

Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Theoretische Maschinenlehre

in 4 Bänden

Theorie der Kraftmaschinen

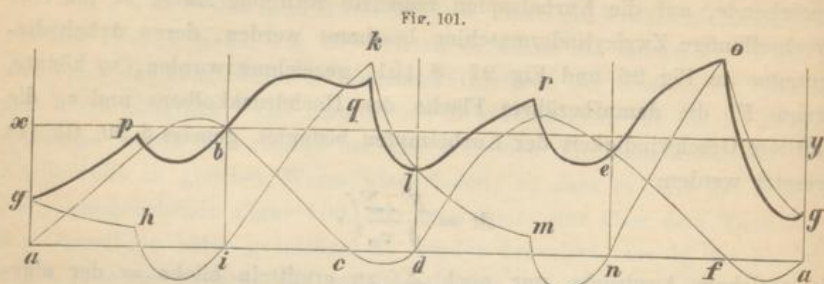
Grashof, Franz

Leipzig, 1890

e. Condensation

[urn:nbn:de:bsz:31-282943](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-282943)

und des Hochdruckkolbens, gemäss der Voraussetzung, dass die Kurbel des ersteren Kolbens der andern um 90° voreilt. Vom Augenblicke einer äusseren Todtlage des Niederdruckkolbens an gerechnet ist für eine Umdrehung $abcdefa$ das Tangentialdruckdiagramm für den Niederdruck-



cylinder, $ghiklmno$ dasselbe für den Hochdruckcylinder; die Verschiedenheit der Theile jeder dieser Curven über den Hälften ad und da der Grundlinie lässt den Einfluss der ziemlich kleinen Kurbelstangenlänge erkennen. Die stärker ausgezogene Curve $gp̄bqlreog$, deren Ordinaten = den algebraischen Summen der entsprechenden Ordinaten jener Curven sind, ist das combinirte Tangentialdruckdiagramm der Zweicylindermaschine, bezogen auf die Einheit von F' , für dieselbe Umdrehung; ihr eigenthümlich complicirtes Bildungsgesetz würde nur mit sehr grosser Weitläufigkeit analytisch auszudrücken sein zum Zweck einer rechnerischen Ermittlung von Σf . Hier erfordert diese Ermittlung nur die angenäherte Inhaltsbestimmung der Fläche, welche von der resultirenden Tangentialdrucklinie, der Grundlinie aa und den Ordinaten ag , ag begrenzt wird, um dann das inhaltgleiche Rechteck $axya$ herstellen zu können, dessen Seite xy mit der resultirenden Curve und den Geraden gx , gy die Flächen f bildet, deren grösste von einem zu einem andern Schnittpunkte (von xy mit der Curve) gerechnete algebraische Summe = Σf ist, wenn diese Flächen f unterhalb xy negativ, oberhalb positiv gesetzt werden.

e. Condensation.

§. 105. Einleitende Bemerkungen.

Die Condensation des Abdampfes einer Condensationsdampfmaschine erfolgt im geschlossenen Raume des Condensators entweder durch Mischung mit eingeführtem kaltem Wasser oder infolge oberflächlicher Abkühlung durch Wasser, welches die Condensatorwand umgibt. Im

zweiten Falle ist das Condensationswasser (das durch Condensation des Abdampfes gebildete Wasser), im ersten auch das erwärmte Kühlwasser aus dem Condensator beständig wieder zu entfernen, in beiden zugleich die Luft, welche im ersten Falle sich aus dem Kühlwasser infolge der Druckverkleinerung und Temperaturerhöhung im Condensator entwickelt, in beiden auch als Folge von Undichtheiten hineingelangen kann, insbesondere z. B. durch eine undichte Stopfbüchse schon in den Cylinder auf der Seite, auf welcher sein Vorderdampf zum Condensator abströmt. Hinsichtlich des Hauptzwecks, der Erhaltung eines kleinen Drucks im Condensator mit möglichst geringem Aufwand an Hilfsmitteln, Einrichtungen und Betriebsarbeit, sind verschiedene Anordnungen zu unterscheiden, bezüglich welcher hier zunächst ein Condensator vorausgesetzt sei, dessen Wirkung auf der Mischung des Abdampfes mit kaltem Wasser beruht, während die fast nur für Schiffsmaschinen in Betracht kommenden und gebräuchlichen Oberflächencondensatoren später im §. 109 einer besonderen Besprechung unterworfen werden.*

Die Einführung des Kühlwassers in den Condensator kann durch ein von dem letzteren ausgehendes und andererseits unter dem Wasserspiegel eines Brunnens oder sonstigen Behälters mündendes Rohr ohne weiteres durch den Atmosphärendruck bewirkt werden, wenn der Ueberschuss der Wasserbarometerhöhe über die Wasserdruckhöhe im Condensator hinlänglich viel grösser ist, als die Höhe der Einmündungsstelle des Rohrs in den Condensator über dem Wasserspiegel im Brunnen, um ohne übermässige Rohrweite noch einen Betrag = der Summe von Geschwindigkeits- und Widerstandshöhe im Rohr übrig zu lassen; bei tieferer Lage des Wasserspiegels muss das Kühlwasser durch eine Pumpe (Kaltwasserpumpe) auf entsprechende Höhe gehoben werden.

Die Abfuhr des warmen Wassers kann auch ohne weiteres durch ein Rohr (Abfallrohr) geschehen, welches von der tiefsten Stelle des Condensators ausgehend unten unter Wasser mündet, wenn hier die betreffende Höhe um wenigstens so viel grösser ist, als der Ueberschuss der atmosphärischen über die Wasserdruckhöhe im Condensator, wie sie bezüglich des Zuflusses des kalten Wassers kleiner sein muss. Anderenfalls geschieht die Absaugung des warmen Wassers durch eine Pumpe (Warmwasserpumpe), welche wegen des kleinen Drucks im Condensator möglichst tief zu legen ist; meistens wird solche Pumpe besonders bei nicht

* Siehe den Aufsatz von F. J. Weiss unter der Ueberschrift „Condensation“ in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1888, S. 9 u. ff.

sehr grossen Maschinen auch dann vorgezogen, wenn ein Abfallrohr nicht ausgeschlossen wäre.

