

## Elftes Kapitel.

### Mehrstoff-Dampfmaschinen. — Speisewasservorwärmer. — Dampfüberhitzer.

An der Hand der im vorigen Kapitel enthaltenen Übersicht über die verschiedenartigen einzelnen Arbeitsverluste, mit welchen der Dampfmaschinenbetrieb verbunden ist, läßt sich der ökonomische Wert der Anwendung von Vorwärmern, Überhitzern, Mehrfachexpansionsmaschinen, Abwärmemaschinen, Turbinen und anderer teils auch nur in Vorschlag gebrachter Verfeinerungen des modernen Dampfmaschinenbetriebes beurteilen. Jede tatsächlich erreichte ökonomische Verbesserung muß, im Verhältnis zum Arbeitsprozeß einer einfacheren Maschine betrachtet, die Verminderung eines der angeführten zahlreichen Arbeitsverluste bewirkt haben. Die Bezifferung der Verluste auf Grund der Durchrechnung des gewählten Beispielles gibt dabei einen beiläufigen Überblick über die realisierbaren Ersparnisse.

Der Entropiezuwachs des Systems, woraus der Verbrennungsverlust hervorgeht, beträgt nach den Ausführungen des vierten Kapitels

$$S = C_p \log \text{nat} \frac{T_0}{t_0},$$

worin  $T_0$  die Verbrennungstemperatur und  $C_p$  die Wärmekapazität der Verbrennungsprodukte bedeutet.

Ist  $G$  das Gewicht der Verbrennungsprodukte und  $c_p$  die spezifische Wärme bei konstantem Druck, so ist  $C_p = G c_p$  und

$$T_0 = \frac{H}{G c_p} + t_0 .$$

Alle Mittel, welche geeignet sind, die Verbrennungstemperatur zu erhöhen, bewirken eine Verminderung des Verbrennungsverlustes. Hiezu gehören die Apparate zur Regelung der Luftzufuhr, die Anwendung vorgewärmter Verbrennungsluft usw.

Der Heizungsverlust ist nach den Ausführungen des vorigen Kapitels von der Temperatur des Kesselinhalts abhängig.

Bei Wasserdampfmaschinen ist die günstigste Temperatur des Kesselinhalts nicht zu realisieren, deshalb gilt für diese die Regel, mit der höchstmöglichen Spannung zu arbeiten. Bei Mehrstoffdampfmaschinen aber ist es möglich der theoretisch günstigsten Temperatur des Kesselinhalts nahe zu kommen. Daher bewirken die Mehrstoffdampfmaschinen, wie sie von Dr. Schreiber in Vorschlag gebracht wurden<sup>1)</sup>, in erster Linie eine Verminderung des Heizungsverlustes.

Mit der Verminderung des Verbrennungsverlustes durch die Steigerung der Verbrennungstemperatur wird zugleich eine Verminderung des Essengasverlustes bewirkt, dessen Größe dem Entropiezuwachs

$$S = \frac{H}{T_0 - t_0} \left( \frac{T_1 - t_0}{t_0} - \log \text{nat} \frac{T_1}{t_0} \right)$$

---

<sup>1)</sup> Dr. K. Schreiber, Die Theorie der Mehrstoff-Dampfmaschinen. Leipzig 1903.

entspricht, worin  $T_1$  die Temperatur der abziehenden Essengase bedeutet.

Ein rationelles Mittel zur Beschränkung des Speisungsverlustes besteht in der Anwendung eines Speisewasservorwärmers, der durch die vom Dampfkessel abziehenden heißen Verbrennungsprodukte geheizt wird. Beim Betriebe des Vorwärmers kommen als Arbeitsverluste der Heizungsverlust und der Essengasverlust in Betracht. Diese beiden Verluste treten an die Stelle des Essengasverlustes der Dampfkesselanlage. Der Entropiezuwachs des Systems infolge der Heizungs- und Essengasverluste des Vorwärmers ist stets kleiner, als der Entropiezuwachs der Umgebung wäre, wenn die Essengase unmittelbar in die Atmosphäre entwichen. Die Anwendung eines Vorwärmers bringt also nicht nur eine Reduktion des Speisungsverlustes, sondern auch eine Verminderung der Arbeitsverluste der ganzen Anlage zustande. Im Grenzfall könnte der Speisungsverlust durch den ersparten Essengasverlust vollständig gedeckt werden, wodurch beide ganz aus der Rechnung fallen. Dann ist der durch den Vorwärmer erzielte Arbeitsgewinn gleich dem doppelten Essengasverluste der Kesselanlage. Diesem Grenzfall würde man sich um so mehr nähern, je höher die Essengastemperatur der Kesselanlage und je höher somit auch die Dampftemperatur im Kessel ist. Die zur Verdampfung des Wassers verfügbare Wärmemenge und deshalb auch die im Kessel erzeugte Dampfmenge würde immer geringer und der Arbeitsprozeß der Dampfmaschine ginge schließlich in den Arbeitsprozeß einer Heißwassermaschine über, wobei die von den Verbrennungsprodukten abgegebene Wärme nur zur Erwärmung des Wassers dient, dessen

