch nur gering. Man wird wegen der erforderlichen großen Zahl von Versuchsunterlagen bei Aufstellung der Formel auf Versuche verschiedener Experimentatoren zurückgreifen müssen und wird hierbei nicht immer sicher sein, daß gewisse als gleich vorauszusetzende Versuchsbedingungen wirklich gleich gewesen sind. Die Zahl der in der Literatur bekanntgewordenen Verbrauchsversuchsserien unter verschiedenen Betriebsverhältnissen ist auch nicht gerade groß, und die Gegenüberstellung einzelner Verbrauchsversuche an verschiedenartigen Maschinen (wie sie in größerer Zahl vorliegen) zur Ableitung irgendwelcher Gesetzmäßigkeiten im Verbrauch ist wegen der zufälligen Verschiedenheiten bedenklich, zumal wichtige Grundlagen, wie die Größe der schädlichen Flächen und ihre Rauigkeit, meist nicht mitgeteilt sind.

Die schädlichen Flächen.

43. Als schädliche Flächen bezeichnet man diejenigen Flächen im Innern einer Dampfmaschine, welche dem periodischen Druck- und Temperaturwechsel ausgesetzt sind. Sie sind die Quellen jener gewaltigen¹⁾ Verluste, die man als Austauschverluste bezeichnet.

Es ist selbstverständlich, daß auf die Einschränkung der Größe dieser Flächen der allergrößte Wert zu legen, und fast unerklärlich, mit welcher Nichtachtung die Praxis über diese elementare Forderung hinweggegangen ist. Mag auch für den ausübenden Ingenieur das Eindringen in die mathematischen Entwicklungen und in die verbindenden Gedankengänge der oben genannten klassischen Aufsätze schwierig sein und mögen auch manche der nun einmal bei der Schwierigkeit des Problems nicht zu vermeidenden Annahmen und Voraussetzungen nicht überzeugend sein, das eine steht aber seit fast einem halben Jahrhundert fest und ist auch, wenn man sich nur oberflächlich mit der Frage beschäftigt hat, klar, daß diese Verluste, wenn auch für die verschiedenen Teile der den schädlichen Raum umgebenden Flächen mit einer verschiedenen Proportionalitätskon-

¹⁾ Ich habe in einem Vortrag im Jahre 1902 den Geldwert dieser Verluste allein im Deutschen Reich auf jährlich 100 Millionen Mark geschätzt und glaube, ohne den heutigen Stand der Schätzungsgrundlagen nachzuprüfen, daß trotz des Hinzutretens der Dampfturbine mit ihren andersartigen Verlusten und der Verbesserung der Kolbendampfmaschinen bei der Zunahme der Zahl der Maschinen die Zahl heute nur wenig kleiner ist (vgl. auch Führer 33, 5 bis 12).

stanten,¹⁾ den Flächen einfach proportional sind und daß jeder ersparte Quadratcentimeter verhältnismäßig großen Gewinn bringt.

Immer noch verstößt häufig die Praxis (zum Teil auch die erster Firmen) trotz mehrfacher Hinweise gegen diese selbstverständliche Regel, zieht die Zylinderdeckel stark in den Zylinder hinein, ohne die Umflächen gegen den Zutritt des Dampfes zu schützen, wendet selbst bei einstufigen Maschinen einschalige Kolben mit hoher Kreppe und in das Innere des Kolbens ragendem Zylinderdeckel an (bei Lokomotiven ist die Bauart ganz allgemein), befestigt die Kolben mit vorstehenden Muttern, für welche im Zylinderdeckel ein Nest ausgespart werden muß, und schenkt bei einem durch geschickte Einschränkung der schädlichen Flächen erzielten Erfolg lieber unerwiesenen Behauptungen über die Wunderwirkung einer besonderen Strömungsart Glauben, als bei sich Einkehr zu halten und sich der Macht dieser einfachen Erwägung zu unterwerfen.

