Zehntes Kapitel.

Die Gesamtarbeitsverluste. — Die vorteilhafteste Temperatur des Kesselinhalts.

Der Gesamtarbeitsverlust, mit welchem der Arbeitsprozeß einer Dampfmaschinenanlage verbunden ist, ergibt sich aus dem Zuwachse der Entropie der Umgebung der Anlage, nachdem sämtliche Körper, in deren Wechselwirkung der Dampfmaschinenprozeß besteht, den Normalzustand erreicht haben. Die in Betracht gezogenen Körper sind die Kohlen, die Verbrennungsluft, das Speisewasser, der Dampfkessel, der Dampfzylinder und das Kühlwasser. Während des Arbeitsprozesses entstehen aus der Kohle und Verbrennungsluft die Verbrennungsprodukte, und das Speisewasser wird in Dampf verwandelt. Als Normalzustände sind die Zustände der Verbrennungsprodukte, des Speisewassers und des Kühlwassers bei der Temperatur der Umgebung von 15° C. angesehen worden, während für den Dampfkessel als Temperatur des Normalzustandes 183° C. und für die sich abwechselnd erwärmende und abkühlende imaginäre Materialschichte des Dampfzylinders 40° C. als Normaltemperatur gelten.[1])

[1]) Daß der Zustand der Verbrennungsprodukte bei 15° C. und nicht die ursprünglichen Zustände der Kohle und der Verbrennungsluft bei 15° C. als Normalzustand für diese Körper be-

In der nebenstehenden Tabelle sind die einzelnen Verluste und der entsprechende Entropiezuwachs der Körper und des ganzen Systems in den betrachteten Phasen für den Fall des gewählten Beispieles übersichtlich zusammengestellt.

Die Summe aller Arbeitsverluste, mit welchen die Durchführung des Arbeitsprozesses der Dampfmaschinenanlage verbunden ist, beträgt somit 83,7% des Heizwertes der verfeuerten Kohle oder 5859 Kalorien für je 1 kg Kohle, deren Heizwert mit 7000 Kalorien angenommen ist. Die Ziffer des Wirkungsgrades ergibt sich zu 0,163, d. h. es werden 16,3% der als Heizwert der Kohle verfügbaren Wärme als Arbeit gewonnen. Hierbei sind die Wärmeverluste, die durch Abgang von Kohle in den Aschenfall, durch Leitung und Strahlung des Dampfkessels und seiner Einmauerung, der Rohrleitungen und der Dampfmaschine hervorgebracht werden, und die Arbeitsverluste, die durch Reibung der Maschinenteile entstehen, nicht berücksichtigt. Bringt man für diese Verluste zusammengenommen 6,3% in Abzug, so berechnet sich der Wirkungsgrad der Anlage zu 0,10. Von 7000 Kalorien werden somit nur 700 Kalorien in nutzbare Arbeit verwandelt. Da der Wärmewert von einer Pferdekraftstunde 637 Kalorien beträgt, ergibt sich der Brennstoffaufwand für eine effektive Pferdekraftstunde mit 0,91 kg Kohle.

---

trachtet wurden, ist damit zu begründen, daß für den Dampfmaschinenprozeß nur die Wirkung der heißen Verbrennungsprodukte auf den Dampfkessel von Belang ist, wofür es gleichgültig ist, ob die Wärme der Verbrennungsprodukte dem chemischen Prozesse der Oxydation oder einer anderen Wärmequelle entsprungen ist.

Entropie der Verbrennungsprodukte	Entropie des Speisewassers	Entropie des Dampfes	Entropie der Zylinderwand	Entropie des Kühlwassers	Entropie der Umgebung	Entropie des Systemes	Entropie Zuwachs	Arbeitsverlust Kalorien	Arbeitsverlust Prozente	Benennung der Verluste
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	Anfangszustand
8,353	—	—	—	—	—	8,353	8,353	2406	34,4	Verbrennungsverlust
3,096	—	12,535	—	—	—	15,631	7,278	2096	29,9	Heizungsverlust
—	—	12,535	—	—	4,453	16,988	1,357	391	5,6	Essengasverlust
—	3,535	9,631	—	—	4,453	17,619	0,631	182	2,6	Speisungsverlust
—		13,209	—	—	4,453	17,662	0,043	12,5	0,18	Drosselverlust
—		11,067	2,565	—	4,453	18,085	0,423	122	1,74	Initialverlust
—		12,063	1,623	—	4,453	18,139	0,054	15,5	0,22	Rückströmungsverlust
—		2,252	1,623	10,542	4,453	18,870	0,731	210,6	3,01	Expansionsverlust
—		4,075	—	10,542	4,453	19,070	0,200	57,6	0,82	Abkühlungsverlust
—		—	—	15,226	4,453	19,679	0,609	175,3	2,50	Kondensationsverlust
—		—	—	—	20,342	20,342	0,663	190,9	2,73	Abwärmeverlust
0	0	0	0	0	20,342	20,342	20,342	5859	83,7	Endzustand

