

## Neuntes Kapitel.

**Der Expansionsverlust. — Der Abkühlungsverlust. — Der Kondensationsverlust. — Der Abwärmeverlust.**

Die Arbeitsverluste, welche als Initialverlust und als Rückströmungsverlust bei den Kolbendampfmaschinen auftreten, sind bei den Dampfturbinen vermieden, an deren Stelle tritt der schon früher erwähnte Reibungsverlust auf, der einen entsprechenden Entropiezuwachs des expandierenden Dampfes, ähnlich dem des Rückströmungsverlustes bei Kolbendampfmaschinen, hervorbringt. Bei den Dampfturbinen liegt es ferner im Wesen ihrer Arbeitsweise, daß die Expansion des Dampfes bis zur äußersten Grenze, welche durch die Kondensatorspannung bestimmt ist, erfolgt. Die Regulierung findet durch Drosselung des Admissionsdampfes statt, woraus sich bei schwächerer Belastung vermehrte Drosselverluste und vermehrte Reibungsverluste ergeben, da die Räder zum Teile nutzlos im Abdampfe wühlen.

Die besten thermodynamischen Wirkungsgrade ergeben sich daher bei der Maximalbelastung der Dampfturbinen, und die Regulierfähigkeit der Turbinen wird durch eine Einbuße an Ökonomie bei normaler Leistung erkauft.

Kolbendampfmaschinen hingegen, deren Regulierung durch Veränderung der Füllung geschieht, könnten

zwar der Forderung vollkommener Expansion bei höchstem Admissionsdruck auch bei normaler Leistung voll entsprechen; die hiezu erforderliche Größe der Expansionszylinder brächte aber, abgesehen von der Kostspieligkeit der Einrichtung, eine unverhältnismäßige Vergrößerung der Initialverluste hervor. Deshalb ist die Expansion bei normaler Belastung der Maschinen in der Regel unvollkommen und der Expansionsenddruck beträchtlich höher als die Spannung im Kondensator. Je größer der Druckabfall ist, der bei Eröffnung des Ausströmkanales eintritt, desto weniger Wärme konnte während der Expansionsperiode aus den Zylinderwänden in den Dampfkörper zurückfließen. Der Rückströmungsverlust wird infolgedessen etwas geringer sein, hingegen wird der Abkühlungsverlust, welcher durch den Übergang der Wärme aus der Zylinderwand in den Dampfkörper während der Ausströmungsperiode stattfindet, unverhältnismäßig größer. Überdies führt die vorzeitige Eröffnung der Ausströmung einen neuerlichen Arbeitsverlust, den Expansionsverlust, herbei.

Für den Fall des gewählten Beispieles sei angenommen, daß der Ausströmkanal in dem Augenblicke eröffnet wird, als der expandierende Dampf die Temperatur von  $80^{\circ}$  C. oder  $353^{\circ}$  absoluter Temperatur erreicht hat. Solange die Expansion dauert, wird in dem Maße des Wärmeaustausches zwischen Zylinderwand und Dampfkörper keine Änderung eingetreten sein. Daher beträgt der Entropiezuwachs des Dampfes während der Expansion:

$$3,96 \log \text{nat} \frac{454}{353} = 0,996.$$

Dabei hat die Zylinderwand  $3,96 (181 - 80) = 400$  Kalorien an den expandierenden Dampf abgegeben und sich daher um  $400 : 6,9 = 58^\circ \text{C.}$ , d. i. auf eine Temperatur von  $123^\circ \text{C.}$ , abgekühlt. Die Entropie der Zylinderwand zu Ende der Expansion beträgt somit:

$$6,9 \log \text{nat} \frac{396}{313} = 1,623$$

und die Entropie des Dampfes:

$$11,067 + 0,996 = 12,063,$$

daher die Entropie des Systemes:

$$12,063 + 1,623 = 13,686.$$

Da zu Ende der Admission die Entropie des Systemes  $13,632$  betragen hat, so ergibt sich der Entropiezuwachs mit  $0,054$  Entropieeinheiten und der Rückströmungsverlust mit nur  $15,5$  Kalorien.

