



Aufgabe.

1. Es ist eine liegende einzylindrige Transmissionsdampfmaschine mit Kondensation zu berechnen und zu entwerfen, welche bei einer Drehzahl (Tourenzahl) von 130 in der Minute und bei einem mittleren Admissionsdruck von 7 Atm. absolut 110 PS_e normal leistet. Der Dampf soll überhitzt sein und vor dem Einlaßventil 320° haben. Die Leistung soll (unter Annahme eines Tourenabfalls von 1½ Prozent zwischen Normalleistung und Maximalleistung) auf 160 PS_e gesteigert werden können. Ventilsteuerung von einem Flachregler beeinflusst, nach einem weiter unten gegebenen Programm. Die Ventile sollen in die Deckel eingebaut werden. Der schädliche Raum werde unter dieser Voraussetzung gleich 4 Prozent geschätzt. Vgl. die Skizze der ganzen Maschine am Ende des Werkes.

Entwurf des Dampfdiagramms.

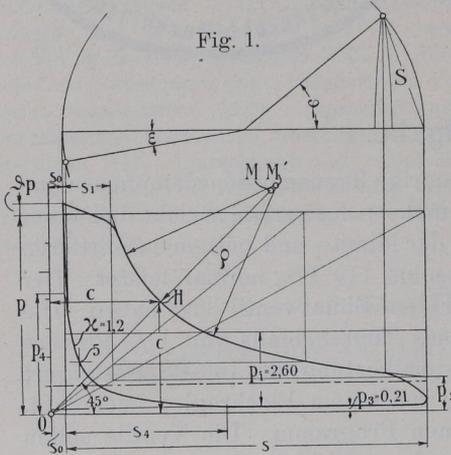
Bestimmung des mittleren indizierten Druckes.

2. Zunächst werde das Dampfdiagramm für gesättigten Dampf mit einem Expansionsgesetz $p v = \text{const}$ entworfen. Die ideale Füllung werde (in Anlehnung an den Führer des Maschinisten¹⁾ S. 664 und an Hütte 21. Aufl. Teil II S. 121) gleich 0,13 gewählt, bezogen auf den mittleren Admissionsdruck von 7 Atm. Als Maßstab für die Diagrammauftragung werde gewählt 1 Atm. = 12 mm, Diagrammlänge ohne den schädlichen Raum 150 mm.²⁾ Der ideale Enddruck ergibt sich rechnerisch aus $(s + s_0) p_2 = (s_1 + s_0) p$; $1,04 \cdot p_2 = (0,13 + 0,04) \cdot 7$; $p_2 = 1,14$ Atm. abs. Die Punkte der Expansionslinie können für das Gesetz $p v = \text{const}$ durch die bekannte Hyperbelkonstruktion gefunden

¹⁾ Es ist in dem vorliegenden Werk häufig auf die vom Verfasser dieses völlig neu bearbeitete 12. Auflage von Scholls „Führer des Maschinisten“, Braunschweig 1911, verwiesen, welches im Nachfolgenden kurz mit Führer bezeichnet ist. Die Benutzung desselben wird das Verständnis erleichtern, ohne gerade Vorbedingung dafür zu sein.

²⁾ Die Diagramme in diesem Werke sind im allgemeinen in $\frac{1}{3}$ dieser Größe dargestellt.

werden, welche auch den eben berechneten Enddruck noch einmal liefert (Fig. 1). Für die Verzeichnung des mittleren Teils der Expansionslinie empfehle ich statt dessen die Benutzung des Krümmungskreises, dessen Radius in einem außerordentlich einfachen Verhältnis zum Scheitelabstand steht. Zieht man vom Nullpunkt O aus eine Linie unter 45° , so teilt sie die vorläufig noch unbekannt Hyperbel in zwei symmetrische Hälften und schneidet sie in dem Punkte H. Der Krümmungsradius ρ ist $= OH$. Den Punkt H findet man am besten durch Rechnung mit dem Rechenschieber. Ist a die Darstellungs-



größe von $s_0 + s_1$, b diejenige von p, so ist $c^2 = ab$, $OH^2 = c^2 + c^2$, $OH = \sqrt{2} c^2 = \sqrt{2} \sqrt{ab}$; $OH = 1,414 \sqrt{ab}$; $MH = OH = \rho$. Man wird finden, daß für das Auge der Kreis auf eine ziemlich große Länge (Sehne des Ausschlagbogens nach beiden Seiten je etwa $0,4 \rho$) mit den probeweise konstruierten Hyperbelpunkten zusammenfällt, besonders wenn man (unter Festhaltung von H) den Radius des Ersatzkreises für den mittleren Teil der Hyperbel etwas größer wählt wie ρ (z. B. $1,05 \rho$ mit Rücksicht darauf, daß vom Scheitel aus nach beiden Seiten hin die Radien der Krümmungskreise zunehmen). Das Verfahren liefert, obwohl es nur eine Annäherung ist, praktisch in allgemeinen genauere Resultate wie die theoretisch korrektere punktweise Konstruktion, der besonders wegen des Mangels passender Krümmungsverhältnisse der Kurvenlineale ziemlich bedeutende zeichnerische Ungenauigkeiten anhaften. Es ist eine selbstverständliche, aber nicht immer beachtete Regel, daß man bei Benutzung eines Kurvenlineales mit einseitig zunehmender Krümmung den stärker gekrümmten Teil dem Scheitel H zukehren wird, das Kurvenlineal also umklappen muß, wenn man nach Verzeichnung des unteren Teils der Hyperbel den oberen verzeichnen will. Das gilt sowohl für die Verlängerungen der im mittleren Teil durch den Krümmungskreis angenäherten Hyperbel wie für die vollständig punktweise Konstruktion.

3. Es werde nun ausgehend vom Anfangsadmissionsdruck p' unter Berücksichtigung der Drosselung die Admissionslinie DE (Fig. 6)

so verzeichnet, daß der oberhalb der Linie DE liegende Flächenteil gleich dem unterhalb derselben liegenden wird. p' ist um den Betrag ϑp größer wie die mittlere Admissionsspannung p ; also $p' = (1 + \vartheta)p$. Es möge für die später gewählten Steuerungsverhältnisse mit einem ϑ von 0,05 gerechnet werden. Über die Zweckmäßigkeit der Annahme eines Flächenausgleichs um die mittlere Admissionsspannung und über die begriffliche Festlegung der letzteren wird weiter unten (Art. 25) noch einiges gesagt werden. Die Admissionslinie werde im Entwurfsdiagramm aus einem geneigten geraden Teil- und Kreisbogen, welcher tangential in die Expansionslinie einmündet, zusammengesetzt. Die Rundung ist nach Gutdünken zu wählen. Der Einmündungspunkt C (Fig. 5 und 6) bezeichnet den geschätzten Abschluß der Steuerung; Abschlußfüllung s_a/s , welche dem Entwurf der Steuerung zugrunde zu legen ist.

