

Im ganzen beträgt also der voraussichtliche Wärmeverbrauch nach der Garantie

$$4450,8 + 87 + 46,5 = 4584,3 \text{ WE.}$$

Mit dem Wärmeinhalt des Dampfes im Versuch

$$i = 594,7 + 0,477 \cdot 277,1 + 0,62 \cdot 6,5 = 730,9$$

wird der umgerechnete Garantiedampfverbrauch = $4584,3/730,9 = 6,27$ kg pro PS_i-Stunde.

Die oben angegebene und beanstandete Faustformel ergibt bei der Mindertemperatur von $300 - 277,1 = 22,9^{\circ} = 7 \cdot 3,27^{\circ}$ einen umgerechneten Garantieverbrauch von $6,00 + 0,1 \cdot 3,27 = 6,327$, was mit dem Vorstehenden (mehr zufällig) einigermaßen übereinstimmt.

Umrechnung auf andere Admissionsdrucke und Ausschubgedrucke.

107. Die Umrechnung der unsichtbaren Verluste auf andere Grenzdrucke ist sehr unsicher. Bei gesättigtem Dampf hat man früher die Verluste durch inneren Wärmeaustausch der Differenz zwischen der Temperatur des Admissionsdampfes und der mittleren Temperatur der Wandung proportional gesetzt. Das Gesetz scheint aber selbst für gesättigten Dampf nicht recht zu passen und für Auspuffmaschinen gegenüber Kondensationsmaschinen zu günstig zu sein. Der Einfluß des Zeitpunktes des Trockenwerdens der Wandungen, nach welchem die Abkühlung bis zum Beginn der Wärmezuführung fast gleich Null ist, ist dabei zweifellos sehr bedeutend und wird durch die Temperaturbeziehung vor allem wegen der Unmöglichkeit, die mittlere Wandungstemperatur zu bestimmen, nicht richtig berücksichtigt.

Die Frage des Einflusses des Ausschubgedruckes auf die Austauschverluste ist nicht nur für die Übertragung der bei Maschinen mit Kondensation gefundenen Ergebnisse auf Auspuffmaschinen und für die umgekehrte Übertragung von Interesse, sondern hat neuerdings auch wegen der zunehmenden Anwendung von Gegendruckmaschinen mit Abdampfverwertung an Bedeutung gewonnen. Sie muß heute noch als eine ziemlich offene angesehen werden, und es ist zu wünschen, daß Versuche bald größere Klarheit schaffen.

Der Wirkungssinn des Admissionsdruckes auf die unsichtbaren Verluste ist derart, daß mit steigendem Admissionsdruck die Verluste zunehmen, so daß der adiabatische Gewinn einer Druckerhöhung durch die Zunahme der Verluste wieder geschmälert, bei kleinen Leistungen und bereits hohem Druck unter Umständen sogar aufgehoben wird.

Der Einfluß scheint bei normalen Leistungen ungefähr durch einen Faktor $\sqrt{p+a}$ zum Ausdruck zu kommen, in welchem, vorbehaltlich der Bestätigung durch weitere Versuche, a bei Einzylindermaschinen mit Kondensation = 2, bei Verbundmaschinen = 5 gesetzt werden mag. Da die Größe des Absturzwirbels von der Höhe des Admissionsdruckes mit abhängt, wird nach Art. 101 eine genauere Regel über den Einfluß von p für überhitzten Dampf auch den Kompressionsenddruck enthalten müssen.

Absolute Verlustformel.

108. In den vorausgehenden Artikeln ist gezeigt, wie man unter Benutzung naheliegender Stützpunkte die unsichtbaren Verluste für einen neuen Fall berechnen kann. Daß es heute kaum möglich ist, ohne solche Sondergrundlagen, von welchen alle für die Umrechnung wichtigen Einzelheiten bekannt sein müssen, die Verluste zu bestimmen, wurde schon oben (Art. 40 bis 42) hervorgehoben. Es darf daher nicht wundernehmen, wenn in den nachstehenden Formeln die Konstanten in weiten Grenzen offen gelassen werden, besonders nicht, wenn man beachtet, was in Art. 46 bis 49 über die Unsicherheit des Einflusses des verschiedenen Oberflächen- und Heizungs-zustandes sowie des Einflusses der Beströmungsart und der Lage der schädlichen Flächen gesagt ist.

Absolute Verlustformeln, welche ohne Bezugnahme auf einen naheliegenden Sonderfall die Verluste zu bestimmen gestatten, sind aber einmal für den Schulgebrauch erwünscht, dann aber auch für Überschlagsrechnungen und Vergleiche nicht zu entbehren. Eine solche absolute Verlustformel sei hier zum Schluß gegeben mit dem Hinzufügen, daß dieselbe auch allen Umrechnungsformeln Art. 53 bis 107 hätte vorausgeschickt werden können. Das könnte vielleicht als das Natürlichere erscheinen, indem es dann nur nötig gewesen wäre, beim Übergang von einer Maschine zu einer anderen, diejenigen Variablen als Konstante zu betrachten, welche beim Vergleich als unverändert angenommen werden. Der umgekehrte Weg ist gewählt, um das Maß der Gültigkeit der einzelnen Umrechnungsformeln klarer hervorheben zu können und eine allzu freie Benutzung der absoluten Formel zu verhindern.

Man mag die Verluste durch Wärmeaustausch, äußere Abkühlung, Lässigkeit bei gutem Dichtungszustand setzen in Wärmeeinheiten pro PS_1 :

$$W_v = \tau M \frac{O_r}{F} \sqrt{p+2} \frac{1}{s} \frac{1}{R^k} \left(\frac{1}{p_1} + 0,5 \right). \quad (42)$$