

des Verlustes C_t und der vor dem Hubwechsel fallenden Wärmeverluste führt, wenn das Vakuum besonders gut oder die Überhitzung hoch ist (vgl. diesen Anhang Art. 32, ferner vorne Art. 454 bis 464). Für Auspuffmaschinen ist wegen der großen Totraumverluste das System zu verwerfen.

110. Die Anwendung der Formel werde noch an dem Beispiel der Hauptaufgabe erläutert: M werde bei dem vorausgesetzten Deckeleinbau = 1100 geschätzt. O_r/F wurde in Art. 50 = 3,906 gefunden. Es ist also

$$W_v = \tau 1100 \cdot 3,906 \sqrt{7 + 2 \frac{1}{0,6} \frac{1}{130^{0,6}} \left(\frac{1}{2,6} + 0,5 \right)} = \tau 1024.$$

Indem τ für gesättigten Dampf = 1 wird, betragen die unsichtbaren Wärmeverluste 1024 WE und die unsichtbaren Dampfverluste $1024/\lambda = 1024/662 = 1,547 \text{ kg} = C_v$.

Für überhitzten Dampf von 320° und 7 Atm. ist $t_n = 320 - 164 = 156$ und nach Art. 105:

$$\tau = \frac{164}{164 + (0,35 + 0,001 \cdot 156) 156} = 0,704.$$

Hiermit wird $W_v = 1024 \cdot 0,704 = 720,9 \text{ WE}$. Mit $i = 743,5$ (nach Art. 16) wird $C_v = 720,9/743,5 = 0,9696 \text{ kg}$.

C_a wurde in Art. 16 = 4,45 gefunden, C_u und C_t werden in Anlehnung an Art. 31 und 32 = $(0,025 + 0,0407) C_a$ geschätzt. Damit wird der Verbrauch an überhitztem Dampf pro PS_i -Stunde:

$$C_i = 4,45 (1 + 0,025 + 0,0407) + 0,9696 = 5,712 \text{ kg}.$$

Der Wärmeverbrauch für die PS_i -Stunde ist also

$$W_i = 5,712 \cdot 743,5 = 4247 \text{ WE}.$$

Absolute Verbrauchsformel für Verbundmaschinen.

111. Es muß von vorneherein hervorgehoben werden, daß von einer kurzen Formel, welche nur wenige der außerordentlich zahlreichen Größen enthält, welche in Verbundmaschinen einen sehr verwickelten Einfluß auf den Dampfverbrauch haben, keine allgemein zutreffenden Ergebnisse erwartet werden können. Es muß auch hier auf die Umrechnung von Versuchsergebnissen ähnlicher Maschinen nach den vorstehend besprochenen Verfahren verwiesen werden.

Immerhin dürfte die nachstehende Formel, so gut es überhaupt ohne Auftragung der Arbeits- und Dampfdruckdiagramme möglich ist, für Überschlagsrechnungen und für die allgemeine Beurteilung des Einflusses der Hauptgrößen brauchbare Resultate liefern, die

mehr befriedigen wie die zurzeit bestehenden Regeln und Formeln. Man setze:

$$C_i = C_a + \tau \frac{M}{i} \left[0,35 + \frac{O_r}{F} \sqrt{p + 5} \frac{1}{s} \frac{1}{n^{0,6}} \left(\frac{1}{p_i} + 0,5 \right) \right]. \quad (43)$$

Für gesättigten Dampf wird $C_a = C_{a,s}$; $\tau = 1$; $i = \lambda$. Für O_r/F sind die Verhältnisse des Niederdruckzylinders einzuführen unter der Voraussetzung, daß die des Hochdruckzylinders nicht wesentlich andere sind (wenn bei überhitztem Dampf am Hochdruckzylinder die Heizung fehlt, während sie am Niederdruckzylinder vorhanden ist, soll das als keine wesentliche Abweichung angesehen werden).