Wenn man bei der Verteilung der Flächen oberhalb und unterhalb der p -Linie nicht vollkommene Gleichheit erreicht, macht das nichts aus, sofern man bei der Flächenermittlung des ganzen Diagramms für die Bestimmung des mittleren indizierten Druckes nicht der Admissionslinie, sondern der p -Linie folgt.

Wahl der Vorausströmung.

4. Für die Wahl der Vorausströmung besteht ein ganz wesentlicher Unterschied, ob der Dampf in einen Kondensator, in die Atmosphäre oder in den Receiver einer Verbundmaschine abfließt. Um diesen Unterschied klarzumachen, ist Führer 45, 91¹⁾ ein Unterschied gemacht zwischen Ausstoßdampf und Ausschubdampf. Während bei den Hochdruckzylindern der Verbundmaschinen ohne Spannungsabfall fast der ganze Abdampf während des Kolbenrückganges, also als Ausschubdampf abfließt, muß bei Zylindern, welche ihren Dampf mit dem üblichen Spannungsabfall an den Kondensator abgeben, fast der ganze Dampf (meist über 80 Prozent) in der Nähe des Hubwechsels, und zwar in der Hauptsache vor demselben, als Ausstoßdampf abfließen. Der Abdampf von Auspuffmaschinen ist bei dem üblichen Spannungsabfall etwa zu gleichen Teilen Ausstoßdampf und Ausschubdampf.

Diesen verschiedenartigen Vorgängen wird in den üblichen Regeln über die Wahl der Vorausströmung nicht Rechnung getragen. Es

¹⁾ Es ist bei den Hinweisen auf die Kapitel und Artikel im Führer hier stets die Form gewählt, daß die Kapitelnummer vorangesetzt und die Artikelnummer hinter dem Komma kleiner angefügt ist. Es bedeutet also 45, 91 Kap. 45, Art. 91. Die Kapitel- und Artikelnummern sind im Führer oben auf den rechten Seiten zur leichteren Auffindung noch einmal angegeben.

wird meist nur angegeben, daß die Vorausströmung 5 bis 15 Prozent des Kolbenweges betragen muß und daß Maschinen mit Kondensation für den Auslaß nach dem Kondensator die größeren Werte verlangen. Auch auf die Geschwindigkeit w , welche der Bemessung der Steuerkanalquerschnitte zugrunde gelegt wurde, wird dabei nicht Bezug genommen.

Der Mangel an diesen Rücksichtnahmen und die weiten Grenzen der Regel machen es notwendig, für verschiedene Maschinentypen und Abströmungsbedingungen besondere Regeln aufzustellen. Diese Regeln, welche die einzelnen Firmen auf Grund von aufgenommenen Indikatordiagrammen für die besonderen ihren Konstruktionen zugrunde liegenden Voraussetzungen sich zurechtgemacht haben, sind noch nicht in systematische Form gebracht und noch nicht Allgemein-gut geworden.

5. Ich habe daher eine Formel aufgestellt, welche den verschiedenen Bedingungen tunlichst Rechnung trägt und doch einfach genug ist, um für die praktische Anwendung geeignet zu sein. Sie liefert das Verhältnis der Sehne S des Vorausströmungsbogens (Fig. 1) zum Halbmesser des Diagramms r und lautet:

$$\frac{S}{r} \cong k \sqrt{w(p_2 + 5)}. \quad (1)$$

w ist darin die der Kanalberechnung des Auslasses zugrunde gelegte sogenannte mittlere Geschwindigkeit in der Formel $f w = F c$, p_2 der Enddruck der bis zum Totpunkt verlängert gedachten Expansion bei größter Leistung, k ein Koeffizient, der zu setzen ist

	für Kondensation	für Auspuff
für Heißdampf	$k \cong 0,045$	$k \cong 0,035$
für Sattdampf	$k \cong 0,050$	$k \cong 0,040$.

Dabei ist vorausgesetzt, daß das Abströmungsrohr mindestens den 1,5fachen Querschnitt des mit dem eingeführten w gerechneten Steuerungskanals hat und die Verbindung mit dem Kondensator nicht zu lang (d. h. nicht länger wie etwa das 10fache des Durchmessers) ist.

Die Bezeichnung Heißdampf, Sattdampf bezieht sich auf den Eintrittszustand bei Einzylindermaschinen. Die größeren Werte für gesättigt eintretenden Dampf sind gerechtfertigt durch das stärkere Nachdampfen gerade während der Ausstoßperiode. Bei ausgiebiger Heizung ist das Nachdampfen geringer (nicht, wie vielfach angenommen wird, größer). Man darf daher bei Sattdampf mit ausgiebiger Heizung etwas unter 0,050 herabgehen.

6.¹⁾ Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen erhalten aus dem Receiver Satttdampf oder doch nur schwach überhitzten Dampf, auch wenn der Dampf mit ziemlich bedeutender Überhitzung in die Maschine eintritt. Man sollte daher und weil Verbundmaschinen etwas geringeren Gegendruck im Niederdruckzylinder verlangen, nur bei ausgiebiger Heizung unter 0,050 herabgehen.

Für Niederdruckzylinder von Schiffsmaschinen, welche selten geheizt werden, gehe man, da auch die Querschnitte der Abströrohre nicht ganz der oben vorausgesetzten Bedingung zu entsprechen pflegen, auf 0,052.

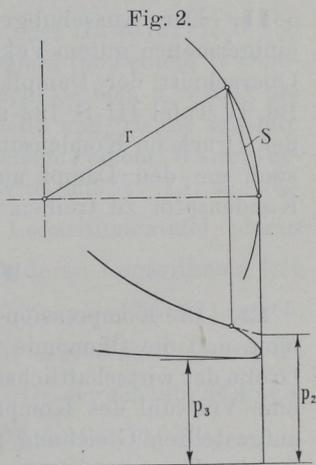
7. Bei Abströmung des Dampfes aus Hochdruck- und Mitteldruckzylindern nach dem Receiver ist das Verhältnis der Ausstoßdampfmenge zur ganzen abzuführenden Dampfmenge in hohem Grade von dem Spannungsabfall $p_2 - p_3$ abhängig (Fig. 2). Man setze

$$\frac{S}{r} \cong k' \sqrt{\frac{p_2 - p_3}{p_3} w} \quad (2)$$

mit $k' = 0,14$ bis $0,15$.

Bei sehr kleinem Spannungsabfall ist für die Wahl der Vorausströmung nicht mehr die Ausstoßdampfmenge maßgebend, sondern die Rücksicht auf die Einleitung der Eröffnung des Auslasses für den nachfolgenden Ausschub. S/r werde daher mindestens $= 0,30$ gemacht, wenn die vorstehende Formel bei kleinem Abfall einen kleineren Wert ergeben sollte.