In dem Temperatur - Entropiediagramme, Fig. 14, kennzeichnet Punkt  $t$  den Zustand des Dampfes bei der Temperatur von  $80^\circ \text{C.}$  unmittelbar vor Eröffnung der Ausströmung. Der gleichzeitige Zustand der Zylinderwandung wird durch den Punkt  $p$  im Diagramme, Fig. 15, gekennzeichnet. In dem Augenblicke, als sich der Ausströmungskanal zum Kondensator öffnet, kommt der bisher im Zylinder eingeschlossene Dampf in mächtige Bewegung. Ein Teil des Dampfes stürzt mit großer Geschwindigkeit in den Kondensator, wobei die Expansionsarbeit des nachdrängenden Dampfes als lebendige Kraft der beschleunigten Dampfmassen zum Vorschein kommt.

Im Falle eines Einspritzkondensators trifft der Dampf auf das ihm entgegenspritzende Kühlwasser und

vermischt sich mit diesem unter teilweiser Kondensation. Blicke die Maschine am toten Punkte bei geöffnetem Ausströmkanale stillstehen, so würde sich bald ein

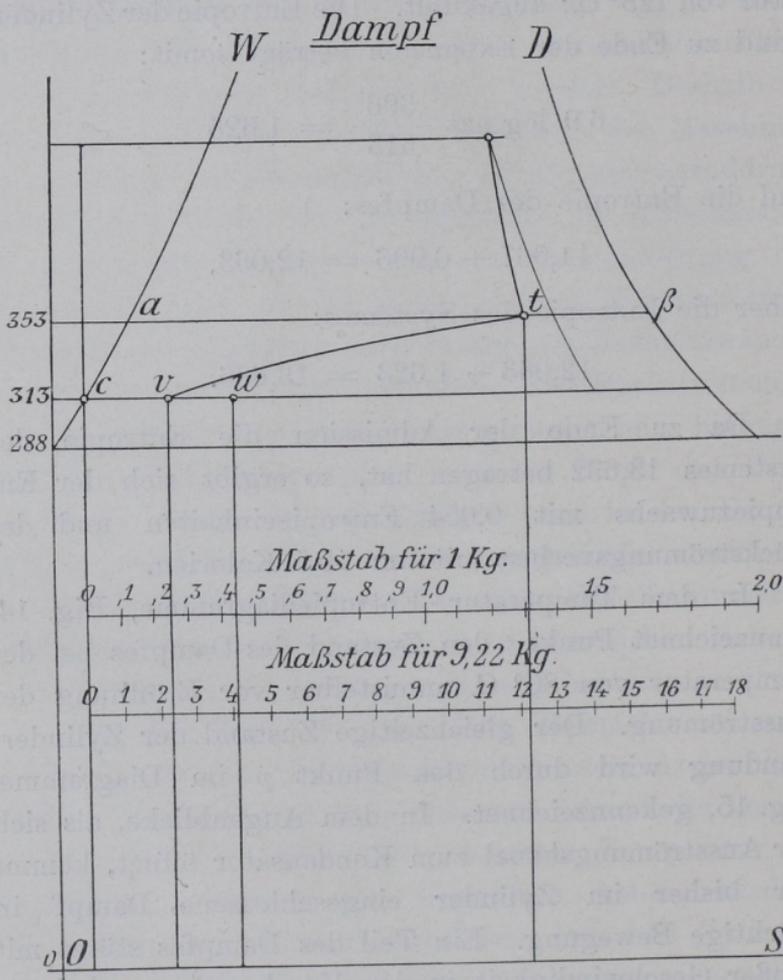


Fig. 14.

Zustand der Ruhe und des Gleichgewichtes bei gleichen Temperaturen von Wasser und Dampf im Zylinder und Kondensator einstellen. Im Oberflächenkondensator treffen die beschleunigten Dampfmassen auf die durch

das Kühlwasser abgekühlten Metallflächen und verdichten sich unter der Einwirkung des im Kondensator herrschenden Druckes zu Wasser.