Von besonderer Wichtigkeit ist die Absaugung der Luft. Gewöhnlich wird sie zugleich der Warmwasserpumpe als einer Warmwasser- und Luftpumpe oder nassen Luftpumpe übertragen, oder sie erfolgt ohne Wasser an einer höher gelegenen Stelle des Condensators durch eine trockene Luftpumpe, besonders dann, wenn das warme Wasser durch ein Abfallrohr entfernt wird. Wenn übrigens ebenso, wie im ersten Falle immer, auch im zweiten mit der Luft zugleich Wasserdampf angesaugt wird in dem Verhältnisse, wie beide im Condensator durchschnittlich gemischt sind, so bietet das eine Verfahren vor dem andern nicht wesentliche Vortheile. In der nassen Luftpumpe wird das neben dem in überwiegender Menge vorhandenen Wasser angesaugte Luft- und Dampfgemisch durch den zurückkehrenden Kolben bei nahe constanter Temperatur comprimirt bis zu atmosphärischem Drucke der Luft, während der Dampf dabei zu Wasser verdichtet wird; die trockene Luftpumpe comprimirt beim Kolbenrückgange das Gemisch zu atmosphärischem Drucke beider Mischungsbestandtheile zusammen, indem der Dampf hier nicht zu Wasser condensirt, sondern eher überhitzt wird. In beiden Fällen handelt es sich um ein Luft- und Dampfgemisch von anfangs nahe derselben Temperatur, demselben Volumen und Druck, welches bis zu atmosphärischem Drucke, wenn schon nach verschiedenem Gesetze comprimirt wird.

Der Vortheil einer trockenen Luftpumpe kommt aber in hohem Grade zur Geltung, wenn zugleich der Zustand im Condensator durch entsprechende Einrichtungen so geregelt wird, dass jene Pumpe nicht nur kein Wasser, sondern auch fast gar keinen Dampf abzusaugen hat, dass also entsprechend dem kleineren Dampfdrucke auch die Temperatur kleiner, der Luftdruck aber fast = dem vollen Condensatordruck, aus beiden Gründen somit das Volumen der abzusaugenden Luft = dem Volumen des abzusaugenden Gemisches wesentlich kleiner, in gleichem Verhältnisse dann auch Grösse und Betriebsarbeit der Luftpumpe kleiner werden. Zur Erklärung solcher Anordnung des Condensators mit Zubehör und ihrer Vorzüge auch in anderer Hinsicht seien einige Buchstabenbezeichnungen eingeführt, welche in diesem von der Condensation handelnden Abschnitte stets dieselben Bedeutungen haben sollen.

p Atm. sei der Druck im Condensator, also auch der Druck des zu condensirenden Dampfes unmittelbar vor seinem Eintritt in jenen,
 t die Temperatur gesättigten Wasserdampfes vom Drucke p ,
 t' die Temperatur des abfliessenden warmen Wassers,

p' der Druck gesättigten Dampfes von dieser Temperatur,
 t_0 die Temperatur des zufließenden Kühlwassers,
 p_0 der entsprechende Druck gesättigten Dampfes.

Der ganze Druck p ist an allen Stellen im Condensator gleich gross; indem aber das Mischungsverhältniss von Dampf und Luft, sowie die Temperatur des Gemisches an verschiedenen Stellen verschieden sein kann, gilt dasselbe vom Dampfdrucke $= p_1$ und vom Luftdrucke $= p_2$, deren Summe nur überall gleich gross $= p$ ist.

Bei der fraglichen Einrichtung des Condensators, von Weiss am angeführten Orte als Gegenstromcondensator empfohlen, wird nun bei vorwiegend verticaler Ausdehnung desselben der zu condensirende Dampf unten, das Kühlwasser oben eingeführt, während das warme Wasser an der tiefsten Stelle abfließt, die Luft an der höchsten Stelle abgesaugt wird. Das Herabfallen des Kühlwassers im Condensator wird durch entsprechend angeordnete Metallwände wiederholt so aufgehalten, dass damit zugleich eine Zerstäubung desselben verbunden ist, um es mit dem entgegenströmenden Dampf in innige vielfache Berührung zu bringen. Bei entsprechender, nicht zu grosser Menge dieses Wassers kann dasselbe dann unten im Condensator die Temperatur t des daselbst einströmenden Dampfes angenommen haben, während die Dampftemperatur nach oben bis fast zu t_0 abnimmt; die entsprechenden Dampfpressungen sind $p_1 = p$ unten, p_1 wenig $> p_0$ oben. Die Luft bewegt sich im Sinne des abnehmenden Dampfdrucks; ihr Druck p_2 ist unten im Condensator $= 0$, oben wenig $< p - p_0$.

Ausser den erwähnten Vorzügen kleiner Grösse und Betriebsarbeit der Luftpumpe hat ein solcher Gegenstromcondensator auch den Vortheil kleinstmöglichen Bedarfs an Kühlwasser; die Condensationsfähigkeit des letzteren wird durch seine Erwärmung bis zur Temperatur des einströmenden Dampfes so viel wie möglich ausgenutzt. Zugleich ist die in diesem wärmeren Wasser mehr concentrirte Wärme von grösserem Werth zur Kessel-speisung oder zu anderen Zwecken.

Die üblichen Condensatoren, bei welchen an allen Stellen des Condensatorraums eine gleich grosse Temperatur $= t'$, und in dem Theile dieses Raums, welcher nicht von Wasser eingenommen wird, dasselbe Mischungsverhältniss von Dampf und Wasser, derselbe Dampfdruck $p_1 = p'$ und derselbe Luftdruck $p_2 = p - p'$ anzunehmen ist, mag nun die Luftpumpe als trockene nur Wasserdampf und Luft, oder als nasse zugleich Wasser absaugen, werden von Weiss als Parallelstromcondensatoren den Gegenstromcondensatoren gegenüber gestellt. Hier mögen sie ohne weiteres als Mischecondensatoren bezeichnet und nur hinsichtlich der Art der Wasser- und Luft-

abführung unterschieden werden, weil eine ausgesprochene Strömung in ihnen oft kaum vorhanden ist.

In den folgenden Paragraphen handelt es sich bei näherer Besprechung der Hauptarten von Condensatoren in jedem Falle hauptsächlich um den Kühlwasserbedarf, die Grösse der Luftpumpe und um die entsprechende Betriebsarbeit für 1 Kgr. Abdampf bei gegebenen Werthen von p und t_0 .