8. Bei Kulissensteuerungen ist zu beachten, daß die Vorausströmung aus geometrischen Gründen um so kleiner wird, je größere Füllung gegeben wird, also umgekehrt, wie es mit Rücksicht auf die größere abzuführende Dampfmenge erwünscht ist. Es ist daher die größte Füllung, welche bei voller Tourenzahl vorkommt, der Rechnung zugrunde zu legen und dann (z. B. bei Lokomotiven) die Zulänglichkeit der damit gefundenen Vorausströmung bei noch größeren Füllungen nachzuprüfen mit derjenigen Tourenzahl (und dem aus derselben gefundenen w), welche bei der gegebenen Leistungsfähigkeit des Kessels möglich ist.



¹⁾ Anfänger mögen Art. 6 bis 9 überschlagen.

9. Wenn Kulissen- oder Lenkersteuerungen für mehrere Zylinder von einer gemeinsamen Umsteuerungswelle verstellt werden, wie es bei Schiffsmaschinen meist der Fall ist, wird wegen der Rücksicht auf ausreichende Vorausströmung des Niederdruckzylinders die Vorausströmung der anderen Zylinder häufig größer wie erforderlich.

10. Im vorliegenden Falle ergibt sich, wenn man p_2 bei Vollast (vgl. Art. 48) gleich 2 Atm. schätzt und w gemäß Art. 249 gleich 35 wählt nach Formel 1 mit $k=0,045$

$$\frac{S}{r} = 0,045 \sqrt{35(2+5)} = 0,704,$$

entsprechend einem Vorausströmungswinkel von $41^\circ 14'$ und einem mittleren Vorausströmungskolbenweg (für unendliche Stangenlänge gerechnet) von 12,25 Prozent; das ist schon ziemlich viel, und es möge deshalb mit w auf 30 herabgegangen werden, womit sich ergibt $S/r=0,65$; $\varphi=37^\circ 56'$, Vorausströmungskolbenweg 10,6 Prozent. Der Verlauf des Spannungsabfalls im Dampfdiagramm werde nach Gutdünken in Anlehnung an aufgenommene Indikatordiagramme verzeichnet (vgl. jedoch Untersuchung von Dampfdiagrammen von Steuer, Leipzig 1911, Dissertation).

11. Der Ausschubgegendruck beim Kolbenrückgange ist bei einigermaßen gutem Vakuum im Kondensator und bei ausreichendem Querschnitt der Dampfkanäle = 0,21 Atm. (vgl. auch Hütte 21. Aufl. Bd. II Tafel III S. 122 und Führer 53, 6), wovon etwa 0,15 Atm. auf den Druck im Kondensator entfallen und etwa 0,06 Atm. erforderlich sind, um den Dampf aus dem Zylinder durch die Kanäle in den Kondensator zu treiben.

Wahl der Kompression.

12. Die Kompression ist in ziemlich weiten Grenzen frei wählbar, ohne daß die Ökonomie stark dadurch beeinflusst wird. Die genaue Größe des wirtschaftlichsten Weges steht noch nicht fest. Ich empfehle, eine Vorwahl des Kompressionsenddruckes nach folgender von mir aufgestellten Gleichung zu treffen, welche zunächst nur Gültigkeit für das Kompressionsgesetz $p v = \text{const}$ hat

$$\frac{K}{\alpha C_i} = \log \frac{p_4}{p_3}. \quad (3)$$

Hierin ist α ein von der Füllung abhängiger Faktor, welcher bei den üblichen wirtschaftlichen Füllungen nur wenig über 1, etwa zwischen 1,05 und 1,15 liegt, K eine Konstante, welche zu setzen

ist: für Einzylindermaschinen mit Auspuff $K=6,8$; für Einzylindermaschinen mit Kondensation $K=7,5$; für Niederdruckzylinder von Verbundmaschinen $K=3,8$; ¹⁾ für Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen $K=3,3$. C_i ist der vorauszuschätzende Dampfverbrauch pro PS_i ; p_4 und p_3 vgl. Fig. 1.

13. Verschiedene eigene und fremde Versuchsergebnisse deuten darauf hin, daß bei gesättigtem Admissionsdampf die wirtschaftlichste Kompression eher kleiner wie größer ist, als die Formel ergibt.

Für überhitzten Admissionsdampf müßte eigentlich für C_i der Wert $\frac{i}{\lambda} C_i$ eingeführt werden, in welchem i den Wärmehalt des überhitzten Dampfes, λ den des gesättigten Dampfes von gleichem Druck bezeichnet. Doch deuten Versuche mit sehr hoch überhitztem Dampf darauf hin, daß die wirtschaftlich günstigste Kompression für Einzylindermaschinen mit Kondensation etwas höher liegt, wie sich nach der so korrigierten Formel ergibt. Das möge dadurch berücksichtigt werden, daß die obige Formel auch für überhitzten Dampf beibehalten werde. (Bei Auspuffmaschinen werde jedoch die Korrektur eingeführt.)

14. Schätzt man C_i nach Führer S. 1463 oder Hütte (21) II S. 138 und 139 bei Verwendung von überhitztem Dampf (mit einem Wärmehalt von $i=662+0,5(320-164)=740$, worin $\lambda=662$, $t_s=164^\circ$ die Sättigungstemperatur bei 7 Atm. laut Tabelle und 0,5 die mittlere spezifische Wärme ist) $C_i=5,5$ kg entsprechend einem Wärmeverbrauch von 4070 WE pro PS_i -Stunde, so wird mit $\alpha=1,1$, $K=7,5$ $\frac{K}{\alpha C_i} = \frac{7,5}{1,1 \cdot 5,5} = 1,24$. Schlägt man in der Logarithmentafel hierzu den Numerus auf, d. h. sucht diejenige Zahl, deren Logarithmus 1,24 ist, so findet man $\frac{p_4}{p_3} = 17,4$, oder mit $p_3=0,21$, $p_4=17,4 \cdot 0,21=3,65$.

Für das Kompressionsgesetz $p v = \text{const}$ ergibt sich hieraus, da $\frac{s_4 + s_0}{s_0} = \frac{s_4}{s_0} + 1 = \frac{p_4}{p_3}$ ist, $\frac{s_4}{s_0} = 17,4 - 1 = 16,4$. Da der schädliche Raum oben $= 0,04 s$ geschätzt wurde, wird $s_4 = 16,4 \cdot 0,04 s = 0,656 s$.

¹⁾ Die Gleichung führt mit diesem Wert von K für Niederdruckzylinder zu einem ungewohnt kurzen Kompressionsweg und niedrigen Kompressionsenddruck. Wenn in der Praxis wesentlich größere Werte gefunden werden, so ist das wohl nicht ausschließlich auf die Rücksicht auf sanftes Ausschwingen der Massen zurückzuführen, sondern zum Teil auf Unkenntnis der Art der Einwirkung der Kompression auf die Ökonomie.