Zylinderwand

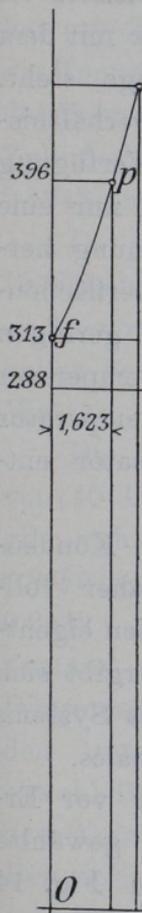


Fig. 15.

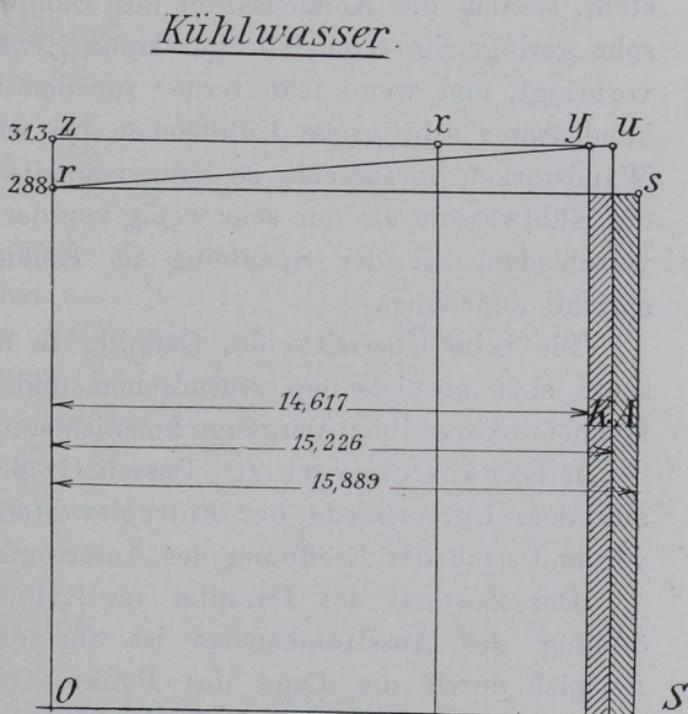


Fig. 16.

Bei einem richtig konstruierten Einspritzkondensator entspricht die Temperatur des abfließenden Kühlwassers der im Kondensator herrschenden Dampfspannung. Im Oberflächenkondensator ist die Dampfspannung

nung etwas höher, als der Temperatur des abfließenden Kühlwassers entspricht, weil die zwischen Dampf und Wasser liegenden Wandstärken der Kühlflächen ein Temperaturgefälle bedingen.

Die Zunahme der Temperatur des Kühlwassers ist ein abgesondert zu betrachtender Vorgang, der mit dem Expansionsverluste in keinem Zusammenhange steht. Man kann sich nämlich vorstellen, daß eine verhältnismäßig sehr große Menge Kühlwasser zur Verfügung steht, so daß die Kondensation des Dampfes nur eine sehr geringe, im Grenzfalle gar keine Erwärmung hervorbringt, und wenn man ferner für den Oberflächenkondensator sehr große Kühlflächen bei sehr geringen Wandstärken voraussetzt, so kann man die Temperatur des Kühlwassers als nur sehr wenig von der Temperatur verschieden, die der Spannung im Kondensator entspricht, annehmen.

Die beim Übertritte des Dampfes in den Kondensator sich abspielenden stürmischen und daher vollkommen irreversiblen Vorgänge konstituieren den eigentlichen Expansionsverlust. Dessen Größe ergibt sich aus dem Unterschiede der Entropiewerte des Systems vor und nach der Eröffnung des Ausströmkanales.