teilweise Verdampfung im Arbeitszylinder der Maschine vor sich geht. Immerhin ist von einigen Forschern diese Grenze als Ausgangspunkt für die Beurteilung des Wirkungsgrades der Dampfmaschinen ebensowohl wie für andere Wärmekraftmaschinen angesehen worden, da sie der maximalen Arbeitsfähigkeit der Verbrennungsprodukte nach Abzug des Verbrennungsverlustes gleichkommt. Schließt man sich dieser Anschauung an, so hat man den Wirkungsgrad nicht aus dem Verhältnisse der Arbeitsleistung zum Heizwerte des Brennstoffes, sondern nach dem Verhältnisse der Arbeitsleistung zu dem um den Verbrennungsverlust verminderten Heizwert des Brennstoffes zu berechnen.

Wenn sich die von der Heizfläche des Dampfkessels abziehenden Verbrennungsprodukte an der Heizfläche des Vorwärmers noch um  $T_1 - T_2$  Grad abkühlen, während sich das in den Vorwärmer eingeführte Speisewasser um  $t_2 - t_0$  Grad erwärmt, so beträgt der Entropiezuwachs des Systems infolge des Heizungsverlustes

$$M \log \text{nat} \frac{t_2}{t_0} - \frac{H}{T_0 - t_0} \log \text{nat} \frac{T_1}{T_2},$$

worin  $M$  die auf 1 kg Brennstoff entfallende Speisewassermenge bedeutet.

Der Entropiezuwachs infolge des verbleibenden Essengasverlustes des Vorwärmers beträgt

$$\frac{H}{T_0 - t_0} \left( \frac{T_2 - t_0}{t_0} - \log \text{nat} \frac{T_2}{t_0} \right) \text{ Entropieeinheiten.}$$

Bei der Erwärmung des Speisewassers von der Temperatur  $t_2$  auf die Temperatur  $t_1$  des Kesselinhaltes findet ein Entropiezuwachs statt im Betrage von

$M$  ( $\log \text{nat} \frac{t_1}{t_2} + \frac{t_2}{t_1} - 1$ ) Entropieeinheiten.

Zu diesen drei Zuwachsbeträgen kommen noch  $\frac{H}{T_0 - t_0} \frac{(T_0 - T_1)}{t_1}$  Entropieeinheiten für den Verbrennungs- und Heizungsverlust der Kesselanlage hinzu. Berücksichtigt man nun, daß

$$M = \frac{H}{T_0 - t_0} \frac{(T_0 - T_2)}{\lambda_0}$$

ist, so ergibt sich als Gesamtentropiezuwachs:

$$S = \frac{H}{T_0 - t_0} \left[ \frac{T_0 - T_2}{t_1} + \frac{T_2 - t_0}{t_0} + \frac{T_0 - T_2}{\lambda_0} \left( \log \text{nat} \frac{t_1}{t_0} + \frac{t_0}{t_1} - 1 \right) \right].$$

In den ersten zwei Gliedern des Klammerausdruckes kommt der ganze Verbrennungsverlust, ferner im ersten Gliede der Heizungsverlust des Dampfkessels und ein Teil des Heizungsverlustes des Vorwärmers zum Ausdruck; das zweite Glied enthält außerdem den Essensgasverlust des Vorwärmers. Im dritten Gliede kommt der Einfluß der Temperatur des Speisewassers zum Ausdruck. Der maximale Wirkungsgrad einer Dampfmaschinenanlage unter Berücksichtigung des Verbrennungs-, Heizungs-, Speisungs- und Essensgasverlustes ergibt sich demnach zu

$$\eta = 1 - \frac{t_0}{T_0 - t_0} \left[ \frac{T_0 - T_2}{t_1} + \frac{T_2 - t_0}{t_0} + \frac{T_0 - T_2}{\lambda_0} \left( \log \text{nat} \frac{t_1}{t_0} + \frac{t_0}{t_1} - 1 \right) \right].$$

Durch Vorwärmer oder Economiser, in denen das Speisewasser durch die Wärme der vom Dampfkessel abziehenden Rauchgase erwärmt wird, wird somit eine Verminderung des Speisungsverlustes und zugleich auch des Essengasverlustes bewirkt.

