

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 Indikatordiagramm würde nach Figur 15 die Fläche *efgh*, ein Indikatordiagramm 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 Indikatordiagramme 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.

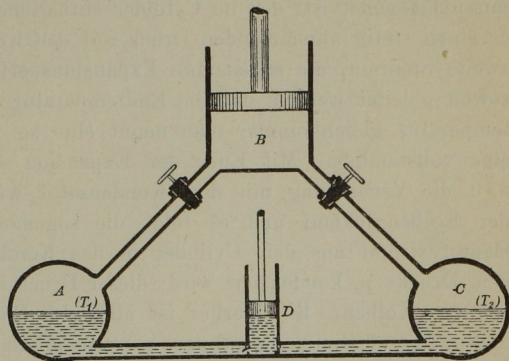


Fig. 16. Organe einer Dampfmaschine.

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

einer Maschine mit vom Cylinder getrennten Kessel und Kondensator) dem umkehrbaren Kreisprozeß nach § 43 nähern kann.

Das erste Stadium dieses Kreislaufes entspricht der Zuführung des Dampfes vom Kessel zum Cylinder (**Admissionsperiode**), während welcher Periode eine entsprechende Menge Dampf im Kessel gebildet werden muß. Dann kommt der Moment des Dampfabschlusses, mit welchem die Admission beendet ist; der im Cylinder enthaltene Dampf expandiert, indem er einen stetig abnehmenden Druck auf den Kolben ausübt. Dies ist das zweite Stadium, die sogenannte **Expansionsperiode**. Die Expansion kann soweit geleitet werden, daß die Endtemperatur derselben der Kondensatortemperatur gleichkommt; man nennt eine so weit getriebene Expansion eine vollständige. Mit Ende der Expansion wird der Dampf entlassen, d. h. die Verbindung mit dem Kondensator wird eröffnet. Nun beginnt der Kolbenrücklauf und es folgt die sogenannte **Ausströmperiode**; der Dampf strömt aus dem Cylinder in den Kondensator, woselbst er unter dem Drucke p_2 kondensiert wird; dieser Druck äußert sich als Gegendruck auf den Kolben. Bis hierher ist alles der Hauptsache nach umkehrbar und in Übereinstimmung mit dem korrespondierenden Teil des Carnotschen Kreisprozesses.

Der Kreisprozeß läßt sich jedoch nicht wie der Carnotsche schließen, denn das Vorhandensein des vom Cylinder getrennten Kondensators bringt es mit sich, daß die vierte Periode, die adiabatische Kompression, hier unausführbar ist; es erübrigt daher im besten Falle, die Ausströmung so lange fortzusetzen, bis die Kondensation vollständig ist und dann das Kondensat durch eine Speisepumpe zum Kessel zurückzuführen. Man kann allerdings, und in der Praxis geschieht es ja auch, die Ausströmung vor Hubende abschließen und den restlichen Dampf komprimieren; dies beeinflußt jedoch den thermodynamischen Wirkungsgrad nicht wesentlich und erfolgt einerseits behufs Vermeidung der Arbeitsverluste durch den schädlichen Raum (siehe Abschnitt V), andererseits aus Gründen mechanischer Natur zur Erzielung weicheren Ganges der Maschine etc. In dem vorliegenden Falle wurde kein schädlicher Raum vorausgesetzt, daher die angedeutete Kompression außer Frage kommt.

Das Indikatordiagramm einer Maschine, in deren Cylinder der Dampf in der oben erörterten Weise arbeitet, ist durch die in Maßstab gezeichnete Figur 17 für den speziellen Fall gezeichnet, daß trockener gesättigter Dampf von der absoluten Spannung $p_1 = 9 \text{ kg/qcm}$ ($t_1 = 175^\circ \text{ C}$, $T_1 = 448$) im Cylinder auf das zwölffache seines Anfangsvolumens adiabatisch expandiert. Die Expansionsendspannung beträgt $0,536 \text{ kg/qcm}$ ($t_2 = 85^\circ \text{ C}$, $T_2 = 358$); mit dieser Spannung entweicht somit der Dampf in den Kondensator. Unter Voraussetzung eines wärmedichten Cylinders

und anfänglich trockenem Dampfes bestimmt sich die Expansionslinie nach der Gleichung $p \cdot v^{1,135} = \text{const.}$ (§ 42). Der Vorteil der Expansion ist unverkennbar; jener Teil des Diagrammes, welcher unter der Expansionslinie liegt, ist im Vergleiche mit dem im vorigen Paragraphen behandelten Fall reiner Arbeitsgewinn.

Die Leistung berechnet sich wie folgt:

Arbeit, geleistet von 1 kg Dampf während der Admission = $p_1 v_1$,
 Arbeit, geleistet während der Expansion bis

$$\text{zum Endvolumen } v_2 = r v_1 \text{ (nach § 14)} = \frac{p_1 v_1 - p_2 r v_1}{n - 1},$$

oder unter Einführung von $n = 1,135$ für $q_1 = 1$ nach (§ 42)

$$= \frac{p_1 v_1 - p_2 r v_1}{0,135},$$

Gegendruckarbeit während des Kolbenrücklaufes = $p_2 r v_1$,
 Arbeitsbedarf der Speisepumpe = $(p_1 - p_2) 0,001$,
 Aufgenommene Wärme = $H_1 - h_2$.