Der Zustand des Dampfes im Zylinder vor Eröffnung des Ausströmkanales ist für das gewählte Beispiel durch die Lage des Punktes  $t$  in Fig. 14 charakterisiert. Das Verhältnis der Strecken  $ta$  zu  $a\beta$  ergibt den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes zu 0,2388. 1 kg Zylinderinhalt besteht demnach aus 0,7612 kg Dampf und 0,2388 kg Wasser. Die Entropie für 1 kg des Zylinderinhaltes ist  $12,063 : 9,22 = 1,3085$  auf den Normalzustand von Wasser von  $40^\circ$  C. bezogen. Die

Spannung des im Kondensator enthaltenen Wasserdampfes entspricht der Temperatur von  $40^{\circ}$  C., beträgt also ungefähr 0,07 Atm. Wenn die Verbindung zwischen Kondensator und Dampfzylinder hergestellt ist, und die ausströmenden Dampfmassen zur Ruhe gelangt sind, hat sowohl der Dampf im Zylinder wie im Kondensator die Temperatur von  $40^{\circ}$  C. Dabei hat keine Veränderung des Volumens stattgefunden. Das Volumen von 1 kg des Zylinderinhaltes beträgt  $0,7612 \times 3,4085 + 0,0002 = 2,5948$  cbm<sup>1)</sup>.

Da das Volumen von 1 kg Dampf von  $40^{\circ}$  C. 19,650 cbm beträgt, so sind 0,6292 kg Dampf kondensiert worden, und 1 kg des ursprünglichen Zylinderinhaltes besteht nun aus 0,1320 kg Dampf und 0,8680 kg Wasser.

Die Entropie des trockenen, gesättigten Dampfes von  $40^{\circ}$  C. hat den Wert von 1,850 für 1 kg; daher ergibt sich für die Entropie des nassen Dampfes, welcher 0,8680 kg Wasser enthält, die Entropie  $0,1320 \times 1,850 = 0,2442$ . Im Entropiediagramme, Fig. 14, ist dieser Zustand durch den Punkt *v* gekennzeichnet. Dieses Diagramm gilt, je nachdem, ob man den oberen oder den unteren der beiden Entropiemaßstäbe benützt, sowohl für 1 kg Dampf als für die 9,22 kg Dampf, die den Annahmen des der Betrachtung zugrunde gelegten Beispiels entsprechen.

Beim Übergange aus dem Zustande *t* in den Zustand *v* hat somit eine Verminderung der Entropie des Dampfes um den Betrag  $1,3085 - 0,2442 = 1,0643$

---

<sup>1)</sup> Das Volumen von 1 kg Dampf von  $80^{\circ}$  C. beträgt 3,4085 cbm und das Volumen von 1 kg Wasser 0,001 cbm.

stattgefunden. Diese Verminderung der Entropie wird aber durch die Vermehrung der Entropie des Kühlwassers übertroffen und der Überschuß ist ein Maß des mit dieser Zustandsänderung verbundenen Arbeitsverlustes.

Auf den Normalzustand von  $40^{\circ}$  Wasser bezogen, beträgt die Energie von 0,7612 kg Dampf und 0,2388 kg Wasser von  $80^{\circ}$  C. 429,88 Kalorien und die Energie von 0,1320 kg Dampf und 0,8680 kg Wasser von  $40^{\circ}$  C. 71,91 Kalorien.

Diese Werte werden gefunden, wenn man für irgendeinen Prozeß, der den vorhandenen Zustand des Dampfes in den Normalzustand von Wasser von  $40^{\circ}$  C. zurückführt, die algebraische Summe aller gewonnenen Wärme- und Arbeitsmengen berechnet. Um also 0,7612 kg Dampf und 0,2388 kg Wasser von  $80^{\circ}$  in Wasser von  $40^{\circ}$  C. zu verwandeln, könnte man zunächst den Dampf bei der konstanten Temperatur von  $80^{\circ}$  C. durch Kompression verflüssigen und hierauf die gesamte Wassermenge auf  $40^{\circ}$  C. abkühlen. Die Verflüssigung unter diesen Umständen erfordert den Aufwand von  $0,7612 \times 38,5 = 29,31$  Kalorien an mechanischer Arbeit, wobei gleichzeitig  $0,7612 \times 550,7 = 419,19$  Kalorien als Wärme abgeführt werden müssen. Zur Abkühlung von 1 kg Wasser von  $80^{\circ}$  auf  $40^{\circ}$  C. müssen 40 Kalorien Wärme abgeführt werden. Daher ist die Energie des nassen Dampfes von  $80^{\circ}$  C. auf den Normalzustand von  $40^{\circ}$  C. bezogen:  $419,19 - 29,31 + 40 = 429,88$  Kalorien.