Der Drosselverlust fällt bei Dampfmaschinenanlagen um so geringer aus, je größer der Querschnitt der Dampfwege im Verhältnis zu ihrer Länge ist. Dort, wo Maschine und Kessel zu einem Aggregat wie bei Lokomobilen, vereinigt sind, sind die Drosselverluste am geringsten.

Der Abkühlungsverlust und der Rückströmungsverlust sind Folgen des Initialverlustes; wenn kein Initialverlust stattfände, könnten auch keine Abkühlungs- und Rückströmungsverluste auftreten. Das rationellste Mittel zur Beschränkung des Initialverlustes besteht in der Anwendung überhitzten Dampfes zum Betrieb der Maschine. Die Dampfüberhitzung bewirkt außerdem in geringem Maße eine Verminderung des Heizungsverlustes und des Speisungsverlustes bei der Dampferzeugung. Allerdings hat der Betrieb eines Überhitzers ebenso wie der Betrieb des Dampfkessels und der Betrieb des Vorwärmers einen entsprechenden Heizungsverlust im Gefolge. Wenn aber ein Teil der von den Verbrennungsprodukten abgegebenen Wärme zur Überhitzung des erzeugten Dampfes verwendet wird, so ist die im Dampfkessel verdampfte Wassermenge kleiner, als wenn der Überhitzer nicht vorhanden wäre. Daher fällt sowohl der Heizungsverlust des Kessels wie der Speisungsverlust entsprechend geringer aus. Der

maximale Wirkungsgrad einer Dampfmaschinenanlage ohne Überhitzung ist auf Seite 130 durch folgenden Ausdruck angegeben worden:

$$\eta = 1 - \frac{t_0}{T_0 - t_0} \left[ \frac{T_0 - T_2}{t_1} + \frac{T_2 - t_0}{t_0} + \frac{T_0 - T_2}{\lambda_0} \left( \log \text{nat} \frac{t_1}{t_0} + \frac{t_0}{t_1} - 1 \right) \right].$$

Bedeutet nun  $t_3$  die Temperatur des überhitzten Dampfes, so daß  $t_3 - t_1 = \Delta$  die Temperaturerhöhung des Dampfes im Überhitzer vorstellt, so ist zunächst wegen der Reduktion des Speisungsverlustes im dritten Gliede des obigen Klammersausdruckes anstatt  $\frac{T_0 - T_2}{\lambda_0}$  zu setzen  $\frac{T_0 - T_2}{\lambda_0 + c_p \Delta}$ , worin  $c_p$  die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes bedeutet. Der Entropiezuwachs des Dampfes im Überhitzer beträgt für 1 kg Dampf  $c_p \log \text{nat} \frac{t_3}{t_1}$  Entropieeinheiten, hingegen reduziert sich der Entropiezuwachs des Dampfkesselinhaltes infolge des Heizungsverlustes für 1 kg überhitzten Dampfes um  $c_p \frac{t_3 - t_1}{t_1}$  Entropieeinheiten. Demgemäß lautet das dritte Glied des Klammersausdruckes für eine Dampfmaschinenanlage mit Überhitzer:

$$\frac{T_0 - T_2}{\lambda_0 + c_p \Delta} \left( \log \text{nat} \frac{t_1}{t_0} + \frac{t_0}{t_1} - 1 + c_p \log \text{nat} \frac{t_1 + \Delta}{t_1} - c_p \frac{\Delta}{t_1} \right).$$

Die Durchrechnung einiger Fälle unter verschiedenen Annahmen für  $t_1$  und  $\Delta$  zeigt bald, daß der

Einfluß der Temperatur des gesättigten Dampfes  $t_1$  innerhalb der realisierbaren Grenzen viel bedeutender als der Einfluß der Überhitzung auf die Verminderung des Heizungs- und Speisungsverlustes der Dampfmaschinenanlage ist. Der Zweck eines Überhitzers liegt auch gar nicht in der Verminderung der Heizungs- und Speisungsverluste, sondern in der Verminderung des Initialverlustes. Aus der Betrachtung von Temperatur-Entropie-Diagrammen, welche nur die Zustände des Arbeitsmittels im Dampfzylinder darstellen, sind die Vorteile der Anwendung überhitzten Dampfes nicht ohne weiteres zu ersehen. Hierzu ist es notwendig die Entropie-Diagramme der anderen Bestandteile des Systems, insbesondere das Diagramm der Zylinderwand, wenigstens in Gedanken hinzuzufügen. Erst dann wird es deutlich, daß der Entropiezuwachs des Systems bei der Anwendung überhitzten Dampfes tatsächlich geringer als bei der Anwendung gesättigten Dampfes ist.