Der bauliche Aufwand zur Vermeidung vorstehender Nachteile ist so unbedeutend, daß er gegen die verminderten Verluste, besonders bei Sattdampfmaschinen und allgemein bei Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen, gar nicht in Betracht kommt.

Daß man heute dazu übergeht, auch größere Umständlichkeiten im Bau und Zusammenbau der Maschinen auf sich zu nehmen, um die schädlichen Flächen einzuschränken, wurde in Art. 450 bis 457 gezeigt.

44. Um Rechnungen über die Größe der in einer gegebenen Dampfmaschine auftretenden Austauschverluste vornehmen zu können, muß man zunächst die Größe der schädlichen Flächen ermitteln. Wegen des verschiedenen Schädlichkeitsgrades wird man sie noch in mehrere Gruppen einteilen.

Der Dauer der Berührung nach hat man zu unterscheiden die Flächen, welche den schädlichen Raum umgeben, wenn der Kolben in der Totlage steht, und die vom Kolben beim Vorschreiten freigegebenen Flächen, welche zonenweise eine verschiedene Berührungsdauer haben. Die ersteren mögen als schädliche Dauerflächen oder kurz als Dauerflächen, die zweiten als schädliche Zuwachsflächen oder kurz als Zuwachsflächen bezeichnet werden. Kirsch unterscheidet die letztere Art in seiner oben erwähnten Schrift aus dem Jahre 1886 vom prinzipiellen Standpunkte mit Recht in solche, welche

¹⁾ Je nach Lage, Deckung, Bestromung, Oberflächenzustand, Heizung der Flächen.

nur dem Dampf der einen Kolbenseite zugänglich sind, und solche, welche vom Dampf beider Zylinderseiten berührt werden (vgl. auch die Aufstellung in Grashofs Theorie der Kraftmaschinen S. 711). Hier soll wegen des starken Überwiegens der Wirkung der Dauerflächen der letztere Unterschied außer acht bleiben; doch schien es zweckmäßig, angesichts der neuerdings sehr übertriebenen Bewertung des Langkolbens in wärmetechnischer Beziehung darauf hinzuweisen, daß die Frage gerade in der für die Theorie des Wärmeaustauschs maßgebenden Literatur längst erwogen ist.

45. Die Schädlichkeit der einzelnen Flächenteile ist aber noch von vielen andern Umständen abhängig; man wird daher auch an ein und derselben Maschine noch zu unterscheiden haben: geheizte und ungeheizte Flächen, offene und gedeckte Flächen, mehr oder weniger stark beströmte Flächen.

Zu den gedeckten Flächen¹⁾ sind vor allem die zylindrischen Umflächen eingezogener Zylinderdeckel zu zählen, ferner der zylindrische Kolbenrand bis zum ersten Kolbenring,²⁾ beide mit ihren Gegenflächen am Dampfzylinder also doppelt zu rechnen.

Einer besonders starken Beströmung sind die Flächen der Dampfkanäle ausgesetzt; bei ihnen wird man noch zu unterscheiden haben, ob sie sowohl von Einlaß- wie von Auslaßdampf durchströmt werden,

¹⁾ Die Deckung ist bei überhitztem Dampf wirksamer wie bei gesättigtem Dampf, da nur bei starker Strömung die Wärmeabgabe und Wärmeaufnahme von überhitztem Dampf eine lebhaftere ist, gesättigter, luftfreier Dampf aber in alle Fugen eindringt, weil das Verschwinden des niedergeschlagenen Dampfes immer neuem Dampf Zutritt verschafft und weil bei der nachher erfolgenden Druckabnahme der aus dem niedergeschlagenen Wasser nachdampfende Dampf mit Kraft aus den Fugen ausbläst.