Um 0,1320 kg trockenen Dampf von  $40^{\circ}$  C. bei dieser Temperatur zu verflüssigen, müssen  $0,1320 \times 34,3 = 4,53$  Kalorien an mechanischer Arbeit aufgewendet und  $0,1320 \times 579,1 = 76,44$  Kalorien an Wärme abgeführt

werden. Die Energie des nassen Dampfes von  $40^{\circ}$  C. ergibt sich somit zu  $76,44 - 4,53 = 71,91$  Kalorien.

Das Kühlwasser im Kondensator, womit die Überführung des einen Zustandes in den anderen ohne Verrichtung äußerer Arbeit bewirkt wird, muß also  $429,88 - 71,91 = 357,97$  Kalorien aufnehmen.

In Wirklichkeit hat man es weder mit unendlich großen Kühlwassermengen, noch mit unendlich großen Kühlflächen zu tun. Man muß also bei einer beschränkten Wassermenge mit einer entsprechenden Erhöhung der Temperatur des Kühlwassers rechnen. Hat das Kühlwasser die absolute Eintrittstemperatur  $t$  und soll es durch den Kondensationsvorgang schließlich auf  $313^{\circ}$  absolut erwärmt werden, so muß seine Menge  $M$  genau  $\frac{357,97}{313 - t}$  kg betragen.

Nach der Regel, welche bei den früheren Ableitungen befolgt worden ist, hat man den mit der stattfindenden Zustandsänderung verbundenen Entropiezuwachs des Systemes aus dem Studium eines imaginären umkehrbaren Prozesses zu berechnen, der den ursprünglichen Zustand in den schließlichen überführt, und aus der Summe der Quotienten der zu- und abgeführten Wärmemengen durch die entsprechenden Temperaturen den Entropiezuwachs festzustellen. Als ursprünglicher Zustand sind  $0,7612$  kg Dampf und  $0,2388$  kg Wasser von  $353^{\circ}$  absoluter Temperatur (Punkt  $t$  in Fig. 14) sowie  $M$  kg Kühlwasser von  $t^{\circ}$  absoluter Temperatur gegeben. Den schließlichen Zustand hat man, wie folgt, erhoben:  $0,1320$  kg Dampf und  $0,8680$  kg Wasser von  $313^{\circ}$  absoluter Temperatur (Punkt  $v$  in Fig. 14) sowie  $M$  kg Kühlwasser von  $313^{\circ}$ . Um die Überführung aus

dem ursprünglichen Zustand in den schließlichen durch einen imaginären, umkehrbaren Prozeß zu vollziehen, könnte man sich etwa folgendes Verfahren denken. Mit Hilfe zahlreicher Wärmereservoirire werde das Kühlwasser zunächst auf  $353^{\circ}$  umkehrbar erwärmt. Hierzu müssen ihm  $M(353 - t)$  Kalorien zugeführt werden. Der entsprechende Entropiezuwachs beträgt  $M \log \text{nat} \frac{353}{t}$  Entropieeinheiten. Mit dem so erwärmten Kühlwasser wird der nasse Dampf in Berührung gebracht und durch Kompression vollständig verflüssigt. Die hierbei an ein Wärmereservoir von  $353^{\circ}$  abzuführende Wärmemenge beträgt 419,19 Kalorien. Die entsprechende Entropieabnahme beträgt dabei  $\frac{419,19}{353} = 1,1875$ .

