

mit der Pumpmaschine der Boston Main Drainage Works wurde diese Leistung mit 84 Prozent gemessen; die Versuche von Prof. Reynolds ergaben das Verhältnis der mittels Bremse gemessenen Leistung und der indizierten Arbeit der Maschine unter den günstigsten Verhältnissen mit 0,82.

Wenn eine Maschine mit unveränderter Tourenzahl läuft, dann ist die Eigenreibungsarbeit derselben gewöhnlich nahezu konstant, ob die Maschine mehr oder weniger belastet ist; der mechanische Wirkungsgrad wird daher bei abnehmender Belastung der Maschine gleichfalls abnehmen. Im folgenden Abschnitt wird auf diesen Gegenstand näher eingegangen und der Weg zur Ermittlung der Energieverluste der Maschine erörtert werden.

Mit Rücksicht auf den mechanischen Wirkungsgrad einer Maschine ist es unrationell, mit der Expansion des Dampfes bis zur Vollständigkeitsgrenze zu gehen; der Grund hierfür hängt jedoch in keiner Weise mit der in § 87 besprochenen Vermehrung der Kondensationsverluste zusammen.

Wenn das Indikatordiagramm bis zur Grenze vollständiger Expansion ausgedehnt wird, dann ist der letzte Teil des Kolbenhubes hinsichtlich der äußeren Arbeit nicht nur unwirksam, sondern geradezu nachteilig, denn obgleich durch diese Diagrammspitze die Fläche des Diagramms etwas vergrößert wird, wird dennoch die zu leistende äußere Arbeit vermindert. Der Verlust an effektiver Arbeit beginnt, sobald mit zunehmender Expansion der Druck auf den Kolben eben noch ausreicht, um die Eigenbewegungswiderstände der Maschine zu überwinden; es ist daher hinsichtlich der Nutzleistung der Maschine ein entschiedener Vorteil, die Diagrammspitze abzuschneiden, beziehungsweise das Auslaßorgan zu öffnen, sobald diese Grenze erreicht ist. Aus demselben Grunde wäre es unrationell, die Ökonomie des Betriebes schädigend, wenn die Expansion über die Grenze der Vollständigkeit ausgedehnt, das heißt die Spannung über die Austrittsspannung vermindert würde, in welchem Falle sich im Diagramm eine Schlinge bilden würde.

101. Wahl der Expansionslinie bei Entwurf des Indikatordiagrammes einer Dampfmaschine gegebener Abmessungen.

So sehr auch der Dampfverbrauch einer Maschine durch die Wechselwirkung zwischen Cylinderwandung und Dampf beeinträchtigt wird, so wenig bemerkbar macht sich der Einfluß derselben auf die Form und den Verlauf der Expansionslinie; in Wirklichkeit ist diese Kurve sehr wenig von einer rechtwinkligen Hyperbel verschieden. Die einfache Annahme, daß sich der Druck während der Expansionsperiode im umgekehrten Verhältnisse zum Volumen ändert, genügt zur Konstruktion des

mutmaßlichen Indikatordiagramms behufs Bestimmung der zu erwartenden Leistung einer Maschine von gegebenen Cylinderdimensionen, angenommener Kolbengeschwindigkeit und Anfangsspannung, sowie entsprechend gewähltem Gegendruck und Expansionsverhältnis.

Wäre der schädliche Raum gleich Null, die volle Anfangsspannung p_1 während der Admissionsperiode konstant, der Schluß der Füllung sowie der Beginn der Ausströmung scharf begrenzt, würde die Expansion sich bis Ende des Hubes erstrecken und die Gegenspannung, ohne Kompression, während der vollen Ausströmperiode p_b sein, dann würde sich unter der Annahme, daß die Expansionslinie als gemeine Hyperbel betrachtet werden kann, der mittlere effektive Druck nach der Gleichung berechnen

$$\frac{p_1 (1 + \log_e r)}{r} - p_b,$$

worin r das Expansionsverhältnis bedeutet, d. i. das Verhältnis des vollen Hubvolumens zum Füllungsvolumen.

Die Fläche des Indikatordiagramms ergibt sich aus der Gleichung

$$p_1 v_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv - p_b v_2,$$

wenn v_1 und v_2 das Füllungsvolumen beziehungsweise das Volumen mit Beginn der Ausströmung bezeichnen, somit

$$r = \frac{v_2}{v_1}.$$

Unter der vorigen Annahme des Charakters der Expansionslinie ist in irgend einem Punkte derselben $p v = p_1 v_1$, somit die Fläche des Diagramms

$$\begin{aligned} p_1 v_1 \left(1 + \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} \right) - p_b v_2 \\ = p_1 v_1 (1 + \log_e r) - p_b v_2. \end{aligned}$$

Die mittlere effektive Pressung ergibt sich daraus durch Division mit v_2 , entsprechend der vorhin angeführten Gleichung.

Für Compoundmaschinen kann dieselbe Gleichung benutzt werden, wenn r das Gesamtexpansionsverhältnis bedeutet und vorausgesetzt wird, daß auf dem Wege des Dampfes von einem Cylinder zum nächsten keine Druckverluste eintreten.

In Wirklichkeit werden diese Bedingungen jedoch nicht erfüllt; infolgedessen ist der wirkliche mittlere effektive Druck p_m stets kleiner

als der so gerechnete theoretische, welche Beziehung man durch einen Koeffizienten e in der Art auszudrücken pflegt, daß

$$p_m = e \left\{ \frac{p_1 (1 + \log_e r)}{r} - p_b \right\}.$$

Dieser „Diagrammfaktor“ e , von Prof. Unwin*) so genannt, ist natürlich eine Erfahrungszahl kleiner als Eins und bestimmt sich aus dem Vergleich von Maschinen gleicher Type, welche unter verwandten Voraussetzungen arbeiten.

*) Siehe *The Practical Engineer*, 17. Juni 1892; sowie *Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, Vol. CXIV, S. 83 und *Engineering*, Okt. 1893.