

Die obere Temperaturgrenze ist daher für Wasserdampf ca. 200°C ($T_1 = 473^{\circ}$). Eine Dampfmaschine vermag daher selbst unter den günstigsten Voraussetzungen aus den hohen Temperaturen, unter welchen Wärme bei der Verbrennung von Kohle erzeugt wird, verhältnismäßig wenig Nutzen zu ziehen. Vom Standpunkte der Thermodynamik ist der unvermeidliche Temperaturabfall zwischen der Feuerung und dem Kessel der wundeste Punkt des Dampfbetriebes. Die Verbrennung erfolgt unter hohen Temperaturen, aber ein großer Teil der erzeugten Wärme muß geopfert werden, bevor noch die Umwandlung derselben in Arbeit beginnen kann.

Nimmt man die Kondensationstemperatur mit ca. 15°C als untere Grenze an, dann hängt der Wirkungsgrad einer mit gesättigtem Dampf arbeitenden idealen Dampfmaschine von dem Werte der Spannung p_1 (der absoluten Erzeugungsspannung des Dampfes) auf folgende Weise ab:

Vollkommene Dampfmaschine mit Kondensation bei 15°C :

p_1 in kg/qcm	3	6	9	12	15
Absolute Temperatur T_1	405,8	431	447,4	460	470
Höchster idealer Wirkungsgrad	0,29	0,332	0,355	0,374	0,387

Diese Werte des Wirkungsgrades können jedoch in Wirklichkeit niemals erreicht werden. Verschiedene Gründe wirken zusammen, daß keine Dampfmaschine thermodynamisch vollkommen sein kann; einzelne Ursachen dieser Unvollkommenheit können prinzipiell nicht beseitigt werden. Die obigen Zahlen können jedoch als Anhaltspunkte für einen Vergleich der Leistungsfähigkeit verschiedener Wärmekraftmaschinen benutzt werden, sowie aus denselben der Vorteil hoher Dampfspannungen in thermodynamischer Beziehung resultiert.

45. Wirkungsgrad einer ohne Expansion arbeitenden Dampfmaschine. Als Gegensatz der in § 43 behandelten idealen oder vollkommenen Dampfmaschine soll im folgenden der Kreisprozeß einer mit Vollfüllung arbeitenden Maschine untersucht werden, unter Voraussetzung wärmedichter Cylinder und Zugrundelegung der Textfigur 14. Das vom Dampf eingenommene Volumen ist somit in diesem Falle gleich dem Hubvolumen des Kolbens. Die Wirkungsweise einer solchen Maschine kann auf folgende Weise dargestellt werden:

1. A trete an Stelle des Cylinderbodens; das Wasser verdampfe unter der Temperatur T_1 und dem Drucke p_1 . Die pro kg der Arbeitsflüssigkeit aufgenommene Wärmemenge sei gleich L_1 .
2. An Stelle der Wärmequelle A trete der Kondensator C . Hier-

durch wird sofort ein Teil des Dampfes kondensiert und der Druck auf p_2 reduziert.

3. Nun folgt mit Kolbenrücklauf Kompression bei dem konstanten Drucke p_2 unter fortwährender Berührung mit C , bis die Kondensation vollständig erfolgt und Wasser von der Temperatur T_2 aus dem Dampfe gebildet ist.

4. An Stelle von C trete wieder A ; hierdurch wird das Wasser wieder auf die Temperatur T_1 erhitzt und der Kreislauf geschlossen. Die während dieser letzten Operation aufgenommene Wärme ist gleich $h_1 - h_2$ (Differenz der Flüssigkeitswärme).

Das Indikatordiagramm dieses Kreisprozesses zeigt Figur 15; in demselben ist $oe = p_1$ und $oh = p_2$; der Kolbenhub ist dargestellt durch die Strecke $if = jg$. Dieser Prozeß ist nicht umkehrbar. Der Wirkungsgrad ergibt sich aus der Gleichung

$$\frac{\text{Geleistete Arbeit}}{\text{Arbeitsäquivalent der aufgenommenen Wärme}} = \frac{(p_1 - p_2)(v_1 - \omega)}{J(L_1 + h_1 - h_2)}.$$

In derselben bedeutet nach früher (§ 34) v das Endvolumen und ω das Volumen von 1 kg Wasser, somit $\omega = 0,001$ cbm. Der Wert dieses

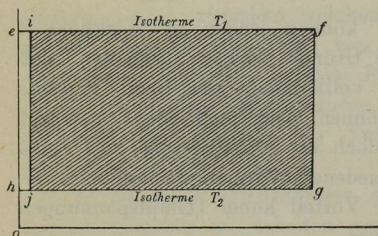


Fig. 15.

