

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 Wasserrohrkessel 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).

worin A oder f die Koeffizienten des Triebdruckes, f' oder B die Koeffizienten des Gegendruckes sind. A und B gelten für das scharfeckige Diagramm. f und f' enthalten schon die Abzüge durch Abmessungen.

Für eine Füllung von 0,13 und einen schädlichen Raum $s_0/s = m = 0,04$ findet man A aus der Tabelle im Führer S. 649, von welcher nachstehend ein Auszug gegeben ist, durch Interpolation zwischen 0,420 und 0,473; $A = 0,438$; $A p = 3,066$. Um $B p_3$ zu finden, muß man, da die Tabelle für $p v = \text{const}$ gilt und für die Kompressionslinie ein stärkeres Ansteigen angenommen ist, ein höheres k zugrunde legen; es möge mit $k = 0,5$ statt mit 0,445 gerechnet werden ($k = s_4/s$). Die Tabelle ergibt $B = 1,903$; $B p_3 = 1,903 \cdot 0,21 = 0,400$; $u(A p - B p_3) = u(3,066 - 0,400) = u \cdot 2,666$. Nach Art. 36 ist u bei Zugrundelegung des mittleren Admissionsdruckes p nur wenig kleiner wie 1 zu schätzen, etwa $= 0,98$, womit sich $p_i = 0,261$ ergibt, also fast genau so groß, wie mit der Aufzeichnung und Planimetrierung des Diagramms gefunden wurde.

A					B				
s_1	m =				s_4	m =			
s	0,02	0,04	0,06	0,08	s_0	0,02	0,04	0,06	0,08
0,00	0,079	0,130	0,172	0,208	0,00	1,000	1,000	1,000	1,000
0,05	0,237	0,270	0,298	0,322	0,05	1,038	1,023	1,017	1,013
0,08	0,312	0,339	0,363	0,385	0,10	1,115	1,075	1,057	1,046
0,10	0,356	0,380	0,402	0,422	0,15	1,213	1,146	1,113	1,093
0,12	0,398	0,420	0,439	0,457	0,20	1,327	1,229	1,181	1,150
0,15	0,454	0,473	0,490	0,505	0,25	1,452	1,324	1,258	1,217
0,18	0,506	0,522	0,537	0,550	0,30	1,586	1,426	1,344	1,292
0,20	0,537	0,552	0,561	0,577	0,40	1,877	1,653	1,536	1,459
0,25	0,608	0,620	0,631	0,641	0,50	2,192	1,903	1,749	1,647
0,30	0,670	0,680	0,688	0,697	0,60	2,526	2,172	1,980	1,853
0,35	0,725	0,733	0,739	0,746	0,70	2,880	2,459	2,229	2,076
0,40	0,772	0,778	0,783	0,789	0,80	3,245	2,757	2,489	2,310

40.¹⁾ Wenn man die Tabelle im Hilfsbuch von Hrabák oder in der Hütte benutzen will, muß man nach Art. 31, um auf gleiche eingelassene Dampfmengen zu kommen, die Füllung auf den Hrabákschen Bezugsdruck reduzieren.

Die im Art. 31 gefundene äquivalente Füllung ist $= 0,139$. Die Interpolation von f in Tafel III der Hütte zwischen 0,432 und 0,390

¹⁾ Art. 40 kann ohne Beeinträchtigung des Gedankenganges überschlagen werden.

(Maschine mit Kondensation ohne Hemd) ergibt $f = 0,413$; $f p = 2,891$; für f' reicht die Tabelle nicht aus. Wird für f' das vorher gefundene B mit einem kleinen Zuschlag wegen der Voreinströmung eingeführt $= 2,0$, so wird $p_i = 2,891 - 2,0 \cdot 0,21 = 2,471$. Die Unstimmigkeit gegenüber $p_i = 2,6$ ist wahrscheinlich darauf zurückzuführen, daß den Tabellen ein anderes ζ und m zugrunde liegt.

41. Die Berechnung des mittleren indizierten Druckes mittels Spannungskoeffizienten sollte nur für Überslagsrechnungen angewandt werden und für den Entwurf einer Maschine stets durch Auftragung des Diagramms ergänzt werden, nicht so sehr wegen der Genauigkeit, als um sich über die einzelnen Voraussetzungen und Vorgänge Rechenschaft zu geben. Sehr zweckmäßig erweisen sich die Spannungskoeffizienten, wenn umgekehrt wie bisher diejenige ideale Füllung bestimmt werden soll, welche eine bestimmte Leistung ergibt. Diese Aufgabe liegt vor bei Berechnung der erforderlichen Maximalfüllung Art. 48.

Hauptabmessungen der Maschine.

42. Die Hauptabmessungen der Maschine ergeben sich nach Ermittlung von p_i aus der Gleichung

$$N_i = \frac{2 n s F p_i}{60 \cdot 75} \quad \text{oder nach } F_s \text{ aufgelöst } F_s = \frac{N_i \cdot 60 \cdot 75}{2 n p_i}$$

mit $n = 130$, $p_i = 2,60$.

Die Leistung ist in effektiven Pferdestärken gegeben. Es ist

$$N_e = \eta N_i.$$

Die Angaben für η in der Hütte (21. Aufl. Bd. II S. 126) sind viel zu ungünstig. Bei vorläufiger Annahme einer Kolbengeschwindigkeit $c = 2,60$ und $N_e/c = 42$ wird danach $\eta = 0,81$.

Diese Angaben sind noch auf eine Zeit zurückzuführen, in der die Verluste an größeren Maschinen noch gar nicht gemessen waren und die Schmierung und die Stopfbüchskonstruktion unvollkommen waren, auch die Steuerung viel Kraft verzehrte. Messungen an Maschinen, welche mit Dynamos (deren Wirkungsgrad man ziemlich genau kennt) gekuppelt waren, haben an dem Verhältnis von Indikatorleistung zur elektrischen Leistung gezeigt, daß der mechanische Wirkungsgrad von Dampfmaschinen neuerer Konstruktion viel besser ist, als früher auf Grund von Versuchen an ganz kleinen geringwertigen Maschinen vermutet wurde.