

(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

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

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.

Man kann rechnen, daß für eine Maschine der in Frage stehenden Größe mit Ventilsteuerung und beweglichen Metallstopfbüchsen, selbst bei angehängter Kondensatorluftpumpe, $\eta = 0,89$ bis $0,91$ bei normaler Belastung ist.¹⁾

Damit wird das erforderliche $N_i = \frac{1}{0,9} N_e = \frac{1}{0,9} 110 = 122,2$.

Hiermit wird das Hubvolumen $Fs = \frac{122,2 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 130 \cdot 2,60} = 813,6 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}$, wenn F in qcm , s in m , p_i in kg/qcm eingeführt wird, oder $0,08136 \text{ m}^3$.

43. Eine der beiden Größen F und s ist hierin mehr oder weniger frei wählbar. s wird, um nicht zuviel verschiedene Triebwerke bei Maschinen verschiedener Größe zu erhalten, in großen Stufen (größere Maschinen von 100 zu 100 mm, kleinere von 50 zu 50 mm) abgestuft. Wird $s = 0,6 \text{ m}$ vorläufig angenommen, so wird $F = \frac{814}{0,6} = 1356 \text{ qcm}$.

Die Kreisfläche $\pi/4 D^2$ ist wegen des Kolbenstangenabzuges etwas größer wie F zu machen, indem $F = \pi/4 (D^2 - d^2)$ ist, oder bei einseitig durchgeführter Kolbenstange, wenn F den Mittelwert aus der wirksamen Fläche auf der Kurbel- und Deckelseite bedeutet, $F = \pi/4 (D^2 - 1/2 d^2)$. Da d noch unbekannt ist, werde ein Schätzungs-faktor eingeführt, der für einseitig durchgeführte Kolbenstangen (nach Führer 31, 36) = $1,018$ zu wählen ist.

$\pi/4 D^2 = 1,018 F = 1380 \text{ qcm}$, also $D = 419,3$ gerundet 420 mm .

F und D müssen noch für andere Werte von s , z. B. $0,5$ und $0,7 \text{ m}$ berechnet werden, ehe die endgültige Wahl getroffen wird.

44. Um die in Frage kommenden Werte von s schon einigermaßen richtig zu treffen, kann man eine ganz vorläufige Rechnung unter Einführung eines Längenverhältnisses aufstellen. Der Kolbenstangenabzug mag dabei vernachlässigt werden.

Es ist $Fs = \pi/4 D^2 s = \pi/4 D^3 \frac{s}{D}$. Wird $\frac{s}{D}$ (nach Führer S. 657 für diese Maschinenart $1,4 \div 1,8$) = $1,5$ angenommen, so ergibt sich aus $0,08136 \text{ m}^3 = \pi/4 D^3 1,5$, $D^3 = 0,0691$, $D = 0,410 \text{ m}$, $s = 1,5 D = 0,615 \text{ m}$.

45. Man sieht, daß die Wahl $0,6$ etwa passend ist; doch soll noch die Frage der Wahl eines anderen Hubes an Hand einer für verschiedene Hübe aufgestellten Tabelle besprochen werden.

¹⁾ Über den Einfluß der Belastung auf den Wirkungsgrad der Maschine vgl. Art. 47.

| s Hub in m | 0,5 | 0,6 | 0,7 |
|---|-------|------|------|
| $c = \frac{2ns}{60} = \frac{ns}{30}$ in m/sec | 2,17 | 2,6 | 3,03 |
| $c_{\max} = \pi/2 c$ | 3,40 | 4,08 | 4,76 |
| F Mittelwert aus Kurbel- und Deckelseite | 1627 | 1356 | 1162 |
| $P_{\max} = F(7 - 0,21)$ (vgl. Art. 51) | 11049 | 9207 | 7892 |
| $\pi/4 D^2 = 1,018 F$ | 1656 | 1380 | 1183 |
| D abgerundet in cm | 46,0 | 42,0 | 38,8 |
| s/D | 1,09 | 1,43 | 1,79 |
| F deckelseitig mit abgerundetem D | 1662 | 1385 | 1182 |
| F mittel mit abgerundetem D | 1633 | 1360 | 1161 |

Bei Verbundmaschinen sind für P_{\max} 4 Reihen einzuführen, nämlich für das P_{\max} des Hochdruckzylinders und das des Niederdruckzylinders zunächst bei normaler Füllung; dann aber, weil bei unveränderter Füllung des Niederdruckzylinders eine für die Triebwerksbemessung ungünstige Verschiebung des Receiverdruckes eintritt, noch eine Reihe für das P_{\max} des Hochdruckzylinders bei kleinster Leistung und das des Niederdruckzylinders bei größter Leistung.

46. Es kommt nur die Maschine von 600 und 700 mm Hub näher in Betracht, da bei 500 mm die Triebwerkskräfte für eine Stirnkurbelmaschine der fraglichen Leistung schon zu groß werden.