15. Nun steigt aber die Kompressionslinie, besonders wenn bei gesättigtem Admissionsdampf die Deckel gut geheizt sind oder wenn der Admissionsdampf stark überhitzt war und dadurch Deckel und Kolben auch während der Kompression eine relativ hohe Temperatur besitzen, viel steiler an, oder fällt bei Rückwärtskonstruktion vom Enddruck aus steiler ab. Es möge ein Kompressionsgesetz $p v^{1,2} = \text{const}$ angenommen werden. Für dieses ist der günstigste Kompressionsenddruck nach einem anderen Gesetz wie dem oben angegebenen zu bestimmen, mit welchem die Rechnung umständlicher wird.

Angesichts der Tatsache, daß beim Entwurf sowohl der schädliche Raum von vornherein schwer genau zutreffend geschätzt werden kann, als auch der Exponent der Kompressionslinie im voraus nicht sicher feststeht, daß weiter gewisse verwickelte Nebeneinflüsse in der Formel nicht berücksichtigt werden konnten, und schließlich, daß die Rücksichten auf sanftes Ausschwingen der Massen doch noch eine Abweichung von der gefundenen wirtschaftlichsten Kompression veranlassen können, möge ein einfaches Ausgleichverfahren (das nicht gerade einen Flächenausgleich bedeutet) eingeführt werden. Es möge die Forderung gestellt werden, daß die Kompressionslinie, welches auch der Exponent derselben sein mag, durch einen Punkt 5 (Fig. 1) gehen soll, dessen Lage folgendermaßen bestimmt sei: Entfernung vom Totpunkt $= s_0$, Druck p_5 , folgend aus der Forderung, daß auch die Linie $p v = \text{const}$ durch den Punkt gehen soll, $= \frac{1}{2}$ von dem oben vorläufig gefundenen Druck p_4 , also $\frac{1}{2} \cdot 3,65 = 1,825$. Durch diesen Punkt werde nun die Kurve $p v^{1,2} = \text{const}$ konstruiert.

Konstruktion der Polytrope. $p v^x = \text{const}$.

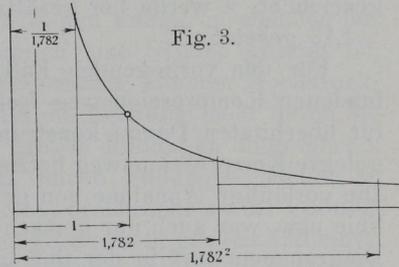
16. Sie kann nach irgend einem der bekannten graphischen Verfahren, z. B. dem von Brauer, Hütte (21) II S. 426 (vgl. über Potenzieren von Strecken auch Reuleaux, Der Konstrukteur 4. Aufl. S. 87 ff.), erfolgen oder (unter größerer Schonung des Zeichenblattes) mit Hilfe von Tabellen. U. a. enthält auch die Hütte (in der 21. Aufl. Bd. II auf S. 425) eine solche Tabelle. Die Tabelle wird wenig umfangreich, wenn man sich auf vorher gefundene Werte stützt; für den vorliegenden Zweck genügt die nachstehende bezüglich der Zahl der Exponenten vollständigere Tabelle für das Volumenverhältnis bei angenommenem Druckverhältnis. Die Werte der Tabelle geben für die im Kopf der Tabelle angegebenen Exponenten und das seitlich angegebene Druckverhältnis den Faktor an, mit welchem das Ausgangsvolumen zu multiplizieren ist, um das neue Volumen zu finden.

$\frac{p_2}{p_1}$	$\alpha =$									
	1	1,05	1,10	1,135	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4
$\frac{1}{2}$	2	1,936	1,879	1,842	1,827	1,782	1,741	1,705	1,671	1,641
$\frac{3}{4}$	1,333	1,315	1,299	1,288	1,284	1,271	1,259	1,248	1,237	1,228

Halbiert man für den vom Ausgangspunkt an abfallenden Teil der Linie immer den voraufgegangenen Druck, macht also $p_2 = \frac{1}{2} p_1$; $p_3 = \frac{1}{2} p_2 = \frac{1}{4} p_1$ usw., so wird z. B. bei $\alpha = 1,2$ $v_2 = 1,782 v_1$; $v_3 = 1,782 v_2$ usw.

Für den vom Ausgangspunkt aus ansteigenden Teil der Linie hat man den Druck wiederholt zu verdoppeln und das Ausgangsvolumen durch die Tabellenwerte wiederholt zu dividieren. Die Punkte verdichten sich dabei in erwünschter Weise. Es genügt für die Multiplikation und Division zum Zwecke der graphischen Auftragung vollständig die Benutzung des Rechenschiebers.

Um noch Zwischenpunkte zu finden, ist die Reihe $p_2 = \frac{3}{4} p_1$ aufgestellt, welche auch mit der Reihe $p_2 = \frac{1}{2} p_1$ kombiniert werden kann und dann für folgende Teilpunkte



Werte von v liefert: $\frac{3}{4}$; $\frac{3}{4} \cdot \frac{3}{4} = \frac{9}{16}$; $\frac{3}{4} \cdot \frac{1}{2} = \frac{3}{8}$; $\frac{3}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{3}{16}$ usw. Entsprechend werden für die reziproken Werte (Kehrbrüche) dieser Druckteilpunkte die zugehörigen Volumina durch Division des Ausgangsvolumens durch die Tabellenwerte oder durch das Produkt mehrerer dieser Werte gefunden.

17. Wenn man hiernach in Fig. 1 die Kompressionslinie verzeichnet, findet man den Kompressionsweg und den Kompressionsenddruck durch den Schnitt der Kompressionslinie bzw. mit der Ausschubdrucklinie und der Volumensenkrechten im Totpunkt. Der Kompressionsweg werde noch genauer durch Rechnung gefunden:

$$\frac{s_4 + s_0}{2 s_0} = \left(\frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{1}{1,3}}, \quad \frac{p_5}{p_3} = \frac{1,825}{0,21} = 8,7, \quad 8,7^{\frac{1}{1,3}} = 6,06,$$

$$s_4 = 2 \cdot 0,04 s \cdot 6,06 - 0,04 s = 0,485 s - 0,04 s = 0,445 s.$$

Der so gefundene Kompressionsweg darf nun unbedenklich etwa auf 0,45 abgerundet werden; auch würde eine Herabsetzung auf 0,4 zur Gewinnung an Diagrammfläche oder eine Heraufsetzung auf 0,5 etwa in der Erwartung sanfterer Aufnahme der Massenkräfte noch keine merkbare Zunahme des Dampfverbrauchs bei einer Maschine

mit Kondensation ergeben. Es möge jedoch an dem gefundenen Wert festgehalten werden, da Gründe der angedeuteten Art nicht vorliegen, vielmehr bei dem gefundenen Wert der Druckwechsel zeitig genug eintritt. Von einer Abrundung auf 0,45 werde abgesehen, einmal weil dann die Kompressionslinie noch einmal verzeichnet werden müßte, und weil nach Art. 280 der ideale Kompressionsbeginn doch nicht genau mit dem Abschlußpunkt zusammenfällt.