§. 106. Mischecondensator mit nasser Luftpumpe.

Bei Abstraction von untergeordneten Umständen, wie lebendigen Kräften und Wärmeverlusten, ist bei der Condensation des Abdampfes infolge seiner Mischung mit dem Kühlwasser die Zunahme des Wärmegehaltes des letzteren = der Abnahme des Wärmegehaltes des ersteren + dem Wärmewerthe der Condensationsarbeit, also = der Abnahme der Gesamtwärme des Dampfes. Ist also n Kgr. die Kühlwassermenge für 1 Kgr. Abdampf, so ist bei Abstraction von Feuchtigkeit desselben, und wenn die specifische Wärme des Wassers mit hier ausreichender Näherung = 1 gesetzt wird,

$$n(t' - t_0) = 606,5 + 0,305 t - t'$$

mit Rücksicht auf die im vorigen Paragraph erklärten Buchstabenbezeichnungen, sowie auf den bekannten empirischen Ausdruck für die Gesamtwärme des Wasserdampfes. Letztere ist z. B.

$$606,5 + 0,305 t = 620,6 \text{ bis } 621,7$$

$$\text{für } p = 0,1 \text{ bis } 0,12 \text{ Atm.,}$$

wegen der Feuchtigkeit des Dampfes thatsächlich etwas kleiner. Indem diese schwankende Feuchtigkeit des in den Condensator strömenden Dampfes zu sicher ausreichender Bestimmung von n nur klein voraussetzen ist, kann

$$n = \frac{620 - t'}{t' - t_0} \dots \dots \dots (1)$$

unter den hier vorkommenden Umständen als passend betrachtet werden.

Die Temperatur t' in Gl. (1) ist ausser von t_0 und von p wesentlich auch von der Wirksamkeit der Luftpumpe abhängig; je schneller von ihr die Luft abgesaugt wird, desto kleiner ist der Luftdruck $p - p'$ im Condensator, desto weniger ist $p' < p$, $t' < t$. Es sei nun für 1 Kgr. in den Condensator strömenden Abdampfes:

v Liter das Volumen des vom Kolben der Luftpumpe angesaugten Gemisches von Wasser, Luft und Dampf, wozu dieser Kolben ein gewisses grösseres Volumen

$\frac{v}{\varphi}$ Liter saugend durchlaufen muss, wenn

φ den Förderungsgrad dieser Pumpe bedeutet.

Das Wasservolumen ist $= n + 1$, das Volumen des Luft- und Dampf- gemisches = dem Luftvolumen. Letzteres ist, insoweit es von derjenigen Luft herrührt, die sich aus dem Kühlwasser entwickelt hatte,

$$= \frac{\lambda n}{p - p'} \frac{T'}{T_0},$$

wenn λ Liter das Volumen der in 1 Kgr. (1 Liter) Kühlwasser enthaltenen Luft bei atmosphärischem Drucke und bei der Temperatur t_0 bedeutet, vorausgesetzt, dass dieselbe im Condensator vollständig frei wird. Sofern aber das nur fast vollständig der Fall sein wird, also streng genommen noch mit einem Coefficienten, der wenig < 1 ist, multiplicirt werden müsste, so mag mit Rücksicht darauf, dass $\frac{T'}{T_0}$ nur wenig > 1 ist, bei der schwankenden und nur unsicher angebbaren Grösse von λ jenes Luftvolumen einfacher

$$= \frac{\lambda n}{p - p'}$$

gesetzt werden. Das Gewicht der Luft, deren Eintritt in einer gewissen Zeit durch undichte Stellen von der gesammten Flächengrösse A verursacht wird, kann mit Rücksicht auf die grosse hier stattfindende Verschiedenheit des äusseren und des inneren Drucks proportional A , proportional dem atmosphärischen Druck und umgekehrt proportional der Quadratwurzel aus der absoluten atmosphärischen Temperatur gesetzt werden (Bd. I, §. 100, Gl. 16), bei der geringen Veränderlichkeit des atmosphärischen Zustandes somit einfach proportional A . Dieses A kann je nach dem Zustande der hier in Betracht kommenden Dichtungen sehr verschieden, wird aber im Durchschnitt sachgemäss und am einfachsten der Maschinengrösse proportional zu setzen sein, für welche der Dampfverbrauch als ungefähr zutreffender Massstab gelten kann. Man wird sonach wohl nicht allzusehr fehlgreifen, wenn für 1 Kgr. Abdampf das Gewicht dieser Luft constant, ihr Volumen im Condensator

$$= \frac{\mu}{p - p'}$$

gesetzt wird, unter μ eine Constante verstanden, welche als Durchschnitt nur aus Beobachtungen abgeleitet werden kann, welche an Maschinen im Betriebe angestellt werden. Das gesammte Volumen der pro 1 Kgr. Abdampf von der Luftpumpe anzusaugenden Luft ist also

$$= \frac{\lambda n + \mu}{p - p'}$$

zu setzen, somit

$$v = n + 1 + \frac{\lambda n + \mu}{p - p'} \dots \dots \dots (2).$$

Der Coefficient λ kann nach Bestimmungen von Bunsen = 0,025 angenommen werden. Was μ betrifft, so kann man bemerken, dass das fördernd durchlaufene Kolbenvolumen der nassen Luftpumpe etwa 3- bis 4 mal so gross gemacht zu werden pflegt, als das entsprechende Kolbenvolumen der Kaltwasserpumpe im Falle des Vorhandenseins einer solchen, so dass bei Voraussetzung gleicher Förderungsgrade beider Pumpen im Durchschnitt $v = 3,5n$ zu setzen wäre. Den weiteren Mittelwerthen $n = 24$ und $t_0 = 18$ entspricht $t' = 42$ nach (1), also $p' = 0,08$. Bei der Einsetzung dieser Werthe und von $p = 0,12$ würde dann aus (2) folgen:

$$\mu = 1,8 = 3 \lambda n = 3 \cdot 0,025 \cdot 24$$

= dem dreifachen der vom Kühlwasser herrührenden Luftmenge, und wäre $\lambda n + \mu$ durchschnittlich = 2,4. Uebrigens fehlt es an ausreichenden Beobachtungen in dieser Beziehung, sowie auch überhaupt zur Entscheidung der Frage, ob es überhaupt passend ist, die durchschnittliche Menge der nicht aus dem Kühlwasser stammenden Luft, wie hier geschehen, einfach dem Dampfverbrauch der Maschine proportional zu setzen.*