Dann wird das gesamte Wasser, dessen Menge nun  $(M + 1)$  Kilogramm beträgt mit Hilfe zahlreicher Wärmereservoirire auf  $313^{\circ}$  abgekühlt, wobei  $(M + 1)(353 - 313)$  Kalorien abgeführt werden, so daß die neuerliche Entropieabnahme

$$(M + 1) \log \text{nat} \frac{353}{313} \text{ Entropieeinheiten}$$

beträgt.

Schließlich wird durch Zufuhr von Wärme aus einem Wärmereservoir von  $313^{\circ}$  die Verdampfung von 0,1320 kg Wasser bei konstantem Drucke und konstanter Temperatur bewirkt, wobei durch die stattfindende Volumsvergrößerung mechanische Arbeit gewonnen wird. Die zuzuführende Wärmemenge beträgt 76,44 Kalorien und der entsprechende Entropiezuwachs 0,2442 Entropieeinheiten.

Zieht man die für die einzelnen Entropieänderungen

gefundenen Werte zusammen, so erhält man als Gesamtentropiezuwachs während der Zustandsänderung des Systemes den Wert:  $M \log \text{nat} \frac{313}{t} - 1,0643$  und, wenn man den oben gefundenen Ausdruck für  $M$  einsetzt, ergibt sich:

$$\frac{357,97}{313 - t} \log \text{nat} \frac{313}{t} - 1,0643.$$

Die Grenze, welcher sich der Wert dieses Ausdruckes mit wachsendem  $t$  nähert, wird bei unendlich großer Kühlwassermenge von  $t = 313^\circ$  erreicht und ergibt sich mit

$$\frac{357,97}{313} = 1,1436.$$

Die Entropiezunahme des Kühlwassers wird daher jedenfalls mehr als 1,1436 betragen. Der Überschuß über diesen Wert ist aber durch die Erwärmung des Kühlwassers bedingt und steht mit dem Expansionsverluste zunächst in keinem Zusammenhange.

Nachdem die Abnahme der Entropie des Dampfes nur 1,0643 betragen hat, so ergibt sich der mit der betrachteten Zustandsänderung infolge des Expansionsverlustes verbundene Entropiezuwachs zu  $1,1436 - 1,0643 = 0,0793$  Entropieeinheiten für 1 kg Dampf.

Für 9,22 kg Dampf ergibt sich der Zuwachs der Entropie infolge des Expansionsverlustes zu  $0,0793 \times 9,22 = 0,7312$  und der Expansionsverlust selbst zu  $0,7312 \times 288 = 210,6$  Kalorien oder 3% des Heizwertes der Kohle.

Die Zustände in diesem Stadium des Arbeitsprozesses werden durch die Punkte  $v$ ,  $p$  und  $x$  in den

Temperatur-Entropiediagrammen Fig. 14, 15 und 16 für Dampf, Zylinderwand und Kühlwasser gekennzeichnet. Wenn nun der zurücklaufende Kolben den im Zylinder enthaltenen Dampf in den Kondensator schiebt, wo er zu Wasser kondensiert wird, so findet zwar infolge des Wärmeüberganges vom Dampf in das Kühlwasser eine Vergrößerung der Entropie des letzteren statt, wohingegen aber, bei der Voraussetzung unendlich großer Kühlwassermengen von  $40^{\circ}$  C. eine ebenso große Abnahme der Entropie des Dampfes eintritt, so daß mit dieser Zustandsänderung ein neuerlicher Entropiezuwachs nicht verbunden ist. Der Ausschub des Dampfes aus dem Zylinder ist somit, sonst vollkommene Verhältnisse vorausgesetzt, mit keinem Arbeitsverluste verbunden. Während des Verlaufes der Ausströmung kühlt sich die Zylinderwand von der Temperatur, die sie zu Ende der Expansionsperiode hatte, bis auf die Temperatur des ausströmenden Dampfes ab, wobei die Wärme auf diesen übergeht. Es findet also ein Übergang der Wärme von einem Körper höherer Temperatur zu einem Körper niedrigerer Temperatur statt, womit ein Arbeitsverlust verbunden ist. Die Entropie der Zylinderwand betrug zu Ende der Expansionsperiode 1,623 Entropieeinheiten. In der Admissionsperiode sind auf die Zylinderwand 971 Kalorien übertragen worden, wovon während der Expansion 400 Kalorien in den expandierenden Dampf zurückgeströmt sind, somit hat die Zylinderwand zu Ende der Expansion noch um 571 Kalorien mehr als vor Beginn der Admission enthalten. Durch die beim Übergange dieser Wärmemenge auf den abströmenden Dampf bewirkte Nachverdampfung findet eine Trocknung des Dampfes statt. Der Feuchtigkeitsgehalt pro 1 kg