²⁾ Diese Flächen werden sonst nicht zu den schädlichen Flächen gezählt, gehören aber aus den in Anm. 1 bemerkten Gründen für gesättigten Dampf zweifellos dazu, besonders wenn bei liegenden Maschinen der Kolben als Schwebekolben ausgeführt, oder bei Ausführung als Tragkolben der Kolbenkörper bis auf die Tragflächen frei gearbeitet ist. Aber auch bei anliegendem Kolbenkörper wird gesättigter Dampf sich in die kleinen Zwischenräume drängen, welche der Gangbarkeit wegen zwischen dem Kolbenkörper und dem Zylinder verbleiben müssen.

Die Anerkennung dieser Flächen als schädliche, oder wie man sie für gesättigten Dampf, um das Eindringen in alle Fugen zu kennzeichnen, auch nennen könnte, als atmende, muß dazu führen, den Kolbenrand bis zum ersten Ring für Zylinder mit gesättigtem Dampf möglichst schmal zu machen und die Tragflächen und Führungsflächen mehr nach innen zu legen. Bei den heutigen Überhitzungsgraden hat die Regel noch bei fast allen Niederdruckzylindern Bedeutung.

oder ob die Steuerorgane getrennt liegen und die Zu- und Abführung des Dampfes auf verschiedenen Wegen stattfindet.¹⁾

Hinsichtlich der Wärmezufuhr von außen wird man geheizte und ungeheizte Flächen zu unterscheiden haben, letztere wieder nach der Intensität der Heizung.

46. Schließlich ist für das Maß der Schädlichkeit der Oberflächenzustand und das Oberflächenmaterial von Bedeutung. Man wird für eine möglichst glatte Oberfläche der schädlichen Flächen Sorge tragen und wird auch Poren, die wieder besonders bei gesättigtem Dampf nachteilig wirken, schließen.

Die gute Zugänglichkeit der Kanäle und Steuerungsgehäuse der in die Deckel eingebauten Steuerorgane gestattet, die Oberfläche auch dieser Teile gut herzurichten.²⁾

47. Wegen der geringen Eindringungstiefe der Austauschwärme in die Zylinderwandung hat die schon mehrfach vorgeschlagene Anbringung eines Überzuges aus einem anderen geeigneten Material Aussicht auf Erfolg. Es dürfte eine für die Förderung der Dampfökonomie lohnende Aufgabe sein, verschiedene mögliche Überzüge (etwa geeigneter Emailen auf den nicht vom Kolben bestrichenen Flächen, welche, wie bemerkt, sowohl der Größe wie der schädlichen Wirkung der Einheit nach den Hauptanteil an den Verlusten haben) auf ihr Verhalten bei periodisch wechselndem Dampfzustand zu untersuchen.

¹⁾ Die Bedeutung der Trennung ist für überhitzten Dampf relativ größer wie für gesättigten (umgekehrt wie vielfach vermutet wird), weil bei ihm die Wärmeübertragung wiederum sehr stark von der Strömung abhängt, die hier besonders groß ist und bei gemeinsamen Kanälen wegen der großen Temperaturunterschiede des eintretenden und austretenden Dampfes besonders nachteilig wirkt.

Der Wärmeaustausch von gesättigtem Dampf ist schon ohne Strömung so rapide, daß die Strömung nicht mehr soviel ausmacht. Der Wärmeaustausch vollzieht sich auch in den nicht beströmten Teilen vor allem unter der Wirkung des Druckwechsels durch Niederschlag und Nachdampfen. Es kann unter Umständen sogar eintreten, daß wenn durch die Trennung der Ein- und Ausströmkanäle eine namhafte Vergrößerung der schädlichen Flächen bedingt ist, die Trennung für gesättigten Dampf von Nachteil ist.

²⁾ Wie sehr die mangelhafte Zugänglichkeit der S-förmigen Kanäle von Zylindern mit gewöhnlicher Schiebersteuerung die Herrichtung der die Kanäle umgebenden schädlichen Flächen behindert, mag der freilich auch durch grobe Nachlässigkeit verschuldete Fall erläutern, daß ich an einer Maschine, welche jahrelang gelaufen war, bei Aufschneiden des Zylinders für Unterrichtszwecke das Innere der Kanäle mit Kernägeln gespickt fand.