Wenn nun t_0 gegeben ist, so kann gemäss (1) entweder n berechnet werden für einen angenommenen Werth von t' , oder es kann daraus t' berechnet werden, wenn n angenommen wird, bezw. bei beschränkter Kühlwassermenge gegeben ist. Indem p' durch t' bestimmt ist, lässt sich dann gemäss (2) entweder p einem gegebenen Volumen v , oder v einem verlangten Gesamtdrucke p entsprechend bestimmen. Letzterer ist unbedingt um so kleiner, je grösser v , jedoch nicht auch stets um so kleiner, je grösser n ; es giebt vielmehr ein gewisses Kühlwasserverhältniss n , bei welchem p am kleinsten ist, und zwar ist jener Werth von n um so grösser, der entsprechende Minimalwerth von p um so kleiner, je grösser das Luftvolumen v ist. Aus (2) folgt nämlich

* Weiss setzt in dem Aufsätze, welcher im vorigen Paragraph angezogen wurde, die ganze Luftmenge proportional der Kühlwassermenge:

$$\lambda n + \mu = \varepsilon n \text{ mit } \varepsilon = 0,16$$

vorbehaltlich des Ergebnisses von in Aussicht genommenen eigenen Beobachtungen.

Nach Obigem wäre bei solcher Auffassung einstweilen etwa $\varepsilon = \frac{2,4}{24} = 0,1$ zu setzen.

$$p = \frac{\lambda n + \mu}{v - n - 1} + p' \dots \dots \dots (3),$$

in welchem Ausdrucke von p mit wachsendem n der erste Summand wächst, der zweite dagegen abnimmt zugleich mit

$$t' = \frac{620 + nt_0}{n + 1} \dots \dots \dots (4)$$

gemäss (1). Z. B. mit $t_0 = 18$, $\lambda = 0,025$ und $\mu = 1,8$ findet man aus (3) und (4) für $v = 90$ und 72

im Falle $n = 20$	25	30	35	40	50
$t' = 46,7$	41,2	37,4	34,7	32,7	29,8
$p' = 0,103$	0,077	0,063	0,054	0,048	0,041
$v = 90; p = 0,136$	0,115	0,106	0,104	0,105	0,119
$v = 72; p = 0,148$	0,130	0,125	0,128	0,139	0,186

min. $p = 0,104$ ungefähr bei $n = 35$ für $v = 90$

min. $p = 0,125$ ungefähr bei $n = 30$ für $v = 72$.

Hätte bei normaler oder bei grösster Füllung einer Dampfmaschine die Kühlwassermenge ungefähr die dem kleinsten Condensatordrucke p entsprechende Grösse, so würde es unvortheilhaft sein, sie auch bei erheblich kleinerer Füllung beizubehalten; um p nicht zu vergrössern, wäre vielmehr die Menge des Kühlwassers in ungefähr demselben Verhältnisse zu verkleinern, wie die Füllung der Maschine, einem nahe unverändert bleibenden n entsprechend.

Zu späterer Vergleichung mit anderen Anordnungen des Condensators werde mit Weiss beispielsweise eine Maschine oder eine Gruppe von Maschinen vorausgesetzt, welche bei einem Dampfverbrauch von 5 Kgr. in der Sekunde mit Condensation versehen werden soll, zu welcher in jeder Minute 9 Cubikmeter Kühlwasser von $t_0 = 20^\circ$ zur Verfügung sind, entsprechend

$$n = \frac{9000}{5 \cdot 60} = 30.$$

Gemäss (4) ist dann $t' = 39,4$ und $p' = 0,07$ Atm.; und wenn im Condensator ein Druck $p = 0,12$ Atm. erzielt werden soll, muss nach (2) mit $\lambda = 0,025$ und $\mu = 1,8$ das wirksame Kolbenvolumen der Luftpumpe

$$v = 82 \text{ Liter für 1 Kgr. Abdampf,} \\ 0,082 \cdot 300 = 24,6 \text{ Cubikmtr. in 1 Minute}$$

sein. (Weiss a. a. O. findet 39,3 Cubikmtr., entsprechend $v = 131$, womit indessen nach (3) ein Condensatordruck $p = 0,096$ Atm. erzielt würde.)

Die Betriebsarbeit des Condensators kann allgemein als aus zwei Theilen bestehend betrachtet werden, welche bezw. der Förderung des Wassers und des Gemisches von Luft und Wasserdampf entsprechen. Ist h_0 Mtr. die Höhe, auf welche das Kühlwasser eventuell zu heben ist, bevor es durch den Ueberdruck der Atmosphäre bis zur Einflusstelle in den Condensator weiter gehoben (durch den Unterdruck in diesem angesaugt) wird, so entspricht jener Hebung durch die Kaltwasserpumpe die Arbeit:

$$nh_0 \text{ Mtrkgr.}$$

Um $n + 1$ Kgr. warmes Wasser aus dem Condensator heraus zu schaffen, also aus einem Raume, in welchem ein Druck $= p$ Atm. herrscht, in einen Raum mit atmosphärischem Drucke zu versetzen, ist, wenn a den Atmosphärendruck in Kgr. auf 1 Quadratm. bedeutet, die Arbeit

$$\frac{n+1}{1000} a(1-p) = (n+1)b(1-p) \text{ Mtrkgr.}$$

erforderlich, unter b die Wasserbarometerhöhe von ungefähr 10 Mtr. verstanden; diese Arbeit gehört hier zur Nutzarbeit der nassen Luftpumpe. Die ganze Arbeit zur Wasserförderung für 1 Kgr. Abdampf ist also:

$$L_1 = nh_0 + (n+1)b(1-p) \dots \dots \dots (5).$$

Die Compression des für 1 Kgr. Abdampf von der Luftpumpe angesaugten Dampf- und Luftgemisches vom Volumen