Vergleicht man die Differenz der positiven und negativen Arbeit mit der aufgenommenen Wärme, so erhält man den Wirkungsgrad dieses

Kreisprozesses. Eine andere Methode der Berechnung der geleisteten Arbeit enthält der folgende Abschnitt.

In dem eben erörterten Beispiele wurde die Expansion als vollständig angenommen, d. h. es wurde vorausgesetzt, daß die Arbeitssubstanz so lange expandiere, bis die Temperatur derselben auf die Temperatur des

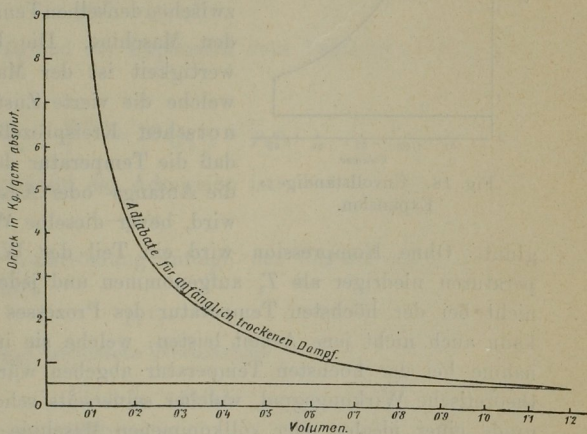


Fig. 17. Ideales Indikatordiagramm für expandierenden Dampf.

Kondensators oder jenes kalten Körpers gesunken ist, welcher die abgeführte Wärme aufzunehmen hat.

Wenn die Expansion unvollständig bleibt, was in der Praxis zumeist der Fall ist, dann gilt obiger Ausdruck für die geleistete Arbeit während der Expansion auch hier, wenn unter p_2 die Spannung mit Ende der

Expansion verstanden ist; die Arbeit, welche während des Kolbenrücklaufes, sowie durch die Speisepumpe verbraucht wird, ist jedoch $p_b r v$, beziehungsweise $(p_1 - p_b) 0,001$, wenn p_b den Gegendruck bedeutet.

Unvollständige Expansion ist durch Figur 18 dargestellt, in welcher die Expansion nur bis zum fünffachen Anfangsvolumen getrieben ist.

Die unvollständige Expansion hat einen Arbeitsverlust zur Folge, welcher durch die verlorene Spitze des Diagramms, beziehungsweise durch die Flächendifferenz des Diagramms Figur 17 und 18 ausgedrückt wird.

Es ist leicht, diese Betrachtungen auch auf Fälle auszudehnen, bei welchen der Dampf anfänglich nicht trocken, wie bisher vorausgesetzt, sondern bis zu einem bestimmten Grade feucht, beziehungsweise naß ist.

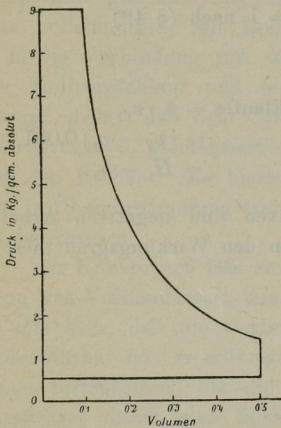


Fig. 18. Unvollständige Expansion.

Der Wirkungsgrad, welcher auf diese Weise berechnet wird und welchen wir vorläufig den theoretischen Wirkungsgrad einer unter den im vorigen angenommenen Bedingungen arbeitenden Maschine nennen wollen, ist immer kleiner als der ideale oder höchste Wirkungsgrad einer vollkommenen, jedoch zwischen denselben Temperaturgrenzen arbeitenden Maschine. Die Ursache dieser Minderwertigkeit ist der Mangel der Kompression, welche die vierte Zustandsänderung im Carnotschen Kreisprozeß bildet und bezweckt, daß die Temperatur der Arbeitsflüssigkeit auf die Anfangs- oder Ausgangstemperatur erhöht wird, bevor dieselbe Wärme aufzunehmen beginnt. Ohne Kompression wird ein Teil der Wärme bereits bei Temperaturen niedriger als T_1 aufgenommen und jede Wärmemenge, welche nicht bei der höchsten Temperatur des Prozesses T_1 aufgenommen wird, kann auch nicht jene Arbeit leisten, welche sie in dem Falle ihrer Aufnahme bei der höchsten Temperatur abgeben würde. Aber selbst dieser theoretische Wirkungsgrad, welcher seinerseits schon von dem Wirkungsgrade einer idealen oder vollkommenen Maschine weit entfernt ist, wird in der Wirklichkeit unter Voraussetzung derselben Kessel- und Kondensatortemperatur sowie desselben Expansionsverhältnisses niemals erreicht; die Gründe hierfür werden in Abschnitt V eingehend erörtert; hier sei nur darauf hingewiesen, um der irrtümlichen Auffassung vorzubeugen, daß die aus obigen Formeln sich ergebenden Resultate hinsichtlich des Wirkungsgrades auf die tatsächlich bestehenden Verhältnisse direkte Anwendung finden können.