

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.