Bezüglich p_i gilt das gleiche wie in Art. 108. Wenn die Belastung, für welche der Verbrauch bestimmt werden soll, erheblich von der normalen abweicht, ist zunächst der Verbrauch mit einem Normalleistungs- p_i zu berechnen und darauf eine Umrechnung nach Art. 102 bis 104 vorzunehmen.

M kann gesetzt werden: bei Einbau der Steuerorgane in die Deckel oder einer ähnlich günstigen Einbauweise = 400 bis 500, sonst bei gutem Oberflächenzustand der schädlichen Flächen = 500 bis 800.

Dabei ist ein mäßiger Spannungsabfall beim Austritt des Dampfes aus dem Hochdruckzylinder vorausgesetzt. Der direkte Verlust durch einen stärkeren Spannungsabfall (sogenannter Dreiecksverlust) ist zwar nicht groß, doch werden die Innenflächen des Receivers um so mehr zu schädlichen, je stärker die (besonders durch den Spannungsabfall bedingten) Druckschwankungen sind. Ein kleiner Spannungsabfall ist bei Verbundmaschinen mit Kurbelversatz wahrscheinlich sogar nützlich durch Verminderung der Austauschverluste im Hochdruckzylinder. Daß die Triebwerkskräfte durch den Spannungsabfall vermindert werden, ist selbstverständlich.

112. Beispiel: Tandemmaschine mit Ventilsteuerung und gewöhnlicher Einbauweise der Steuerorgane, $p = 12$ Atm.; $p_3 = 0,20$ (Druck im Kondensator 0,15); $p_i = 2,0$; $s = 0,7$; $n = 150$; ($N_i = 500$ PS_i). Der Dampfverbrauch ist zu bestimmen zunächst für gesättigten Dampf. Nach Art. 11 ist für die gleichen Voraussetzungen $C_{a,s} = 4,32$ gefunden. O_r/F sei = 4,85 ermittelt, M mit Rücksicht auf die Steuerungsart = 600 geschätzt, dann ist:

$$C_i = 4,32 + 1 \frac{600}{668,1} \left[0,35 + 4,85 \sqrt{12 + 5} \frac{1}{0,7} \frac{1}{150^{0,6}} \left(\frac{1}{2} + 0,5 \right) \right];$$

$$C_i = 4,32 + 1 \frac{600}{668,1} 1,764 = 4,32 + 1,59 = 5,91 \text{ kg.}$$

Wenn der Dampf auf 320° überhitzt ist, beträgt die adiabatische Wärmeersparnis (nach Art. 11 Schluß) $6,34\%$. Der adiabatische Verbrauch an überhitztem Dampf wird demgemäß:

$$4,32(1 - 0,0634) \frac{\lambda}{i} = 4,32 \cdot 0,9366 \frac{668,1}{740,7} = 3,650 \text{ kg};$$

τ wird nach Gleichung 41 = $186,9/320$ und damit

$$C_i = 3,65 + \frac{186,9}{320} \frac{600}{740,7} 1,764 = 4,48 \text{ kg}.$$

Der Wärmeverbrauch, auf den es im Betriebe ankommt, ist hier nach für gesättigten Dampf = $\lambda C_{is} = 668,1 \cdot 5,91 = 3948,5$ WE und für überhitzten Dampf $i C_{iu} = 740,7 \cdot 4,48 = 3318,3$ WE für die indizierte Pferdekraftstunde.

113. Für den Verbrauch im laufenden Betriebe und auch für die Kondensator- und Luftpumpenbemessung sind in allen Fällen Zuschläge zu den errechneten Verbrauchswerten zu machen, da überall in diesem Werk ein tadelloser Zustand der Maschine vorausgesetzt ist (vgl. Art. 72), der nicht dauernd erhalten bleibt.