$$v' = v - n - 1 \text{ Liter}$$

und vom Gesamtdrucke $= p$ Atm. erfolgt in der nassen Luftpumpe ohne Zweifel mit nur sehr geringfügiger Erhöhung der anfänglichen Temperatur t' . Wird letztere als constant angenommen, so bleibt auch der Dampfdruck bei dieser Compression beständig $= p'$ Atm., während der Luftdruck von $p - p'$ auf $1 - p'$ erhöht wird; der atmosphärische Gesamtdruck ist erreicht, wenn das Volumen von v' bis

$$v'' = \frac{p-p'}{1-p'} v'$$

abgenommen hat. Die Arbeit zur Luftcompression ist dann

$$= a(p-p') \frac{v'}{1000} \ln \frac{1-p'}{p-p'} = b(p-p') v' \ln \frac{1-p'}{p-p'} \text{ Mtrkgr.}$$

und die Arbeit zur Condensation von $v' - v''$ Liter gesättigten Dampfes vom Drucke p'

$$= ap' \frac{v' - v''}{1000} = bp' v' \left(1 - \frac{p-p'}{1-p'} \right) = bp' v' \frac{1-p}{1-p'} \text{ Mtrkgr.}$$

Von diesen Arbeiten geht indessen ab der Ueberschuss derjenigen Arbeit, welche der Condensatordruck leistet, indem er das Gemischvolumen v' hinausschiebt, über diejenige Arbeit, welche geleistet werden muss, um das comprimirte Gemischvolumen v'' in die Atmosphäre zu schieben; dieser Ueberschuss ist

$$= ap \frac{v'}{1000} - a \frac{v''}{1000} = bv' \left(p - \frac{p-p'}{1-p'} \right) \\ = bp'v' \frac{1-p}{1-p'} \text{ Mtrkgr.}$$

= der Arbeit, welche zur Dampfcondensation aufzuwenden war. Die Arbeit zur Förderung von Luft und Dampf beschränkt sich also auf die Arbeit zur Luftcompression; sie ist für 1 Kgr. Abdampf nach Obigem, wenn gemäss Gl. (2):

$$(p - p')v' = (p - p')(v - n - 1) = \lambda n + \mu$$

gesetzt wird,

$$L_2 = (\lambda n + \mu) b \ln \frac{1-p'}{p-p'} \dots \dots \dots (6).$$

Mit Rücksicht endlich noch auf Nebenwiderstände ist die ganze Betriebsarbeit des Mischcondensators mit nasser Luftpumpe für 1 Kgr. Abdampf

$$L = (1 + \zeta)(L_1 + L_2) \dots \dots \dots (7)$$

zu setzen, dabei je nach Umständen etwa $\zeta = 0,3$ bis $0,5$.

Z. B. für den oben behandelten Fall eines Condensators für 5 Kgr. Abdampf in der Sekunde, für welchen mit $t_0 = 20$ und $n = 30$

$p' = 0,07$ gefunden und $p = 0,12$ angenommen

wurde, sei das Kühlwasser auf $h_0 = 1,5$ Mtr. anzuheben. Dann ist nach (5) mit $b = 10,3$:

$$L_1 = 30 \cdot 1,5 + 31 \cdot 10,3 \cdot 0,88 = 326;$$

nach (6) mit $\lambda = 0,025$ und $\mu = 1,8$:

$$L_2 = 2,55 \ln \frac{0,93}{0,05} = 74,5;$$

somit nach (7) mit $\zeta = 0,4$:

$$L = 1,4(L_1 + L_2) = 560 \text{ Mtrkgr.}$$

Die Condensation erfordert also zum Betriebe der Pumpen:

$$N = \frac{5L}{75} = 37,3 \text{ Pferdestärken.}$$

§. 107. Mischcondensator mit trockner Luftpumpe.

Auch in diesem Falle gilt (bei denselben Bedeutungen der Buchstaben) die Gleichung (1) des vorigen Paragraph:

$$n = \frac{620 - t'}{t' - t_0} \dots \dots \dots (1),$$

während die Gleichung (2) zu ersetzen ist durch:

$$v = \frac{\lambda n + \mu}{p - p'} \dots \dots \dots (2),$$

einer kleineren Luftpumpe entsprechend.

In dem Ausdrucke (5) der Arbeit L_1 zur Wasserförderung für je 1 Kgr. Abdampf fällt hier das zweite Glied fort, wird also

$$L_1 = n h_0 \text{ Mtrkgr.} \dots \dots \dots (3),$$

wenn die Abfuhr des warmen Wassers selbstthätig durch ein Abfallrohr erfolgt, wie es in diesem Falle zu geschehen pflegt, um nicht einer zweiten, einer besonderen Warmwasserpumpe zu bedürfen.

Die Arbeit zur Förderung des Gemisches von Luft und Dampf ist aber hier insofern anders zu beurtheilen, als bei der Compression desselben seine Temperatur erheblich steigen muss, weil eine Abgabe von Wärme an gleichzeitig im Compressionsraume vorhandenes Wasser, wie sie bei der nassen Luftpumpe stattfindet, hier ausgeschlossen ist, und weil auch ein Wärmeübergang an die Pumpenwand nur in geringerem Masse erfolgt, weil der Dampf nicht gesättigt bleibt. Für sich allein würde die Erwärmung der Luft im Allgemeinen eine andere sein, als diejenige des Dampfes; indem aber thatsächlich diese beiden sich gegenseitig durchdringenden Bestandtheile stets dieselbe Temperatur haben, findet ein Wärmeübergang von einem zum andern Theile statt. Die strengere Berücksichtigung dieser Umstände würde mit Weitläufigkeiten verbunden sein, welche ausser Verhältniss ständen zu der Unsicherheit, mit welcher die Wärmeverluste nach aussen hin und schliesslich die Nebenwiderstände zu schätzen sind. Wird vielmehr die Zustandsänderung des Gemisches im Ganzen bei seiner Compression als eine solche angenommen, dass dabei die Pressung stets derselben, der m ten Potenz des Volumens umgekehrt proportional bleibt, so würde m im Falle adiabatischer Compression als ein gewisser Mittelwerth zwischen $m = 1,41$ für Luft allein und $m = 1\frac{1}{3}$ für Dampf allein (Bd. I, §. 39) anzunehmen, mit Rücksicht auf Wärmeverluste nach aussen aber noch etwas kleiner anzunehmen, im vorliegenden Falle etwa $m = 1\frac{1}{4}$ zu schätzen sein. Unter

dieser Voraussetzung ist die Compressionsarbeit des Gemisches für je 1 Kgr. Abdampf gemäss Bd. I, §. 20, wenn

$$v'' = v p^{\frac{1}{m}}$$

das Volumen des bis zu atmosphärischem Drucke comprimierten Gemisches bedeutet,

$$= \frac{apv}{1000(m-1)} \left[\left(\frac{v}{v''} \right)^{m-1} - 1 \right] = \frac{bpv}{m-1} \left[\left(\frac{1}{p} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ Mtrkgr.}$$