Dampf betrug 0,8680 kg. Daher bestand das Gemisch von 9,22 kg aus 8,003 kg Wasser und 1,217 kg Dampf. Die Entropie beträgt  $1,217 \times 1,850 = 2,252$ . Die Verdampfungswärme von 1 kg Wasser beträgt 579 Kalorien. Durch 571 Kalorien können somit 0,986 kg Wasser verdampft werden, so daß das Gemisch nun aus 2,203 kg Dampf und 7,017 kg Wasser bestehen kann, dessen Entropie  $2,203 \times 1,850 = 4,075$  beträgt. Der Entropiezuwachs des Dampfes infolge des Überganges der Wärme aus der Zylinderwand in den abströmenden Dampf ergibt sich zu  $4,075 - 2,252 = 1,823$  Entropieeinheiten und die gleichzeitige Abnahme der Entropie der Zylinderwand zu 1,623 Entropieeinheiten. Daher beträgt der schließliche Entropiezuwachs  $1,823 - 1,623 = 0,2$  Entropieeinheiten und der Abkühlungsverlust beträgt  $0,2 \times 288 = 57,6$  Kalorien.

Ohne Beachtung der stattfindenden Zustandsänderungen hätte sich die Entropiezunahme auch aus der überströmenden Wärmemenge von 571 Kalorien, wie folgt, ergeben:

$$\frac{571}{313} - 1,623 = 0,2.$$

Diese weitaus weniger umständliche Art der Berechnung widerspricht aber den von Anfang an aufgestellten Grundsätzen, wonach die Größe der Entropie nicht aus den ins Spiel kommenden Wärmemengen, sondern aus den jeweiligen Zuständen des Systemes zu berechnen ist. Die Übereinstimmung der Resultate ist nur eine Folge der gemachten Voraussetzung, daß bei den untersuchten Zustandsänderungen nur die jeweilig in Betracht gezogenen Wärmeübergänge stattfinden. Bei

praktischen Untersuchungen an wirklichen Maschinen können nur die Zustände der das System bildenden Körper ermittelt werden, und für die Berechnung der stattfindenden Entropiezunahmen steht kein anderer Weg als der bei der Durchrechnung des gewählten Beispiels beschrittene zur Verfügung.

Die nach der Eröffnung des Ausströmungskanales stattfindenden Vorgänge der Kondensation im Kondensator und der Nachverdampfung im Zylinder spielen sich gleichzeitig ab, so daß nicht eigentlich bestimmte Phasen durch entsprechende Zustandspunkte in den drei Entropiediagrammen zugleich angegeben werden können. Denkt man sich die Zustandsänderungen ruckweise stattfindend, so wäre der Verlauf durch die folgende Aufeinanderfolge der zusammengehörigen Punkte in den 3 Diagrammen dargestellt. Der Zustand vor Eröffnung des Ausströmkanales ist durch die Punkte  $t$  in Fig. 14,  $p$  in Fig. 15 und  $z$  in Fig. 16 gekennzeichnet. Den Zustand nach erfolgter Eröffnung des Ausströmkanales und teilweiser Kondensation des Dampfes im Kondensator stellen die Punkte  $v$  in Fig. 14,  $p$  in Fig. 15 und  $x$  in Fig. 16 dar. Der Zustand, wie er sich nach erfolgter Nachverdampfung durch die sich abkühlende Zylinderwand darstellen würde, wäre durch die Punkte  $w$ ,  $f$  und  $x$  in den 3 Diagrammen gekennzeichnet, und den Zustand nach vollendetem Ausschube des Dampfes aus dem Zylinder und Kondensation im Kondensator stellen die Punkte  $c$ ,  $f$  und  $y$  dar. Die Strecke  $c w$  ist gleich der Strecke  $x y$ . Auf den Normalzustand von Wasser von  $40^{\circ}$  C. bezogen, hat somit nach vollendetem Ausschub des Dampfes die Entropie von Dampf und Zylinderwand wieder den ursprünglichen