Es brauchen die Überzugsmaterialien nicht gerade die Eigenschaften eines Isoliermittels zu haben, das mit den nötigen sonstigen Eigenschaften doch wohl schwer ausfindig zu machen wäre. Es würde schon viel gewonnen sein, wenn der Überzug in der Leitungsfähigkeit und in der spezifischen Wärme pro Volumeneinheit erheblich hinter dem Gußeisen zurücksteht.

Als ein Überzug von heute noch im Vergleich zum blanken Gußeisen unbekanntem Eigenschaften kann auch die Gußhaut unbeeinträchtigt bleibender Flächen des schädlichen Raumes angesehen werden. Sollten Untersuchungen ergeben, daß die Gußhaut günstigere Eigenschaften besitzt wie das blanke Gußeisen, so würde das dahin führen, daß man durch sorgfältigste Behandlung der Oberflächen der Gußformen und Kerne, welche die künftigen schädlichen Flächen bilden, die Oberfläche so glatt wie möglich zu machen sucht, aber von einer Bearbeitung dort absieht, wo sie nicht aus anderen Gründen notwendig ist.

48. Die Möglichkeit, daß das mit dem Dampf in den Zylinder eintretende und sich auf den schädlichen Flächen ablagernde Schmieröl einen bedeutenden Einfluß auf den Wärmeaustausch hat, wie schon behauptet ist, kann nicht in Abrede gestellt werden, und muß bei Abnahmeversuchen die Aufmerksamkeit beider Parteien auf die Zylinderschmierung richten.

49. Die schädlichen Dauerflächen bringt man, nachdem man ihre Größe O bestimmt hat, zweckmäßig in Beziehung zur Zylinderquerschnittsfläche $F = \pi/4 D^2$, indem man das Verhältnis O/F bildet.

Um das Maß ihrer Schädlichkeit im gegenseitigen Verhältnis zum Ausdruck zu bringen, ist die Reduktion auf die ungeheizten, offenen schädlichen Flächen zu empfehlen und die reduzierte schädliche Fläche zu setzen:

$$O_r = O_1 + \alpha O_2 + \beta (O_3 + \alpha O_4),$$

worin O_1, O_2, O_3, O_4 die im Kopf der nachfolgenden tabellarischen Aufstellung angegebene Bedeutung haben.

α und β sind Koeffizienten kleiner wie 1, welche die Schädlichkeit der geheizten bzw. der gedeckten schädlichen Flächen im Vergleich zu den offenen, ungeheizten schädlichen Flächen ausdrücken.

Die Größe dieser Koeffizienten kann allgemein nicht angegeben werden. Sie werden nach eigenem Ermessen und auf Grund besonderer Versuchserfahrungen anzunehmen sein.

Für den Schulgebrauch wird gesetzt werden können:
 α bei Heizung mit strömendem gesättigten oder überhitztem Frischdampf = 0,65,
 bei Heizung mit stagnierendem gesättigtem Dampf unter Voraussetzung guter Entwässerung und Entlüftung der Heizräume = 0,75;
 Heizung mit stagnierendem, überhitzt in den Heizraum eintretendem Dampf ist gegenüber Arbeitsdampf von gleichem Anfangszustande wirkungslos;
 β je nach Maß der Deckung für gesättigten Dampf 1 bis 0,4,
 je nach Maß der Deckung für überhitzten Dampf 0,3 bis 0,1.