Die Arbeit, welche aufzuwenden ist, um das comprimirte Gemisch in die Atmosphäre hinauszuschieben, ist aber jetzt grösser, als diejenige Arbeit, mit welcher der Condensatordruck die Ansaugung des ursprünglichen Gemisches unterstützt, und zwar um den Betrag:

$$\begin{aligned} a \frac{v''}{1000} - ap \frac{v}{1000} &= bv \left(p^{\frac{1}{m}} - p \right) \\ &= bpv \left[\left(\frac{1}{p} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]. \end{aligned}$$

Die Hinzufügung dieser Arbeit zur Compressionsarbeit giebt die ganze Arbeit zur Förderung von Luft und Dampf für 1 Kgr. Abdampf mit Rücksicht auf obige Gleichung (2):

$$L_2 = \frac{m}{m-1} (\lambda n + \mu) b \frac{p}{p-p'} \left[\left(\frac{1}{p} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \dots \dots \dots (4)$$

und schliesslich die entsprechende Betriebsarbeit des Condensators:

$$L = (1 + \zeta) (L_1 + L_2) \dots \dots \dots (5)$$

mit $\zeta = 0,3$ bis $0,5$. Der Gebrauch von Gl. (4) wird durch tabellarische

Ausrechnung von $\left(\frac{1}{p} \right)^{\frac{m-1}{m}}$ erleichtert; mit

$$m = \frac{5}{4}, \text{ also } \frac{m-1}{m} = \frac{1}{5}$$

ergiebt sich z. B. für $p = 0,08 \quad 0,1 \quad 0,12 \quad 0,15$

$$\left(\frac{1}{p} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 1,657 \quad 1,585 \quad 1,528 \quad 1,461$$

Für den Fall des Beispiels im vorigen Paragraph:

$$n = 30 \quad h_0 = 1,5 \quad p = 0,12 \quad p' = 0,07$$

ergibt sich aus (3), (4) und (5) mit

$$m = \frac{5}{4} \quad \zeta = 0,4 \quad \lambda = 0,025 \quad \mu = 1,8$$

und somit $\lambda n + \mu = 2,55$:

$$L_1 = 30 \cdot 1,5 = 45$$

$$L_2 = 5 \cdot 2,55 \cdot 10,3 \frac{12}{12-7} \cdot 0,528 = 166,3$$

$$L = 1,4 (45 + 166,3) = 295,8.$$

Der Arbeitsaufwand für die Condensation entspricht also bei 5 Kgr. Abdampf in der Sekunde:

$$N = \frac{5 \cdot 295,8}{75} = 19,7 \text{ Pferdestärken}$$

gegen $N = 37,3$ im Falle der nassen Luftpumpe, welche ausserdem im Verhältnisse von $v = 82$, wie im vorigen Paragraph gefunden wurde, zu

$$v = \frac{2,55}{0,05} = 51 \text{ gemäss obiger Gleichung (2)}$$

grösser sein müsste. Der Gewinn an Betriebsarbeit ist übrigens lediglich der Abführung des warmen Wassers durch ein Abfallrohr anstatt durch eine Pumpe zu verdanken, während die Arbeit L_2 zur Förderung von Luft und Dampf hier grösser ist (166,3 statt 74,5).

§. 108. Gegenstromcondensator.

Wie aus den Bemerkungen im §. 105 hervorgeht, ist in diesem Falle

$$t' = t, \text{ also } n = \frac{620 - t}{t - t_0} \dots \dots \dots (1)$$

zu setzen gemäss den Gleichungen (1) der beiden vorhergehenden Paragraphen. Die Temperatur, mit welcher die Luft mit etwas Dampf von der trocknen Luftpumpe abgesaugt wird, ist nur wenig, um höchstens etwa 5° grösser, als t_0 ; wird sie mit t'' , der entsprechende Druck gesättigten Dampfes mit p'' bezeichnet, also der Druck der angesaugten Luft mit $p - p''$, so ist hier gemäss Gl. (2) im vorigen Paragraph:

$$v = \frac{\lambda n + \mu}{p - p''} \text{ Liter } \dots \dots \dots (2)$$

das Volumen des für je 1 Kgr. Abdampf von der Luftpumpe anzusaugenden Gemisches.

Für das Beispiel der beiden vorigen Paragraphen, nämlich für eine Temperatur von $t_0 = 20^\circ$ des Kühlwassers und für einen verlangten

Condensatordruck $p = 0,12$ Atm. (entsprechend $t = 49,8$) findet man $n = 19,1$ statt 30 dort; ferner mit

$$\lambda = 0,025 \quad \mu = 1,8 \quad t'' = 25 \quad p'' = 0,031$$

$v = 25,6$ statt 51 bzw. 82 für den Fall des gewöhnlichen Mischcondensators mit trockner bzw. nasser Luftpumpe.