Ausdruckes, also die Größe des Wirkungsgrades ist, wie eine Rechnung unter Einführung numerischer Werte für die in der Gleichung vorkommenden Größen zeigt, verhältnismäßig sehr gering; die in § 44 gewählten Werte für t_2 (Kondensatortemperatur ca. 15°C) und p_1 ergeben einen Wirkungsgrad von nur 0,067 bis 0,072; es kann daher durch eine diesen Kreisprozeß befolgende Dampf-

maschine ein Betrag von höchstens 7% der zugeführten Wärme theoretisch nutzbar gemacht werden. Der Wirkungsgrad der an früherer Stelle wiederholt erwähnten Newcomenmaschine war noch bedeutend kleiner, indem bei jedem Kolbenhube ein großer Teil des in den Cylinder tretenden Dampfes sich an den Wandungen kondensierte, daher das vom Kessel pro Kolbenhub gelieferte Dampfvolumen bedeutend größer war als das Hubvolumen.

In der idealen Maschine, dargestellt durch Figur 14, waren die Funktionen von Kessel, Dampfzylinder und Kondensator in einem einzigen Cylinder vereint gedacht; nach den Darlegungen des zweiten Abschnittes ist es gleichgiltig, ob sich der Prozeß in mehreren Gefäßen oder nur in einem Gefäße abwickelt, sobald der Bedingung entsprochen wird, daß die Arbeits-

flüssigkeit denselben Kreisprozeß durchläuft. Um daher den in der Praxis vorkommenden Verhältnissen etwas näher zu treten, sei zunächst eine Maschine vorausgesetzt, welche den in Figur 15 dargestellten Kreislauf befolgt, jedoch aus getrennten Organen nach Figur 16 gebildet ist. Diese Organe sind der Kessel *A* von der konstanten Innentemperatur T_1 , der wärmedichte Cylinder *B* samt Kolben, der Oberflächenkondensator *C* von der konstanten Temperatur T_2 und die Speisepumpe *D*, welche das kondensierte Wasser zum Kessel zurückschafft.

Für jedes kg zugeführten und ohne Expansion ausgenützten Dampfes ist nach dem vorhergehenden die auf den Kolben übertragene Arbeit

$$= (p_1 - p_2)v_1;$$

die Arbeit, welche die

Speisepumpe aufzehrt, ist $(p_1 - p_2)\omega$. Die Nettoarbeit $(p_1 - p_2)(v_1 - \omega)$ pro kg Dampf ist dieselbe wie früher, somit ist auch die aufgenommene Wärme die gleiche. Ein an dem Cylinder dieser Maschine aufgenommenes Indikordiagramm würde nach Figur 15 die Fläche *efgh*, ein Indikordiagramm der Speisepumpe die negative Fläche *hjie* ergeben, wenn *ei* das Volumen des Speisewassers pro kg Dampf, somit 0,001 cbm darstellt. Die Differenz dieser beiden Flächen, nämlich die schraffierte Fläche *ifgj*, ist das Diagramm des Kreisprozesses, welchen jedes kg der Arbeitsflüssigkeit durchläuft. Die an Dampfmaschinen wirklich abgenommenen Indikordiagramme geben nur den Prozeß an, soweit sich derselbe im Arbeitscylinder selbst vollzieht; von der daraus erhaltenen Arbeit ist der Arbeitsverbrauch der Speisepumpe abzuziehen, wenn man den thermodynamischen Wirkungsgrad gewissenhaft bestimmen will. Schließlich sei bemerkt, daß für den Fall das Speisewasser nicht die Temperatur T_2 des Kondensators, sondern irgend eine andere Temperatur T_0 besitzt, die aufgenommene Wärme nicht $H_1 - h_2$, sondern $H_1 - h_0$ sein wird, wenn h_0 die der Temperatur T_0 entsprechende Flüssigkeitswärme bezeichnet.

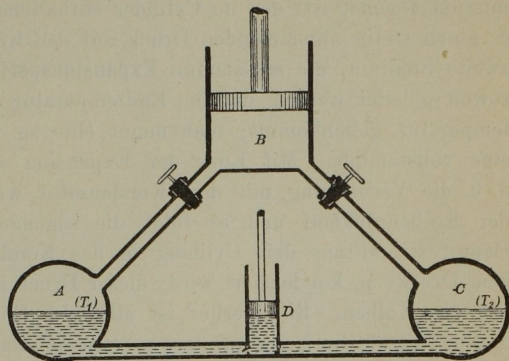


Fig. 16. Organe einer Dampfmaschine.

46. Annäherung des Arbeitsprozesses einer Dampfmaschine an den umkehrbaren Kreisprozeß. Es soll nun untersucht werden, wie weit sich der Arbeitsprozeß einer Maschine nach Figur 16 (also