18. Für gesättigten Dampf hätte sich mit einem geschätzten Dampfverbrauch von 8,4 kg oder einem Wärmeverbrauch von $8,4 \cdot 662 = 5561$ WE pro PS_i-Stunde nach Formel 3 für $p v = \text{const}$ ergeben $\frac{7,5}{1,1 \cdot 8,4} = \log \frac{p_4}{p_3} = 0,812$; $\frac{p_4}{p_3} = 6,49$; $p_4 = 6,49 \cdot 0,21 = 1,36$; $p_5 = \frac{1}{2} \cdot p_4 = 0,68$; durch 5 wird dann wieder die Kompressionslinie mit $p v^\alpha = \text{const}$ gezeichnet, α werde bei gesättigtem Dampf und geheizten Deckeln $= 1,15$ gesetzt.

Für den vorliegenden Fall muß jedoch an dem in Art. 17 gefundenen Kompressionsweg festgehalten werden, weil die Maschine für überhitzten Dampf konstruiert werden soll und der einmal festgelegte Kompressionsweg betriebsmäßig nicht geändert werden kann. Die vorläufige Annahme von gesättigtem Dampf für die Expansionslinie usw. war auch nur gemacht, um für den Anfänger zunächst den Diagrammentwurf in der ihm geläufigen Form durchzuführen, dann einige Ausblicke auf die Unterschiede in der Wirkung und Ökonomie von überhitztem und gesättigtem Dampf zu geben und schließlich die Verhältnisse zu beurteilen, mit welchen die Maschine bei abgestellter oder versagender Überhitzung arbeitet.

19. Die Formel 3 ist nur dazu bestimmt, den wahrscheinlich wirtschaftlich günstigsten Kompressionsweg zu wählen. Die Rücksicht auf sanftes Ausschwingen der Massen verlangt zuweilen einen anderen (bei niedrigem Ausschubdruck nach dem Kondensator meist etwas größeren) Kompressionsweg.

Bestimmung des mittleren indizierten Druckes, Wahl der Füllung für Heißdampf.

20. Nachdem das Diagramm in der angegebenen Weise aufgetragen ist, wird die Arbeitsfläche ausgemessen (durch Ordinatenmessung oder mit dem Planimeter) und die mittlere Diagrammhöhe berechnet, welche im Atmosphärenmaßstab gemessen den mittleren indizierten Druck liefert. Dieser wird in dem vorliegenden Falle

$$p_i = 2,60 \text{ Atm.}$$

gefunden. Man trägt ihn am anschaulichsten von der Gegendrucklinie (anstatt von der absoluten Nulllinie) aus auf (Fig. 1). Bestimmung von p_i mittels Spannungskoeffizienten vgl. Art. 39.

21. Bei Verwendung von überhitztem Dampf fällt die Expansionslinie steiler ab. Wenn man von der gleichen ideellen Füllung ausgeht, ergibt sich daher eine kleinere Leistung und ein niedrigeres p_i . Geht man dagegen von der Expansionsendspannung aus mit der steileren Expansionslinie rückwärts, so kommt man auf eine größere Leistung und größere Füllung.

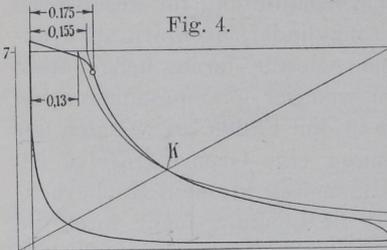
Die Annahme einer gleich großen Normalfüllung für gesättigten Dampf und überhitzten Dampf ist bei Einzylindermaschinen mit Kondensation jedenfalls unberechtigt, ebenso wie die daraus hergeleitete Behauptung, daß Heißdampfmaschinen weniger leistungsfähig seien wie Sattdampfmaschinen. Das gilt nur in den Fällen, in welchen der Erreichung ausreichend großer Füllungen eine Grenze gesetzt ist, wie bei Verbundmaschinen mit verhältnismäßig kleinem Hochdruckzylinder. Bei Einzylindermaschinen ist die Leistung mehr durch die Schwierigkeit begrenzt, die bei sehr großen Füllungen eingeführten großen Dampfmenngen abzuführen, als solche Füllungen baulich zu erreichen, d. h. es ist mehr der Enddruck p_2 beschränkt als die Füllung. Auch würde bei den baulich immerhin möglichen sehr großen Füllungen die Ökonomie so zurückgehen, daß die Füllungen für den Betrieb selbst in Ausnahmefällen nicht zu empfehlen sind.

Es scheint hiernach richtiger, bei der Wahl der Füllung einer Einzylindermaschine für Sattdampf oder Heißdampf nicht gleiche Füllungen, sondern gleiche Enddrucke zugrunde zu legen, zumal der Enddruck ein ungefähres Maß für den Verzicht an Arbeit ist, welche der Dampf bis zur Erreichung des Ausschubgegendruckes p_3 (Fig. 1) durch Fortsetzung der Expansion noch leisten könnte. Mit dieser Vergleichsgrundlage würde die Heißdampfmaschine sogar noch leistungsfähiger wie die Sattdampfmaschine.

22. Es soll hier nun weder das Eintrittsvolumen noch der Enddruck für beide Dampfarten gleich gewählt werden, sondern ein vermittelnder Weg eingeschlagen werden, der auch für Verbundmaschinen in den meisten Fällen gangbar sein wird, nämlich an dem für Sattdampf ermittelten p_i bzw. p_i red. bei Verbundmaschinen festgehalten werden. Das wird angenähert erreicht, wenn man durch den Schnittpunkt K der Diagonale des durch $s + s_0$ und p gebildeten Rechtecks mit der Hyperbel $p v = \text{const}$ (Fig. 4) die Polytrope legt, welche als die Expansionslinie des überhitzten Dampfes angenommen werden

soll. Der adiabatische Volumenexponent des überhitzten Dampfes ist $= 1,3$. Der praktisch erreichte liegt zwischen $1,1$ und $1,25$, weil der Dampf während der Expansion Wärme von den Wandungen her empfängt (ebenso wie statt des Exponenten der adiabatischen Expansion von anfangs trocken gesättigtem Dampf $1,135$ praktisch aus gleichem Grunde $1,00$, d. h. $p v = \text{const}$, erreicht wird).