Bei einigermaßen sorgsamer Aufsicht und Instandhaltung ist der durch den Maschinenzustand bedingte Mehrverbrauch jedoch besonders bei Ventilmaschinen gar nicht so groß, wie häufig angenommen wird. Der große Mehrverbrauch, der oft im Betriebe gefunden wird, ist in der Regel auf ganz andere Ursachen zurückzuführen, wie ungünstige Belastung, Abkühlung in unbenutzten oder schwach durchströmten Rohrleitungen, blasende Kondenstöpfe usw.

Einen nicht durch die Maschine selbst bedingten, aber an ihr in Erscheinung tretenden Einfluß muß man bei Abschätzung des Betriebsverbrauchs in Anlagen, die mit überhitztem Dampf betrieben werden, von vorneherein berücksichtigen, daß nämlich die im Garantievorsuch erreichte Überhitzung oft durch Verrußung der Überhitzer stark zurückgeht und damit auch der Wärmeverbrauch der Dampfmaschinen steigt.

Daß die Hauptverluste im Betriebe gegenüber den erreichten Garantieresultaten weniger im Dampfverbrauch wie im Kohlenverbrauch infolge ungünstiger Belastung der Kessel und schlechter Bedienung der Feuerung zu suchen sind, sei hier nur nebenbei erwähnt.

Bei Berechnung des Wärmeverbrauchs wurde überall der Wärmeinhalt (die Erzeugungswärme) von 0° ab gerechnet. Im Betriebe steht aber stets Wasser von höherer Temperatur zur Verfügung. Ohne große Vorkehrungen (Economiser) gelingt es in der Regel leicht, durch

kleine Hilfsmittel die Temperatur des Speisewassers auf 40 bis 50° zu bringen, wodurch die Erzeugungswärme im Kessel nicht unerheblich vermindert wird.

Dies ist auch nicht ganz ohne Bedeutung für die Beurteilung des betriebsmäßigen Gewinns durch Überhitzung. Das Verhältnis des Wärmeverbrauchs pro PS_i-Stunde bei überhitztem und gesättigtem Dampf beträgt von 0° ab gerechnet für das vorstehende Beispiel:

$$\frac{668,1 \cdot 5,91}{740,7 \cdot 4,48} = 1,19 \text{ und von } 50^\circ \text{ ab gerechnet } \frac{(668,1 - 50) 5,91}{(740,7 - 50) 4,48} = 1,18.$$

Anhang IX.

Die Funktionsskala.

Ihre Aufstellung im allgemeinen und ihre Verwendung für thermodynamische Vorgänge.

1. Die Hilfsmittel, deren sich der Ingenieur bedient, um nicht jede Rechnung selbst ganz durchführen zu müssen, sind dreierlei Art: die Zahlentabelle, die Kurventafel und — die Funktionsskala. Mit diesem letzten neuen Namen möge die in nachfolgendem näher besprochene Form der Funktionsdarstellung benannt werden.

Durch den besonderen Namen wird sie sich deutlicher von der Darstellungsform der Kurventafel unterscheiden lassen.

Wie sich noch zeigen wird, kommen auch bei den Funktionsskalen Kurven vor, die jedoch in der Regel keine Funktionen darstellen, sondern nur zur Verbindung gleichartiger Teilpunkte mehrerer Funktionsskalen dienen. Tafeln mit solchen Kurven mögen nicht als Kurventafeln bezeichnet werden; vielmehr soll dieser Name ausschließlich für die Darstellung von Funktionen in Koordinaten reserviert bleiben.

2. Während bei der Funktionsdarstellung durch Kurven beide Veränderliche durch Längen (Koordinaten) ausgedrückt werden und mit Längenmaßstäben meßbar sind, wird in der Funktionsskala nur eine der beiden Veränderlichen, die als **Maßgröße** bezeichnet werden möge, durch Längen zur Darstellung gebracht. Die andere Veränderliche, die **Teilungsgröße** genannt werden möge, wird durch Teilpunkte (Teilstriche) mit Zahlenbeischriften auf der Linie der Maßgröße ausgedrückt.