Die Maschine von 700 mm Hub wird einen etwas günstigeren mechanischen Wirkungsgrad ergeben wie die von 600 mm, auch etwas geringere Dampfverluste durch Eintrittskondensation aufweisen, wird sich jedoch ziemlich lang bauen und daher teuer werden. Das leuchtet ein, wenn man bedenkt, daß die Länge von Einzylindermaschinen, gemessen von der äußersten Begrenzung des hinteren Zylinderdeckels bis zum äußersten vorderen Teil des Gestells, roh gleich dem 6fachen bis 7fachen des Hubes zu schätzen ist. Es würde also die Maschine mit 700 mm Hub $100 \cdot (6 \text{ bis } 7) = 600 \text{ bis } 700$ mm länger wie die mit 600 mm Hub.

Es werde für die Ausführung, der geringeren Kosten wegen, die Maschine mit

600 mm Hub und 420 mm Zylinderdurchmesser gewählt.

Bevor auf die Bestimmung der der Maximalleistung entsprechenden Füllung eingegangen wird, sind noch einige Worte zu sagen über den

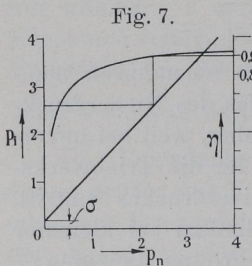
Einfluß der Belastung auf den Wirkungsgrad der Maschine.

47. Die Abhängigkeit der Widerstände von der Belastung nimmt man (mangels genauerer Unterlagen) meist linear an und setzt den nutzbaren Druck p_n zu p_i in die Beziehung

$$p_i = \sigma + (1 + \mu) p_n.$$

p_n ist definiert durch $\eta = \frac{p_n}{p_i}$, somit $\eta = \frac{p_i - \sigma}{p_i(1 + \mu)}$.

Die Konstante σ kann an einer fertigen Maschine leicht bestimmt werden, indem man sie unbelastet ($p_n = 0$) bei voller Tourenzahl indiziert. Es ist dies die sogenannte Leerlaufreibung. Die der jeweiligen Belastung proportionale Reibung μp_n nennt man die zusätzliche Reibung. In Fig. 7 ist p_i als lineare Funktion von p_n (mit Ordinatenanschriften links) dargestellt.



In dem Hilfsbuch von Hrabák und in der Hütte (21. Aufl. II S. 127 und 131) sind Regeln zur Annahme dieser Konstanten für verschiedene Maschinen und Admissionsdrucke gegeben, die jedoch auch (vgl. Art. 42) nicht mehr recht zeitgemäß sind. Jedenfalls bedürfen die in den Schätzungsformeln für die Konstanten enthaltenen Zahlenwerte einer starken Reduktion.

Wenn $\sigma = p_{i0}$ im vorliegenden Falle = 6 Prozent der Normalleistung = $0,06 p_{i \text{ normal}} = 0,06 \cdot 2,60 = 0,156$ geschätzt wird, so ergibt sich bei dem für normale Belastung angenommenen $\eta = 0,9$ mit

$p_n = 0,9 \cdot 2,60 = 2,34$ die zusätzliche Reibung aus

$$2,60 = 0,156 + (1 + \mu) 2,34,$$

$$1 + \mu = 1,044; \quad \mu = 0,044.$$

Hiernach kann η für verschiedene Belastungen ermittelt werden mit Gleichung

$$\eta = \frac{p_n}{p_i}, \quad \text{mit } p_i = 0,156 + 1,044 p_n \quad \text{oder} \quad p_n = \frac{p_i - 0,156}{1,044}.$$

Die Wirkungsgradkurve ist in Fig. 7 mit Ordinatenanschriften für η an der rechten Seite als Funktion von p_n dargestellt. Für die normale Leistung $p_i = 2,6$ muß natürlich η der ursprünglichen Annahme entsprechend = 0,9 sein. Der betreffende, von $p_i = 2,6$ auf $\eta = 0,9$ führende Linienzug ist in die Figur eingetragen.

Berechnung der erforderlichen Maximalfüllung.

48. Zunächst werde die ideelle Maximalfüllung für das Expansionsgesetz $p v = \text{const}$ aufgesucht. Hierzu ist die Tabelle auf S. 20 geeignet. Nach der Aufgabe soll die Leistung auf 160 PS_e gesteigert

werden können. Aus dieser Forderung ergibt sich bei den festliegenden Abmessungen der Maschine das erforderliche p_i aus der Gleichung

$$N_e = \eta \frac{2 n s F p_i}{60 \cdot 75}; \quad \eta p_i = \frac{N_e \cdot 60 \cdot 75}{2 n s F}$$

Es möge angenommen werden, daß die Tourenzahl um 1,5 Prozent = 2 Touren bei Vollbelastung abfällt, die Maschine also nur 128 Touren macht. Die Kolbenfläche (Mittelwert aus Kurbel- und Deckelseite) ist bei einem Durchmesser von 42 cm = $\frac{1385}{1,018} = 1360$ qcm, damit wird

$$\eta p_i = \frac{160 \cdot 60 \cdot 75}{2 \cdot 128 \cdot 0,6 \cdot 1360} = 3,45;$$

nach S. 24 ist $p_i = 0,156 + 1,044 p_n = 0,156 + 1,044 \cdot 3,45 = 3,758$; $\eta = 0,918$.