Wert erreicht, und der gesamte Entropiezuwachs ist auf das Kühlwasser übergegangen. Er wird durch die Strecke  $zy$  in Fig. 16 dargestellt.

Dieser Entropiezuwachs gilt für die Voraussetzung unendlich großer Kühlflächen und Kühlwassermengen, wobei keine Erwärmung des Kühlwassers eintritt. Bei beschränkten Kühlflächen, an denen nur endliche Mengen von Kühlwasser vorbeigeführt werden können, tritt eine Erwärmung des Kühlwassers ein, und diese Erwärmung bringt einen entsprechenden Entropiezuwachs hervor, der einen neuerlichen Arbeitsverlust bedingt. Die Wärmemengen, welche das Kühlwasser jedenfalls aufzunehmen hat, betragen beim Übergange aus dem Zustande  $t$  in den Zustand  $v$ :  $357,97 \times 9,22 = 3300$  Kalorien, ferner die Kondensationswärme von 1,217 kg Dampf von  $40^\circ \text{C}$ . mit  $1,217 \times 579 = 704$  Kalorien und die von der sich abkühlenden Zylinderwand herrührende Wärme von 571 Kalorien, zusammen also 4575 Kalorien. Wenn das Kühlwasser aus der Umgebung entnommen wird und eine Temperatur von  $15^\circ \text{C}$ . besitzt, so muß dessen Menge bei einer Erwärmung um  $25^\circ \text{C}$ . bis auf  $40^\circ \text{C}$ .  $4575 : 25 = 183$  kg betragen. Die Entropie des erwärmten Wassers beträgt

$$183 \log \text{nat} \frac{313}{288} = 15,226.$$

Der dem neuerlichen Entropiezuwachs von 15,226 — 14,617 = 0,609 Entropieeinheiten entsprechende Arbeitsverlust, der Kondensationsverlust genannt sei, beträgt  $0,609 \times 288 = 175,3$  Kalorien oder 2,5% des Heizwertes der Kohle.

In Fig. 16 stellt die Strecke  $zu$  die Entropie des

Kühlwassers und die schraffierte Fläche  $K$  den Kondensationsverlust dar.

Das auf  $40^{\circ}$  C. erwärmte Kühlwasser fließt in die Umgebung und kühlt sich endlich bis auf deren Temperatur, die hier mit  $15^{\circ}$  C. angenommen worden ist, ab. Die Umgebung ist als ein unendlich großes Wärmereservoir von  $15^{\circ}$  C. oder  $288^{\circ}$  absoluter Temperatur anzusehen. Die vom Kühlwasser bei steigender Temperatur aufgenommenen 4575 Kalorien erreichen durch Vermittlung zahlreicher Körper, die den Wärmeaustausch durch Leitung und Strahlung bewerkstelligen, schließlich bei  $288^{\circ}$  C. das Temperaturniveau der Umgebung. Daher beträgt deren Entropiezuwachs  $4575 : 288 = 15,889$  Entropieeinheiten. Die Differenz zwischen diesem Werte und dem früher für das Kühlwasser gefundenen Werte ergibt sich mit  $15,889 - 15,226 = 0,663$  Entropieeinheiten, und der entsprechende Arbeitsverlust, den man Abwärmeverlust nennen kann, beträgt  $0,663 \times 288 = 190,9$  Kalorien oder  $2,73\%$  des Heizwertes der Kohle. In Fig. 16 stellt die Strecke  $rs$  den Entropiezuwachs der Umgebung und die schraffierte Fläche  $A$  den Abwärmeverlust dar.