F = $\pi/4 D^2 = \pi/4 \cdot 420^2 = 1385,4$ qcm	Schädliche Dauerflächen in Quadratzentimetern				
	im ganzen	offene Flächen		gedeckte Flächen	
		un-geheizt O ₁	geheizt O ₂	un-geheizt O ₃	geheizt O ₄
Kolbenstirnfläche mit Vorsprüngen	1400	1400			
Kolbenumfangfläche bis zum ersten Kolbenring	330			330	
Zylinderumfangfläche bis zum ersten Kolbenring	470	135		335	
Deckelfläche nach Abzug der Kanalöffnungen	1267		1267		
Einlaßventilgehäuse mit Ventil und Kanal	1400		1400		
Auslaßventilgehäuse mit Ventil und Kanal	1981	1494	487		
Summe	6848	3029	3154	665	

Man stellt zweckmäßig eine Tabelle für die schädlichen Flächen nach vorstehendem Muster auf (welches für die Verhältnisse der Hauptaufgabe der Anleitung gerechnet ist).

50. Das Verhältnis O/F ist hier = 4,9. Die reduzierten schädlichen Flächen ergeben sich für gesättigten strömenden Dampf mit $\alpha = 0,65$, $\beta = 0,5$:

$$O_r = 3029 + 0,65 \cdot 3154 + 0,5 (665 + 0,65 \cdot 0) = 5411,6 \text{ qcm} = 3,906 \text{ F.}$$

Das Verhältnis O/F (nicht reduziert) ist in der Literatur schon für einzelne Maschinenarten verschiedentlich festgestellt, jedoch ohne die gedeckten Flächen. Kirsch fand in der mehrfach erwähnten Schrift als Durchschnitt aus fünf Einzylindermaschinen verschiedener Bauart für eine Zylinderseite O/F = 4,85; um mit diesem Resultat verglichen zu werden, muß man bei der oben berechneten Maschine die gedeckten Flächen ausscheiden, womit sich für O/F (nicht reduziert) 4,46 ergibt. Bei inverser Beaufschlagung des Auslaßventils (Führer S. 1132 und 1133 Anm.) hätten sich noch etwa 400 qcm sparen lassen

und man wäre auf 4,17 gekommen. Bei Hinausverlegung des Auslaßorgans aus dem Füllraum nach Fig. 169 S. 264 wäre man auf 3,1 gekommen, hätte aber die später hinzukommenden Flächen des Gehäuses und Ventils noch mit einem Anteil bei den Zuwachsflächen in Anrechnung bringen müssen.

Es sollten schädliche Flächen in jedem Falle einzeln berechnet und keine Mittelwerte für O/F eingeführt werden, um ein Urteil zu gewinnen, wo sich noch etwas sparen läßt und welche Opfer nach anderer Richtung für den durch die Ersparnis an Fläche erzielbaren Betriebsgewinn etwa zu bringen sind.

51. Die schädliche Wirkung der Zuwachsflächen im Vergleich zu derjenigen der Dauerflächen wird am besten mit der von Grashof, Ztschr. d. V. d. Ing. 1884 S. 315, aufgestellten Gleichung 27 (vgl. auch Theorie der Kraftmaschinen S. 740) beurteilt mit dem Gliede

$$\left[\sigma + \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right] \text{ oder mit den hier gewählten Bezeichnungen } \left[\frac{O}{F} + 2 \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right].$$

s/D ist darin das Verhältnis vom Hub zum Zylinderdurchmesser, φ_1 ist der Füllungswinkel, d. h. der Winkel, welchen die Kurbel vom Totpunkte aus bis zum Abschluß des Einlasses zurückgelegt hat, ($f(\varphi_1)$ eine Funktion von φ_1 , welche das allmähliche Hinzutreten der Zuwachsflächen und nicht nur die Dauer der Einwirkung, sondern auch die theoretisch und praktisch erwiesene Tatsache berücksichtigt, daß bei pulsierender Wärmewirkung die in der Zeiteinheit in die Flächeneinheit eintretende Wärmemenge um so kleiner ist, je länger die Einwirkung schon gedauert hat.¹⁾ Grashof hat diese Funktion für gesättigten Dampf aufgestellt, in einer Reihe entwickelt und durch eine einfache Tabelle ausgedrückt, die hier nach der oben angegebenen Quelle gekürzt wiedergegeben sei:

φ_1	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°	65°	70°	80°
s_1/s	0,067	0,090	0,117	0,146	0,179	0,213	0,250	0,289	0,329	0,413
$f(\varphi_1)$	0,072	0,097	0,126	0,158	0,194	0,232	0,273	0,316	0,362	0,459

Es bedeutet in obigem Klammerngliede der zweite Summand die schädliche Wirkung der Zuwachsflächen in dem gleichen Maßstab, in welchem der erste die schädliche Wirkung der Dauerflächen bezeichnet. Es wird z. B. für $\varphi_1 = 50^\circ$ und die zugehörige Füllung $s_1/s = 0,179$, $f(\varphi_1) = 0,194$ und für $O/F = 4$ und $s/D = 1,5$;

$$\left[\frac{O}{F} + 2 \frac{s}{D} f(\varphi_1) \right] = 4 + 2 \cdot 1,5 \cdot 0,194 = 4,582 = 1,145 \frac{O}{F}.$$

¹⁾ In der neueren Literatur ist wieder die irrije Ansicht vertreten, daß die Schädlichkeit der einzelnen Flächen der Berührungszeit proportional sei. Grashof hat schon in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1884 S. 314 links unten mit Nachdruck darauf hingewiesen, daß dies falsch ist (vgl. auch diesen Anhang Art. 55).

Die schädliche Wirkung der Zuwachsflächen ist danach im vorliegenden Falle nur 14,5 % von der schädlichen Wirkung der Dauerflächen.

Wenn die schädlichen Flächen aus Teilen verschiedener Schädlichkeit bestehen, wird man an Stelle O die reduzierte schädliche Fläche O_r einführen und wird den zweiten Summand mit α (Art. 49) zu multiplizieren haben, wenn der Mantel geheizt ist. Für Einzylindermaschinen mit Kondensation und kleinen Füllungen ist bei gesättigtem Admissionsdampf der kurze, unmittelbar an den Deckel anschließende Dampfmantel, wie er von Stumpf für seine Gleichstrommaschinen angewandt wird, allgemein zu empfehlen, wenn die Steuerorgane in die Deckel eingebaut sind. Den kurzen Dampfmantel könnte man als Dampfkragen bezeichnen.

Unter φ_1 ist der jeweilige Füllungswinkel zu verstehen; weiter unten wird jedoch ein Verfahren angegeben werden, bei welchem für veränderliche Füllung die wechselnde Größe der Zuwachsflächen in anderer Weise berücksichtigt ist und φ_1 den Füllungswinkel bei normaler Belastung bedeutet, der dann auch für andere Belastungen einzuführen ist (vgl. Art. 87 und 88).

Umrechnungformeln für die Austauschverluste.

52. Angesichts der in den Art. 38 bis 42 erörterten Schwierigkeiten kann nicht erwartet werden, daß eine allgemein gehaltene Formel, wie sie weiter unten gegeben ist (Art. 108), die Verluste mit der für die praktischen Anforderungen erwünschten Genauigkeit liefert. Dagegen ist Aussicht vorhanden, bei Benutzung naheliegender Versuchsstützpunkte für abweichende Verhältnisse durch Umrechnungen zu befriedigenden Resultaten zu gelangen.

Ich habe auf Grund des mir aus der Literatur bekannten und sonst zugänglich gewordenen Versuchsmaterials, sowie auf Grund eigener Versuche und theoretischer Erwägungen und mit Benutzung der theoretischen Untersuchungen von Grashof und von Kirsch Formeln aufgestellt, welche die Umrechnung der Verluste aus den Versuchsresultaten einer ähnlichen Maschine mit, wie ich glaube, größerer Zuverlässigkeit gestatten, als die bisher gebräuchlichen Regeln.

Die Formeln sollen ferner dazu dienen, die Verluste in ein und derselben Maschine oder einer genau gleichen Maschine für veränderte Betriebsbedingungen zu bestimmen, wenn sie für einen nicht allzu entfernt liegenden Betriebsfall durch einen Versuch ermittelt sind.