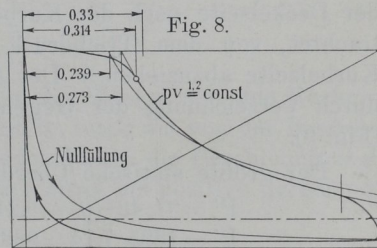
$$\text{Es ist } p_i = u (A p - B p_3); \quad 3,758 = u (A p - B p_3).$$

Da die Kompression nicht verändert wird, ist für B der oben gefundene Wert beizubehalten. p_3 kann bei der Maximalleistung infolge knapper Querschnitte und knapper Vorausströmung etwas größer werden wie bei normaler Leistung. Es möge angenommen werden, daß p_3 unverändert bleibt; auch u werde mit 0,98 beibehalten; dann ergibt sich A aus der Gleichung

$$3,758 = 0,98 (A \cdot 7 - 0,400); \quad A = 0,605.$$

Nach der Tabelle S. 20 liegt die Füllung zwischen 0,20 und 0,25 mit den Werten $A = 0,552$ und 0,620. Die Interpolation ergibt eine Füllung von 0,239 (Fig. 8).

49. Für überhitzten Dampf wird nach dem in Art. 22 ange deuteten Verfahren angenähert die ideelle Füllung = 0,273 gefunden (Fig. 8). Dann wird die Abschluß füllung durch schätzungsweise Ein zeichnung der abgerundeten Ab schlußlinie = 0,314 gefunden und außer dem Füllungszuschlag für die obere Reguliergrenze wegen Art. 28 noch ein Sicherheitszuschlag bis auf 0,33 gegeben. Dem Regu lator kann es dann überlassen bleiben, diejenige Füllung einzustellen, welche 160 PS_e liefert, und die kleinen Schätzungsirrtümer zu beseitigen.



50. Von Bedeutung für die Regulierung und für die Wahl der Scheitelkurve ist noch die Leistung bei Nullfüllung. A ist hierbei (nach der Tabelle auf S. 20 für $m = 0,04$ und $s_1 = 0$) = 0,130,

und wenn bei Nullfüllung keine namhafte Drosselung eintritt, ist $A p = 0,130 \cdot 7 = 0,91$; $B p_3$ bleibt $= 0,400$, so daß wird:

$$p_{i0} = 0,98(0,910 - 0,400) = 0,50.$$

Die Leerlaufwiderstände entsprechen nach Art. 47 einem indizierten Druck von 0,156. Die Maschine würde also, wenn nicht noch andere größere Leergangswiderstände (Transmission od. dgl.) zu überwinden sind, unbelastet mehr Arbeit leisten, als sie verbraucht, d. h. sie würde durchgehen. Die Steuerung muß daher so durchgebildet werden, daß sie bei kleinsten Füllungen stark drosselt, damit an Stelle von 7 Atm. ein wesentlich niedrigerer Anfangsdruck eintritt. Bei überhitztem Dampf wird freilich die Arbeit bei Nullfüllung und ungedrosseltem Eintrittsdampf etwas kleiner sein wie bei Sattedampf. Doch mag davon abgesehen werden, die Arbeit zu bestimmen, da sie immer noch größer sein wird wie der Leergangswiderstand und es hier nur darauf ankam, zu zeigen, daß der Ausbildung der Steuerung nach dieser Richtung hin Aufmerksamkeit zuzuwenden ist. In Fig. 8 ist die der Füllung Null entsprechende Expansionslinie für ungedrosselten Sattedampf eingezeichnet.

Kräfte am Triebwerk

für $s = 0,6$ m, $D = 42$ cm, $p = 7$ Atm. abs., $p' = (1 + 0,05)p$, $p_3 = 0,21$.

51. Um die Triebwerkskräfte zunächst rein statisch zu ermitteln, hat man die gleichzeitig auf beiden Seiten des Kolbens wirkenden Kräfte voneinander abzuziehen; man hat also, wenn man bei nicht durchgehender Kolbenstange die Kräfte des Kolbenhingsangs von der Deckelseite nach der Kurbelseite als die stärkeren zuerst betrachtet, von dem Triebdruck der Deckel- den Gegendruck der Kurbelseite abzuziehen.¹⁾ Der Abzug geschieht in bekannter Weise durch Verzeichnung der Gegendrucklinie der anderen Kolbenseite (Fig. 9).

Der größte statische Überdruck auf den Kolben ist

$$P' = \pi/4 \cdot 42^2 (p' - 0,21); \quad p' = 1,05 p = 7,35;$$

$$P' = 1385 \cdot 7,14 = 9889 \text{ kg.}$$

Sowohl der Einfachheit halber als auch aus den im nächsten Artikel erörterten Gründen soll jedoch nicht der Anfangsadmissions-

¹⁾ Genau genommen müßten die spezifischen Gegendrucke bei Zusammensetzung mit den spezifischen Triebdrucken im Verhältnis $\frac{D^2 - d^2}{D^2}$ reduziert werden, wovon jedoch der Einfachheit wegen Abstand genommen werden möge.