23. Angesichts der hohen Überhitzung mit $320 - 164 = 156^\circ$ Über-
temperatur werde mit $1,2$ gerechnet. Die Kurve kann von K aus
nach dem gleichen Verfahren wie die Kompressionslinie (Art. 16)



konstruiert werden. Man findet
(Fig. 4) als diejenige Füllung, welche
den gleichen mittleren indizierten
Druck liefert wie die Sattdampf-
füllung von $0,13$, die ideale Heiß-
dampf-füllung $0,155$.

Eine Nachprüfung, ob bei Be-
nutzung von K als Ausgangspunkt
tatsächlich der gleiche mittlere
indizierte Druck erreicht wird wie bei Sattdampf, kann für die Normal-
leistung unterbleiben, indem es dem Regulator überlassen werden
kann, diejenige Füllung genau herzustellen, welche bei der Normal-
belastung der Maschine $p_1 = 2,60$ erzeugt, was um so eher gerecht-
fertigt ist, als auch die Unsicherheit in der Schätzung des Füllungs-
zuschlages (Art. 28) es notwendig macht, dem Regulator die gleiche
Aufgabe zuzuweisen. Für die Maximalleistung wird etwas mehr
Vorsicht oder ein sehr reichlicher Füllungszuschlag geboten sein.

Bei Verbundmaschinen ist nachzuprüfen, ob die geforderte Maximal-
leistung mit der im Hochdruckzylinder zulässigen Maximalfüllung
erreichbar ist; andernfalls ist entweder der Hochdruckzylinder allein
zu vergrößern oder die Normalfüllung herabzusetzen, d. h. die Maschine
für überhitzten Dampf im ganzen etwas reichlicher zu bemessen.

24. Man kann den mittleren indizierten Druck auch ohne Auf-
tragung des Diagramms mittels Rechnung finden; um diese Rechnung
zu vereinfachen, hat man sogenannte Spannungskoeffizienten einge-
führt für das Gesetz $p v = \text{const}$. Bevor auf das Rechnungsverfahren
mit Spannungskoeffizienten eingegangen wird, müssen einige Begriffs-
bestimmungen, welche die Grundlage für die Berechnung bilden und
nicht überall gleichartig gewählt sind, erläutert und verglichen werden.
Anfänger mögen die Art. 25 bis 38 überschlagen und sich an die
im Art. 39 gegebene Rechnungsweise halten.

Der Unterschied besteht, selbst bei Vergleich vollständig präzisen Abschlusses und starker Drosselung, nur in der senkrecht schraffierten Fläche.

Wenn man die ideelle Füllung auf den mittleren Admissionsdruck p bezieht, so fällt auch der Einfluß einer mehr oder weniger stark abfallenden Admissionslinie auf die Arbeitsfläche fort (Art. 38); doch schien es zweckmäßig, für den vorstehenden Nachweis den anfänglichen Admissionsdruck zugrunde zu legen, weil es damit nicht erforderlich wird, den Kesseldruck verschieden hoch anzunehmen.

26. Auch für die Wahl der normalen Füllung einer zu entwerfenden Maschine bezieht man sich zweckmäßig nicht auf die Abschlußfüllung, sondern auf die ideelle Füllung, weil gleiche Abschlußfüllungen bei Annahme verschieden großer Drosselung ganz verschieden große eingelassene Dampfmenge voraussetzen würden. Das geht aus Fig. 5 hervor, wenn man beachtet, daß durch das Rechteck $CBO DC$ oder auch, was wegen der gleichseitigen Hyperbel CG dasselbe ist, durch das Rechteck $GKOF G$ die in der Maschine arbeitende Dampfmenge dargestellt wird. Bei vollständig präzisiertem Abschluß zu derselben Zeit (nämlich in dem durch die Senkrechte AB festgelegten Zeitpunkt) würde sich dagegen ein wesentlich größeres Rechteck, nämlich $ABOFA$, ergeben.

27. Nun ist aber gerade das Verhältnis der eingelassenen Dampfgewichtsmenge zum Hubvolumen des Zylinders und zu der mit der Dampfmenge erreichten Leistung der für die Wahl der Füllungsmaßgebende Faktor, welcher von der Unsicherheit in der Schätzung der Drosselung stark berührt werden würde, wenn man bei Wahl der Füllung sich auf die Abschlußfüllung beziehen würde.

Deshalb ist es zweckmäßig, den Füllungsbegriff so festzulegen, daß durch Angabe der Füllung die in die Maschine sichtbar eintretende Dampfmenge (wenigstens roh angenähert) eindeutig bestimmt wird. Das wird erreicht, wenn man an Stelle der Senkrechten AB die Expansionslinie (welche roh angenähert als Kurve gleicher Dampfgewichtsmengen angesehen werden darf) festlegt. Zur Festlegung der Expansionslinie ist, wenn das Expansionsgesetz angenommen ist, die Festlegung eines Punktes durch seine beiden Koordinaten erforderlich; die eine Koordinate ist die ideelle Füllung, die andere der „Füllungsbezugsdruck“, der in der vorstehenden Erörterung gleich dem anfänglichen Admissionsdruck, im übrigen in diesem Werke gleich dem mittleren Admissionsdruck gesetzt ist, sonst aber auch vielfach anders angenommen wird (vgl. Art. 31 ÷ 36).

28. Für den Entwurf der Steuerung kommt nun freilich die Abschlußfüllung in Betracht. Man muß daher einen gewissen Zuschlag, den „Füllungs-zuschlag“, geben. Die Größe desselben läßt sich im voraus kaum rechnen oder zutreffend schätzen. Eine genau richtige Schätzung ist aber auch nicht erforderlich. Es kann dem Regulator überlassen bleiben, diejenige Abschlußfüllung herzustellen, welche die aus der Annahme einer gewissen ideellen Füllung hergeleitete und als normale bezeichnete Leistung ergibt und das Diagramm in die angenommene Expansionslinie auslaufen läßt.

Nur bei Festlegung der größten erreichbaren Füllung ist Vorsicht und ein reichlicher Füllungs-zuschlag geboten, weil hier die Regulier-vorrichtung in ihrer Wirksamkeit einseitig begrenzt ist.

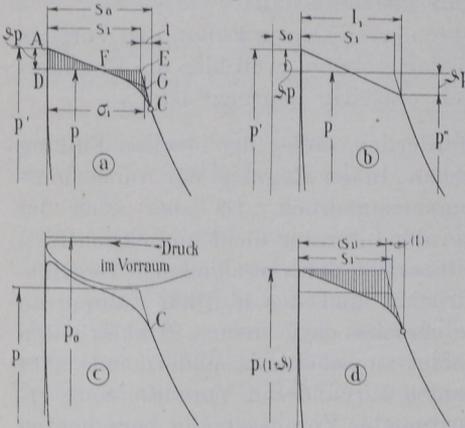
29. Wie bemerkt, ist es erforderlich, außer der ideellen Füllung den Füllungsbezugsdruck anzugeben. In der Regel ist der Admissionsdruck auch gleichzeitig Füllungsbezugsdruck. Da aber auch der Begriff des Admissionsdruckes in der Literatur nicht einheitlich festliegt, scheint es nützlich, eine Übersicht der verschiedenen Begriffsbestimmungen des Admissionsdruckes und der ideellen Füllung zu geben. Diese Übersicht soll einerseits dazu dienen, Unklarheiten und Unsicherheiten auf dem Gebiet zu beseitigen, andererseits aber auch den Übergang von der einen zur anderen Voraussetzung ermöglichen, um die auf Grund bestimmter Voraussetzung berechneten Tabellen auch bei anderen Begriffsbestimmungen der Füllung benutzen und die Wahl der Füllung treffen zu können. Als Grundlage des Vergleichs soll dabei stets die sichtbar im Zylinder enthaltene Dampfgewichtsmenge dienen.