Je kleiner der Gesamtdruck p in einem Gegenstromcondensator sein soll, desto grösser muss nicht nur v , sondern, wenn schon in geringerem Masse, auch n sein. Mit $t_0 = 20$, $t'' = 25$ ($p'' = 0,031$) und mit obigen Werthen von λ , μ findet man z. B.

für $p =$	0,08	0,1	0,12	0,15
$n =$	26,4	21,9	19,1	16,4
$v =$	50,2	34,0	25,6	19,0
$v : n =$	1,90	1,55	1,34	1,16

Unter der Voraussetzung, dass die Abführung des warmen Wassers durch ein Abfallrohr geschehen kann, beschränkt sich die Arbeit zur Wasserförderung für je 1 Kgr. Abdampf auch beim Gegenstromcondensator auf die ev. zum Anheben des Kühlwassers erforderliche Arbeit

$$L_1 = n h_0 \dots \dots \dots (3),$$

wie im Falle des vorigen Paragraph, ist aber hier der kleineren Kühlwassermenge entsprechend kleiner. Die Arbeit zur Förderung von Luft und Dampf ist auch ebenso zu beurtheilen, wie dort, also nach Gl. (4) daselbst, weil der Druck der anzuzugenden Luft hier $= p - p''$ statt $= p - p'$ ist,

$$L_2 = \frac{m}{m-1} (\lambda n + \mu) b \frac{p}{p-p''} \left[\left(\frac{1}{p} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \dots \dots \dots (4).$$

Wegen des grösseren Luftgehalts des angesaugten Gemisches wird es aber passend sein, m etwas grösser zu veranschlagen, etwa $m = \frac{4}{3}$ statt $\frac{5}{4}$.

Es ist dann z. B.

für $p =$	0,08	0,1	0,12	0,15
$\left(\frac{1}{p} \right)^{\frac{m-1}{m}} =$	1,880	1,778	1,699	1,607.

Für das mehrfach angezogene Beispiel ergibt sich

$$L_1 = 19,1 \cdot 1,5 = 28,7 \text{ Mtrkgr.}$$

$$L_2 = 4 (0,025 \cdot 19,1 + 1,8) 10,3 \frac{0,12}{0,12 - 0,031} \cdot 0,699 = 88,4$$

und die ganze auf die Condensation von je 1 Kgr. Abdampf zu verwendende Betriebsarbeit:

$$L = (1 + \zeta)(L_1 + L_2) = 1,4(28,7 + 88,4) = 163,9$$

bei der bisherigen Annahme $\zeta = 0,4$. Bei einem Dampfverbrauch von 5 Kgr. in der Sekunde wäre also hier die Betriebsarbeit in Pferdestärken:

$$N = \frac{5 \cdot 163,9}{75} = 10,9$$

statt 19,7 bezw. 37,3 für den gewöhnlichen Mischcondensator mit trockner bezw. nasser Luftpumpe.

Wenn in den beiden Fällen der Luftabsaugung durch eine trockene Luftpumpe das warme Wasser nicht durch ein Abfallrohr selbstthätig entfernt würde, sondern durch eine neben dem Condensator (ohne Benutzung einer Wasserdruckhöhe) angeordnete Warmwasserpumpe, so wäre gemäss Gl. (5), §. 106

$$L_1 \text{ um } (n + 1)b(1 - p)$$

zu vergrössern, also für das Beispiel mit Gegenstrom-, bezw. mit gewöhnlichem Mischcondensator ($n = 19,1$ bezw. 30) um 182 bezw. 281,

$$L \text{ um } 255 \text{ bezw. } 393$$

$$N \text{ um } 17 \text{ bezw. } 26,2.$$

Die Betriebsarbeiten wären dann

nicht	10,9	19,7	37,3
sondern	27,9	45,9	37,3 Pf.-St.

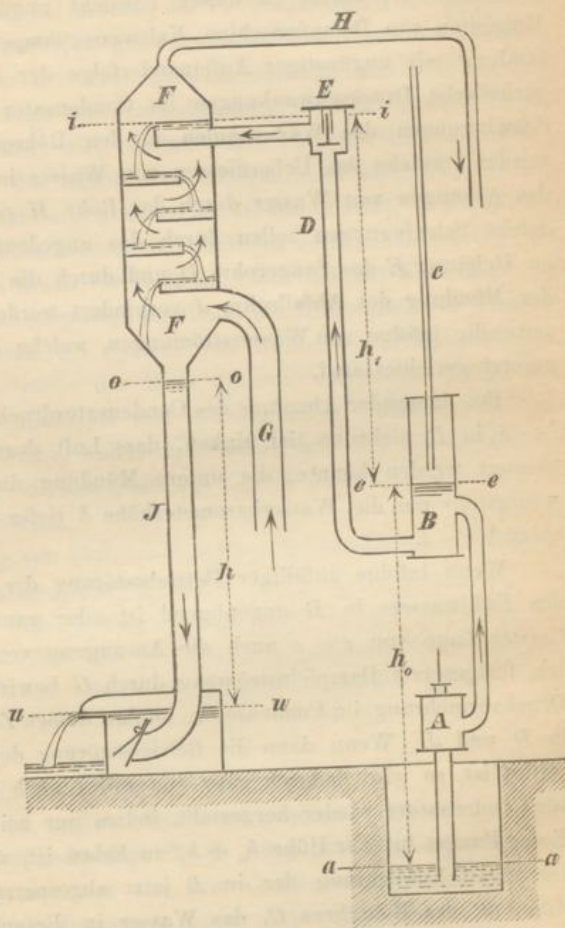
Bei dem gewöhnlichen Mischcondensator wäre es nicht mehr vortheilhaft, die nasse durch eine trockene Luftpumpe zu ersetzen. Der Vortheil des Gegenstromcondensators würde zwar vermindert, bliebe aber doch vorhanden, auch abgesehen von den Vorzügen kleineren Kühlwasserbedarfs und kleinerer Luftpumpe. —

Die zweckmässige Anordnung eines Gegenstromcondensators nach Weiss zeigt die schematische Figur 102. Darin ist durch *A* die Kaltwasserpumpe angedeutet; sie hebt das Kühlwasser in das cylindrische Gefäss *B*, aus welchem es durch das Rohr *D* in den Condensator *FF* angesaugt wird. Das Druckrohr der Kaltwasserpumpe mündet in das Gefäss *B* an einer etwas höher gelegenen Stelle, als von welcher das Saugrohr *D* ausgeht, damit die von der Pumpe etwa mitgeführte Luft nicht in den Condensator gelangt, sondern, in *B* sich ausscheidend und in Bläschen aufsteigend, durch das beiderseits offene, den Deckel von *B* durchdringende Rohr *C* ins Freie entweicht; die untere Mündung

dieses Rohrs liegt über dem normalen Wasserspiegel $e - e$, welcher sich dem Condensatordruck entsprechend in B so einstellt, dass die Höhe h_1 des oberen Kaltwasserspiegels $i - i$ im Condensator über $e - e$ etwas kleiner ist, als der Ueberschuss der atmosphärischen über die Condensator-