Wie schon früher ausgeführt, machen die mit dem Kesselbetriebe verbundenen Verluste, der Heizungsverlust, der Verbrennungsverlust und der Essengasverlust zusammengenommen fast 70% des Heizwertes der Kohle aus. Bezeichnen T_0 die Verbrennungstemperatur, T_1 die Temperatur der Essengase, t_1 die Temperatur des Kesselinhaltes, t_0 die Temperatur der Umgebung und H den Heizwert der Kohle, so wird der Gesamtentropiezuwachs, welcher den angegebenen Verlusten entspricht, durch folgenden Ausdruck angegeben.

$$S = \frac{H}{T_0 - t_0} \left(\frac{T_0 - T_1}{t_1} + \frac{T_1 - t_0}{t_0} \right).$$

Als gegeben ist der Heizwert H des Brennstoffes und die Temperatur t_0 der Umgebung zu betrachten, während die Veränderlichen T_0, T_1 und t_0 durch die sinngemäße Beziehung

$$T_0 > T_1 > t_1 > t_0$$

verknüpft sind. Der Entropiezuwachs muß alsdann zwischen den Grenzen $\frac{H}{t_0}$ und $\frac{H}{t_1}$ liegen.

Da für konstante Werte von T_0 und t_1 der obige Ausdruck die Gleichung einer Geraden darstellt, ergibt sich eine einfache geometrische Darstellung des Zusammenhanges.

Auf der Abszissenachse im Diagramme, Fig. 17, sind die absoluten Temperaturen aufgetragen. Werden nun auf den bei t_0 und T_0 errichteten Ordinaten die Werte $\frac{H}{t_1}$ und $\frac{H}{t_0}$ aufgetragen und die gefundenen Punkte durch eine Gerade verbunden, so entsprechen die Ordinaten ihrer einzelnen Punkte den Gesamtarbeitsverlusten des Kesselbetriebes für die als Abszissen gemessene Essengastemperatur. Die Ordinaten werden

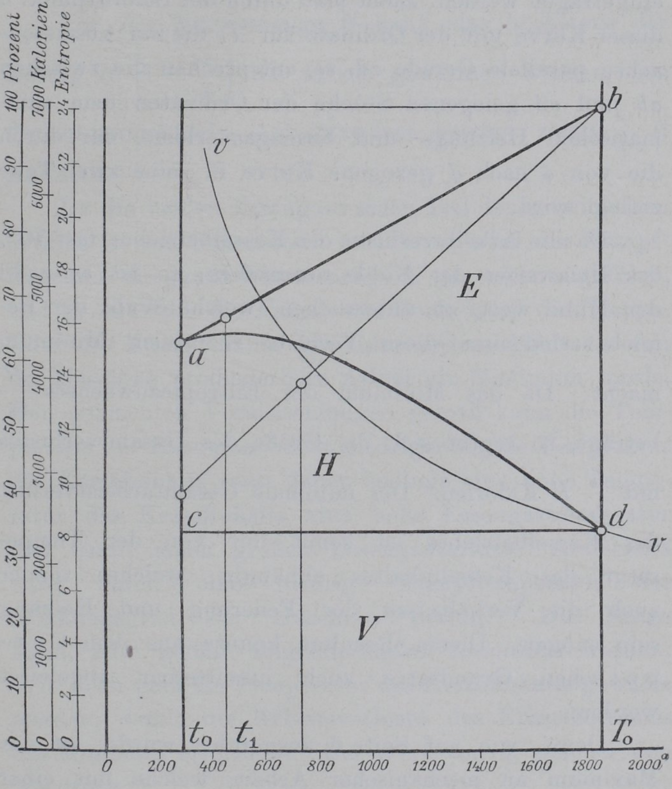

Fig. 17.

in Entropieeinheiten aufgetragen. Benützt man einen im Verhältnisse $1 : t_0$ oder $H : 100\, t_0$ reduzierten Maßstab, so geben die Längen der Ordinaten die Verluste in Kalorien bezw. in Prozenten des Heizwertes an.