Es kann weder die eine noch die andere Begriffsbestimmung als die unbedingt richtige bezeichnet werden, denn sowohl die ideelle Füllung wie auch zum Teil der Admissionsdruck ist eine gedachte, keine wirkliche Größe. Es kommt daher nur darauf an, den Begriff dieser Größen für die Rechnung, für die grundlegenden Annahmen, für die Aufstellung von Tabellen möglichst zweckmäßig zu wählen, d. h. derart, daß diese Rechnungen, Grundlagen und Tabellen möglichst einfach und allgemein verwendbar sind.

30. In der vorliegenden Anleitung ist ein mittlerer Admissionsdruck eingeführt. Der Mittelwert aus den während der Admissionsperiode sich ändernden Drucken wird begrifflich so festgelegt, daß die Arbeitsfläche oberhalb der horizontalen mittleren Admissionslinie DFE (Fig. 6a) bis zur wirklichen Admissionslinie gleich der unterhalb derselben liegenden ist, welche letztere begrenzt ist durch

die Linie FE des mittleren Admissionsdruckes, die von C bis E rückwärts verlängerte Expansionslinie und die wirkliche Admissionslinie. Die ideelle Füllung wird auf den so definierten mittleren Admissionsdruck als Füllungsbezugsdruck bezogen. Die (ohne Rücksicht auf das tatsächliche Expansionsgesetz) nach dem Gesetz $p v = \text{const}$ rückwärts verlängerte Expansionslinie kann dabei (angenähert) als Kurve gleicher sichtbarer Dampfmenge oder auch mit etwas anderer Annäherung als Kurve gleicher sichtbarer Wärmemenge angesehen werden. Die Begriffsbestimmungen behalten auch Gültigkeit, wenn die wirkliche Admissionslinie eine weniger einfache Form hat (Fig. 6 c).

Fig. 6.



Die Begriffsbestimmungen behalten auch Gültigkeit, wenn die wirkliche Admissionslinie eine weniger einfache Form hat (Fig. 6 c).

31. Hrabák hat seinem bekannten großen Tabellenwerk (Hilfsbuch für Dampfmaschinentechiker) auch einen mittleren Admissionsdruck zugrunde gelegt. Dieser unterscheidet sich begrifflich nur wenig von dem hier benutzten, indem Hrabák, um die Formeln, welche zur Tabellenrechnung benutzt wurden, nicht gar zu kompliziert zu machen, die Abrundung der Admissionslinie beim Übergang in die Expansionslinie außer acht läßt (Fig. 6 b). Dagegen besteht ein bedeutender Unterschied hinsichtlich des Begriffs der ideellen Füllung, welche Hrabák nicht auf den Admissionsdruck, sondern auf den Druck p'' bezieht, der um den Betrag σp kleiner ist wie p . Um von der Hrabákschen Füllung zu der hier benutzten überzugehen, bedient man sich (mit Innehaltung der sichtbaren Dampfmenge) nach Fig. 6 b der Gleichung:

$$(s_1 + s_0) p = (l_1 + s_0) (p - \sigma p) \text{ oder } s_1 + s_0 = (l_1 + s_0) (1 - \sigma)$$

mit $\sigma = 0,05$, $s_0 = 0,04 s$, $s_1 = 0,13 s$ wird $l_1 = 0,139 s$.

32. Wenn man in Tabelle III C b zu dem theoretischen Teil des Hilfsbuches von Hrabák die Füllung 0,139 zwischen 0,125 und 0,150 ($p_1 = 2,709$ bzw. 3,001, bei 7 Atm. mit Dampfhemd) interpoliert, so kommt man auf 2,873 und mit einem Abzug von 0,238 wegen der höheren Kompression auf $2,873 - 0,238 = 2,635$ statt 2,60, wie durch Planimetrierung gefunden wurde. Der Unterschied ist durch etwas abweichende Grundlagen für das Diagramm bedingt.

Auch die Tabellen in der Hütte IV B 1 und III 1 (in allen Auflagen enthalten, in der 21. auf S. 125 und 122 Teil II) können zur Berechnung des mittleren indizierten Druckes ohne Diagrammaufzeichnung benutzt werden; sie rühren von Hrabák her und bedürfen daher der gleichen Umrechnung der Füllung. Mit Tabelle IV B 1 ergibt die Interpolation zwischen 2,61 und 2,90 ein $p_i = 2,77$. Abweichung von 2,60 vorwiegend durch andere Voraussetzung über die Kompression bedingt.

33. Die Beziehung der Füllung auf den Druck $p'' = p(1 - \zeta)$ bei Hrabák anstatt auf p ist sehr unzweckmäßig, weil zur Festlegung der sichtbar eingelassenen Dampfmenge die Angabe noch einer weiteren Größe, nämlich des Füllungsbezugsdruckes p'' oder der Drosselung ζ , erforderlich ist, einer Größe, deren Vorausschätzung sehr unsicher ist und nur einigermaßen richtig möglich ist, wenn die Steuerung fertig entworfen ist. Es gilt von der auf p'' bezogenen Füllung beinahe dasselbe hinsichtlich der Unsicherheit der Grundlagen, was bezüglich der Abschlußfüllung in Art. 25 bis 28 gesagt wurde. Dabei wird es hier doch noch nötig, zwischen ideeller und Abschlußfüllung zu unterscheiden und beim Entwurf der Steuerung einen kleinen Füllungszuschlag zu machen.

Die mit diesen Voraussetzungen berechneten Tabellen verlieren noch dadurch an Wert, daß in der Regel nicht angegeben ist, welche Drosselung der Rechnung zugrunde gelegt wurde. Man kennt also bei Benutzung der Tabelle nicht einmal die genaue Lage der vorausgesetzten Expansionslinie. Es scheint, daß den Tabellen in der Hütte im allgemeinen ein ζ von 0,05 zugrunde liegt, der Zahlenreihe für Kulissensteuerungen ein ζ von 0,1.