Da der Verbrennungsverlust nur von der Verbrennungstemperatur abhängig ist, so kann in das Diagramm auch eine Kurve der Verbrennungsverluste *vv* eingetragen werden. Zieht man durch den Schnittpunkt *d* dieser Kurve mit der Ordinate für T_0 die zur Abszissenachse parallele Gerade *cd*, so entsprechen die zwischen *ab* und *cd* gelegenen Stücke der Ordinaten dem summarischen Heizungs- und Essengasverluste, der durch die von *a* nach *d* gezogene Kurve in seine zwei Teile zerlegt wird.

Da die Arbeitsverluste des Kesselbetriebes fast 70% des Heizwertes der Kohle ausmachen, so ist es wohl der Mühe wert, zu untersuchen, welche Wahl der Betriebsverhältnisse diese Verluste zu einem Minimum macht. Da das Minimum des Entropiezuwachses $\frac{H}{t_1}$ beträgt, so ergibt sich die Größe des Gesamtverlustes mit $\frac{t_0}{t_1} H$ Kalorien. Der minimale Gesamtarbeistverlust des Kesselbetriebes ist somit nur von der Temperatur des Kesselinhaltes abhängig, welches immer auch die Verhältnisse der Feuerung und Heizung sein mögen. Dieses Resultat konnte aus dem Carnotschen Grundsatze auch unmittelbar abgeleitet werden.

Denn, wie auf Seite 6 ausgeführt wurde, ist das Maximum an mechanischer Arbeit, welche mit einer vollkommen verlustlosen Maschine gewonnen werden kann, nur von den Temperaturen abhängig, innerhalb welcher der Arbeitsprozeß der Maschine verläuft. Für die Dampfmaschine sind diese Temperaturen, die Temperatur des Dampfes t_1 und die Temperatur der Umgebung t_0. Der Wirkungsgrad der Dampfmaschine ist höchstens

$$\eta = \frac{t_1 - t_0}{t_1} = 1 - \frac{t_0}{t_1}.$$

Von der Wärmemenge H kann also höchstens der Betrag $H\left(1 - \frac{t_0}{t_1}\right)$ als Arbeit gewonnen werden, und der unvermeidliche Arbeitsverlust beträgt somit $\frac{t_0}{t_1} H$ Kalorien.

Da die heißen Essengase einen Teil der entwickelten Wärme in den Schornstein entführen, wird der Dampfmaschine die ganze Wärmemenge H gar nicht zugeführt, und es entsteht die Frage, wie hoch kann die Temperatur des Kesselinhaltes gewählt werden, damit die von der Maschine produzierbare Arbeit ein Maximum werde. Den gemachten Voraussetzungen gemäß kann die Temperatur der Essengase nicht niedriger als die Temperatur des Kesselinhalts sein; daher bedingt eine hohe Temperatur des Kesselinhalts eine hohe Essengastemperatur und damit einen großen Essengasverlust. Anderseits wird durch eine niedrige Dampftemperatur der Wirkungsgrad der Maschine gering. Die Frage kann, kurz gefaßt, folgendermaßen formuliert werden: Wie hoch muß die Temperatur des Kesselinhalts gewählt werden, damit die Arbeitsverluste des Kesselbetriebes das Minimum erreichen? Der Wert von t_1, welcher den Ausdruck

$$S = \frac{H}{T_0 - t_0}\left(\frac{T_0 - T_1}{t_1} + \frac{T_1 - t_0}{t_0}\right)$$

zu einem Minimum macht, ergibt sich mit

$$t_1 = T_1 = \sqrt{t_0\, T_0}\,.$$

Die Temperatur des Kesselinhaltes soll demnach das geometrische Mittel der Verbrennungstemperatur und der Temperatur der Umgebung bilden.[1])

In dem Falle des gewählten Beispieles hat bei einer Verbrennungstemperatur von 1843° und bei einer Temperatur der Umgebung von 288° die Temperatur des Kesselinhaltes 456° und die Temperatur der abziehenden Gase 573° betragen. Die Kesselverluste machten rund 70% des Heizwertes der Kohle aus.

Der oben angegebenen Regel zufolge sollte die Temperatur des Kesselinhaltes das geometrische Mittel zwischen 1843° und 288° bilden und somit gleich 729° sein. Rechnet man für diesen Wert den Gesamtzuwachs der Entropie nach der obigen Formel aus, so erhält man $S = 13{,}78$. Die in Fig. 17 schwach gezogenen Linien gelten für diese Werte. Die Gesamtverluste des Kesselbetriebes betragen somit, trotzdem daß die Gase mit einer um 156° höheren Temperatur in den Schornstein entweichen, nur $13{,}78 \times 288 = 3970$ Kalorien oder 56,7% des Heizwertes der Kohle. Durch die zweckmäßige Wahl der Temperatur des Kesselinhaltes sind somit die Verluste um 19% ihres früheren Wertes oder um 13,3% des Heizwertes der Kohle verringert worden. Die richtige Wahl der Temperatur des Kesselinhaltes ist somit von großer Bedeutung. Da sich die Verbrennungsprodukte im allgemeinen nicht bis zur Temperatur des Kesselinhaltes abkühlen können, ist eine Modifikation der obigen Formel erforderlich. Besteht zwischen der Temperatur der Essengase und

[1]) Dasselbe Resultat ist schon längst von Zeuner (S. 392, Technische Thermodynamik, Leipzig 1887) auf anderem Wege abgeleitet worden.

der Temperatur des Kesselinhaltes ein Unterschied von a Graden, so tritt das Minimum der Verluste bei der Temperatur t_1 ein, die der Gleichung

$$t_1 = \sqrt{t_0 \, (T_0 - a)}$$

genügt.

Die Ermittlung der zweckmäßigsten Temperatur des Kesselinhalts nach der mitgeteilten Regel scheint zunächst ohne praktische Bedeutung zu sein, weil die hier berechnete Temperatur des Wasserdampfes außerhalb der möglichen Grenze liegt. Die Regel gilt aber für alle Arten Dampfmaschinen und ist auf Maschinen, die mit hochsiedenden Substanzen arbeiten, wie sie z. B. bei den Schreberschen Mehrstoff-Dampfmaschinen vorkommen, unmittelbar anzuwenden. Eine kleine Korrektur wird sich später bei der Betrachtung der Speisewassererwärmung ergeben.

Bei Wasserdampf, der in Kesseln heute bekannter Konstruktionen erzeugt wird, ist es tatsächlich ausgeschlossen, annähernd die nach der obigen Formel ermittelte günstigste Temperatur des Kesselinhalts zu erreichen, so daß das Resultat zu der bekannten Regel zusammenschrumpft, möglichst hohe Dampfspannungen anzuwenden. Immerhin ist es von theoretischer Wichtigkeit zu wissen, daß für die Steigerung der Temperatur eine obere Grenze der Ökonomie vorhanden ist.

Der Gesamtzuwachs der Entropie des Systems, welcher infolge der Verbrennungs-, Heizungs- und Essengasverluste bei der Temperatur des Kesselinhalts $t_1 = T_1 = \sqrt{T_0 \, t_0}$ auftritt, berechnet sich nach der auf Seite 116 mitgeteilten Formel zu

$$S = \frac{2 \; H}{t_1 + t_0}.$$

Der maximale Wirkungsgrad der ganzen Anlage ergibt sich also mit

$$\eta = \frac{t_1 - t_0}{t_1 + t_0}.$$

Für eine theoretische Verbrennungstemperatur von 1843° bei einer Temperatur der Umgebung von 288° ergab sich der günstigste Wert der Temperatur des Kesselinhalts als geometrisches Mittel der beiden angegebenen Temperaturen mit 729°. Der Wirkungsgrad der Dampfmaschinenanlage könnte dabei höchstens den Wert von

$$\eta = \frac{729 - 288}{729 + 288} = 0{,}43$$

erreichen. Da sich die Verbrennungsprodukte nicht bis zur Temperatur t_1 des Kesselinhaltes an den Dampfkesselheizflächen abkühlen können, müßte der Wert des maximalen Wirkungsgrades noch weiter unter die berechnete Grenze fallen. Der Einfluß der Essengastemperatur ist am leichtesten aus der Betrachtung der Fig. 17 zu erkennen. Ist die Linie $a\,b$ den Temperaturen T_0, t_0 und t_1 entsprechend gezogen, so wird die Summe der Verluste durch die Länge der Ordinate jenes Punktes gemessen, für den die Länge der Abszisse der Essengastemperatur entspricht. Die Lage des Punktes b in Fig. 17 ist durch die beiden Temperaturen T_0 und t_0 bestimmt; die Lage des Punktes a wird durch t_0 und t_1 bestimmt; je niedriger die Temperatur des Kesselinhalts, desto höher liegt der Punkt a. Die Temperaturen des gesättigten Wasserdampfes für den Betrieb von Dampfmaschinen liegen zwischen 400—470° absolut. In Fig. 17 ist der Punkt a für die Temperatur

$t_1 = 456$ gezeichnet; die Verluste fallen, wie ersichtlich, schon sehr groß aus.