34. Hrabák folgte, indem er p'' als Füllungsbezugsdruck wählte, zum Teil einem seit lange gebräuchlichen Verfahren zur Bestimmung der praktisch wirksamen Füllung bei aufgenommenen Indikatordiagrammen, das auch heute noch vielfach in Anwendung ist. Nach demselben verlängert man die geneigte Admissionslinie, bis sie in die rückwärts verlängerte Expansionslinie (oder wohl auch in eine an die Expansionslinie im Abschlußpunkt C gelegte Tangente) in G einschneidet (Fig. 6a), womit σ_1 die praktische Füllung wird. σ_1 ist aber ebenso wie s_1 eine gedachte Größe und hat keine weitere praktische Bedeutung, als daß sich das Verfahren und die durch dasselbe bedingte Begriffsbestimmung der Füllung ziemlich eingebürgert hat, ohne übrigens weiter bei der Beurteilung von Diagrammen verwertet zu werden.

Von der Einführung einer gedachten, nicht reellen Größe muß aber verlangt werden, daß sie den im Art. 29 aufgestellten Forderungen genügt, was bei der so bestimmten Füllung σ_1 nicht zutrifft. Zu diesem Mangel kommt noch die dadurch bedingte Unsicherheit, daß die Admissionslinie häufig gar keine geneigte Gerade ist. Wie soll man z. B. bei einer Admissionslinie von der Form der Fig. 6c die Richtung derselben annehmen?

Die gedachte Admissionslinie, auf welche die Angabe der ideellen Füllung bezogen wird, sollte jedenfalls eine horizontale Gerade sein, um Zweifel über die Lage der Expansionslinie bei Angabe empfehlenswerter Füllungen und bei Benutzung von Tabellen für p_1 auszuschließen.

35. In dem von mir bearbeiteten Werk Scholls Führer des Maschinisten habe ich mit Rücksicht auf den Leserkreis, für den das Werk in erster Linie bestimmt ist, nicht den mittleren Admissionsdruck, sondern den Anfangsadmissionsdruck p' als Ausgangspunkt und als Bezugsdruck für die Füllung eingeführt. Die Lage der Expansionslinie ist durch die Angabe von $p(1 + \varpi)$, — im Führer p_1 genannt — und (s_1) — im Führer s_1 oder $s_1/s = f$ genannt — eindeutig bestimmt (Fig. 6d). Will man zu dem s_1 der Fig. 6a übergehen, so gilt die Gleichung:

$$\frac{(s_1 + s_0)}{s} p = f p_1 = f p (1 + \varpi).$$

36. Die Tabelle der Spannungskoeffizienten A im Führer S. 649 kann jedoch, nachdem einmal die auf den mittleren Admissionsdruck bezogene Füllung gewählt ist, direkt benutzt werden; sie liefert für jeden Füllungsbezugsdruck und für die links stehenden Füllungen den mittleren treibenden Druck des scharfeckig begrenzten Diagramms unterhalb der angenommenen Admissionslinie. Nur bezüglich des Völligkeitsgrades u (Führer S. 645) ist ein Unterschied zu machen, indem entsprechend der Begriffsbestimmung des mittleren Admissionsdruckes das wirkliche Diagramm Fig. 6a mit dem gedachten scharfeckigen im oberen Teil flächengleich ist, während das scharfeckige Diagramm Fig. 6d um die schraffierte Fläche größer ist wie das wirkliche. Man wird also an Stelle des im Führer angegebenen Völligkeitsgrades von 0,93 bis 0,97 einen nur die Verluste der Vorausströmung, des verschleppten Austritts und des Voreintritts berücksichtigenden Völligkeitsgrad von 0,97 bis 0,98 einzuführen haben.

37. Es sind noch einige Worte über die Zweckmäßigkeit der Wahl des mittleren Admissionsdruckes an Stelle des Anfangsadmissionsdruckes als Grundlage für den Diagrammentwurf und für die Wahl anderer Größen zu sagen. Zunächst fällt die Einlaßdrosselung

des Dampfes als Nachteil bei der hier gewählten Begriffsbestimmung des mittleren Druckes ganz heraus. Das kommt daher, daß die Annahme eines festen (von der Drosselung unabhängigen) mittleren Admissionsdruckes voraussetzt, daß der Kesseldruck und der Druck vor dem Einlaßsteuerorgan um so größer gewählt wird, je größer infolge knapper Bemessung der Steuerung die Drosselung und je stärker der auch auf andere Gründe zurückzuführende Abfall¹⁾ der Admissionslinie ist. Es wird also der durch die Drosselung bedingte Verlust ausgeglichen durch den Gewinn, welchen die Wahl eines etwas höheren Kesseldruckes bringt. Es darf nicht eingewandt werden, daß für verschiedene Drosselungsgrade der Kesseldruck die Vergleichsbasis bilden müsse; denn die Mehrkosten eines Kessels von etwas höherem Druck sind so unbedeutend, daß sie für Wasserröhrenkessel bei der Druckwahl innerhalb der durch die mehr oder weniger große Drosselung gegebenen Grenzen kaum irgendwie mit-sprechen, für andere Systeme keinen ausschlaggebenden Einfluß haben.

38. Für die Druckwahl sind vor allem die in der Maschine auftretenden größten Kräfte und ihr Verhältnis zu den mittleren, die Leistung bestimmenden Kräften maßgebend. Diese sind aber für den Hingang bei einer etwas höher einsetzenden und dabei stärker abfallenden Admissionslinie, wegen des gleichzeitigen Abfalls der Beschleunigungslinie für die wichtigsten Triebwerksteile (Art. 57), nicht größer wie bei einer weniger stark abfallenden Admissionslinie gleichen mittleren Admissionsdruckes.

Hiernach dürfte, wenigstens im Durchschnitt der Fälle, der mittlere Admissionsdruck eine geeignetere Grundlage für den Entwurf und die Wahl anderer Größen bilden wie der Anfangsadmissionsdruck oder der Kesseldruck. Es zeigt sich, daß mit dieser Grundlage bis zu einer ziemlich weit hinaus liegenden Grenze die Abschlußdrosselung durch das Einlaßorgan unschädlich ist.

Bestimmung des mittleren indizierten Druckes mittels Spannungskoeffizienten.

39. Es ist $p_i = u (A p - B p_3)$ Führer 31, 26 ÷ 31, (4)

oder $p_i = f p - f' p_3$ Hütte — Hrabák (5)

¹⁾ Der Abfall der Admissionslinie ist, wie Gutermuth, Ztschr. d. V. d. I. 1904 S. 329, und andere gezeigt haben, nur zum Teil der Drosselung zuzuschreiben. Im Maschinenvorraum (Schieberkasten, Ventilgehäuse) treten infolge der Massenwirkungen der Dampfsäule in der Rohrleitung Druckschwankungen auf mit Abfall beim Hubanfang (Fig. 6 c, vgl. ferner Führer 55, 13 nebst Anmerkungen).