In der Theorie kann der Speisungsverlust durch den Speisungsaufwand vollkommen gedeckt und somit vermieden werden. Der Arbeitsprozeß der Maschine müßte zu diesem Zwecke nach beendeter Expansion folgenden Verlauf nehmen. Der in einem Oberflächenkondensator auf die Abdampftemperatur abgekühlte Dampf wird durch Aufwand mechanischer Arbeit ohne weitere Abkühlung bis zur Höhe der Kesselspannung komprimiert, wobei er sich gänzlich verflüssigt, worauf das entstandene Kondensat in den Kessel zurückbefördert wird. Dieses Verfahren ist praktisch nicht durchführbar, weil der Wärmeaustausch des Dampfes mit den Gefäßwänden während der Kompression nicht hintanzuhalten ist. Auf diese Art kann somit in der Praxis der Speisungsverlust nicht beseitigt werden. Die Ersparnisse, die sich aus dem Speisungsaufwande ergeben, wenn das Speisewasser aus dem Kühlwasser des Kondensators oder aus diesem selbst oder endlich aus einem Vorwärmer, der mit Abdampf geheizt wird, bezogen wird, sind nur bei sonstiger Unvollkommenheit des Arbeitsprozesses, der das Arbeitsmedium nicht bis zur untersten Temperaturgrenze ausnützt, zu erzielen und können daher nicht als eigentliche Ersparnisse gelten, weil sie das Auftreten größerer Wärmeverluste zur Voraussetzung haben. Wenn kaltes Speisewasser aus der Umgebung von der Temperatur t_0 in den Kessel eingeführt wird, wobei dessen Erwärmung durch die Kondensation vorhandenen Dampfes bewirkt wird, so hat dieser Vorgang eine Vermehrung der Entropie des Kesselinhaltes im Betrage von

$$s = \log \text{nat} \frac{t_1}{t_0} + \frac{t_0}{t_1} - 1$$

für jedes Kilogramm Speisewasser zur Folge. Die Menge des für je 1 kg Brennstoff entfallenden Speisewassers wird durch den Quotienten der Erzeugungswärme für 1 kg Dampf in die auf den Kessel übertragene Wärme angegeben. Diese Wärmemenge beträgt mit Vernachlässigung aller Leitungs- und Strahlungsverluste

$$\frac{H}{T_0 - t_0} (T_0 - T_1) \text{ Kalorien.}$$

Daher ist der durch den Speisungsverlust hervorgebrachte Entropiezuwachs

$$S_1 = \frac{H}{T_0 - t_0} \frac{(T_0 - T_1)}{\lambda_0} \left(\log \text{nat} \frac{t_1}{t_0} + \frac{t_0}{t_1} - 1\right),$$

wenn λ_0 die Erzeugungswärme von 1 kg Dampf aus Speisewasser von $t_0{}^0$ bedeutet.

Die annäherungsweise Gültigkeit der Regnaultschen Formel erstreckt sich nur bis 194° C. oder 467° absoluter Temperatur. Die kritische Temperatur des Wassers liegt bei 364° C. oder bei 637° absoluter Temperatur, so daß von Verdampfung oberhalb dieser Grenze nicht mehr gesprochen werden kann. Für je 1000 auf den Kesselinhalt übertragene Wärmeeinheiten ergibt die obige Formel bei

$t_1 =$	288	400	500
$S_1 =$	0,00	0,079	0,194.

Für gleiche, auf den Dampfkesselinhalt übertragene Wärmemengen nimmt somit der Speisungsverlust mit der Temperatur des Kesselinhalts zu. Andererseits nimmt aber die auf den Kesselinhalt übertragene Wärmemenge proportional der Höhe der Dampftemperatur ab, wenn die Essengase mit der Temperatur des Kesselinhalts abziehen. Berechnet man demnach den Gesamtentropiezuwachs nach der Formel:

$$S = \frac{H}{T_0 - t_0}\left[\frac{T_0 - T_1}{t_1} + \frac{T_1 - t_0}{t_0} + \right.$$
$$\left. + \frac{T_0 - T_1}{\lambda_0}\left(\log\text{nat}\,\frac{t_1}{t_0} + \frac{t_0}{t_1} - 1\right)\right]$$

so ergibt sich der Wert des Ausdruckes in der Klammer für

$t_1 = 288 \quad 400 \quad 500$

zu $= 5{,}250 \quad 4{,}000 \quad 3{,}587$.

Es zeigt sich somit auch bei Berücksichtigung des Speisungsverlustes, daß bei Wasserdampfmaschinen die Temperatur des Kesselinhalts vorteilhaft so hoch als möglich zu wählen ist.