Wasserdruckhöhe. Die Höhe des Wasserspiegels $e - e$ über dem unteren Kaltwasserspiegel $a - a$ ist die bisher mit h_0 bezeichnete Förderhöhe der Kaltwasserpumpe. In den Condensator FF strömt der zu condensirende Dampf unten durch das Rohr G ein, während die Luft oben durch das Rohr H von der trocknen Luftpumpe abgesaugt wird und das warme Wasser unten durch das Abfallrohr J abfließt, in welchem sich der Wasserspiegel $o - o$ so einstellt, dass seine Höhe h über dem unteren Warmwasserspiegel $u - u$ etwas grösser ist, als der Ueberschuss der atmosphärischen über die Wassersäulenhöhe, welche dem Druck im Condensator

Fig. 102.



entspricht. In letzterem fällt das Wasser in Cascaden nieder, welche, indem sie von dem im Sinne der Pfeile auf gewundenem Wege aufwärts strömenden Dampfe durchbrochen werden müssen, die Condensation desselben bewirken. Die dazu nöthige Höhe von FF zusammen mit den Höhen h_1 und h bedingen die Höhe der ganzen Anlage.

Gewisse Anordnungen dienen dazu, Betriebsstörungen möglichst auszuschliessen oder, wenn eingetreten, auf einfache Weise den normalen Betrieb wieder herzustellen. Weder die Zuströmung des zu condensirenden Dampfes, noch die Förderung des Kühlwassers durch die Pumpe *A* und die Absaugung der Luft finden ganz stetig statt; es könnten vielmehr (besonders bei einem in dieser Hinsicht ungünstigen Verhältnisse der Hubzeiten von Dampfmaschine, Kaltwasserpumpe und Luftpumpe in Verbindung mit ungünstiger Aufeinanderfolge der betreffenden Hubwechsel) periodische Druckschwankungen im Condensator eintreten, und dadurch Schwingungen der Wassersäulen in den Röhren *D* und *J* verursacht werden, welche das Ueberfliessen von Wasser in das Dampfrohr *G* oder das Ansaugen von Wasser durch das Rohr *H* zur Folge haben könnten. Solche Schwingungen sollen durch das angedeutete Rückschlagventil im Gehäuse *E* des Saugerohrs *D* und durch die Rückschlagklappe an der Mündung des Abfallrohrs *J* verhindert werden; beide schliessen sich zeitweilig infolge von Wasserströmungen, welche den normalen entgegengesetzt gerichtet sind.

Bei dauernder Abnahme des Condensatordrucks darf der Wasserspiegel $e - e$ in *B* nicht so tief sinken, dass Luft durch das Rohr *D* mit angesaugt werden könnte; die untere Mündung dieses Rohrs soll deshalb wenigstens um die Wasserbarometerhöhe *b* tiefer liegen, als der Wasserspiegel $i - i$.

Wenn infolge zufälliger Betriebsstörung der Pumpe *A* der Einfluss des Kühlwassers in *B* ungenügend ist oder ganz aufhört, so hört bei tiefster Lage von $e - e$ auch die Ansaugung von Wasser durch *D* auf. Die fortgesetzte Dampfeinströmung durch *G* bewirkt dann Erhitzung und Druckvermehrung im Condensator, infolge dessen Zurückfallen des Wassers in *D* und *J*. Wenn dann die Betriebsstörung der Kaltwasserpumpe beseitigt ist, so wird dadurch ganz von selbst auch der regelrechte Betrieb des Condensators wieder hergestellt, indem nur zeitweilig das Wasser von dieser Pumpe bis zur Höhe $h_0 + h_1$ zu heben ist, wobei der Wasserspiegel $e - e$ mit Verdichtung der in *B* jetzt abgesperrten Luft bis über die Mündung des Röhrchens *C*, das Wasser in diesem aber bis etwas über $i - i$ steigt, zu welchem Zwecke dieses Röhrchen entsprechend hoch hinaufgeführt ist. Das eingepresste Wasser erniedrigt die Temperatur und den Druck im Condensator, bis der normale Zustand wieder eingetreten ist. Ohne Vorhandensein einer Kaltwasserpumpe müsste, wenn das Kühlwasser im Saugerohr infolge von Erhitzung des Condensators zurückfallen sollte, durch lästige äussere Wasserkühlung desselben der regelrechte

Betrieb wieder hergestellt werden. Eine Kaltwasserpumpe kann deshalb auch dann vortheilhaft sein, wenn sie mit Rücksicht auf die Kleinheit der von $a - a$ aus gerechneten Saughöhe nicht nöthig wäre.

§. 109. Oberflächencondensator.

Solche Condensatoren, bei welchen der zu condensirende Abdampf vom Kühlwasser durch eine Metallwand getrennt bleibt, bedürfen unter übrigens gleichen Umständen einer grösseren Kühlwassermenge und sind weniger einfach bezüglich auf Anlage und Instandhaltung, als Mischcondensatoren; ihre Anwendung beschränkt sich deshalb fast ausschliesslich auf Seedampfer, bei welchen das Kühlwasser unbeschränkt und zwar so zur Verfügung ist, dass es nicht erst gehoben zu werden braucht, dieses salzige Wasser aber vom Condensationswasser thunlichst fern zu halten ist, um letzteres, abgesehen vom Ersatz für Verluste, wiederholt zur Kesselspeisung zu benutzen. Eine Kaltwasserpumpe entnimmt das Kühlwasser von Aussenbord und treibt es durch ein System von Kühlröhren (dünnwandigen Messingröhren) dahin zurück; der diese Röhren umgebende Raum des Condensators wird vom Abdampfe und von der durch Undichtheiten eindringenden Luft durchströmt, welche gewöhnlich mit dem Condensationswasser zusammen an der tiefsten Stelle des Condensators von einer nassen Luftpumpe abgesaugt wird.

Sind bei Benutzung von übrigens denselben Buchstabenbezeichnungen, wie in den vorigen Paragraphen, t_0 und t_1 die Temperaturen bezw. des zufließenden und des abfließenden Kühlwassers, so entspricht das Gewichtsverhältniss n desselben und des Abdampfes offenbar auch hier der Gleichung (1), §. 106, wenn nur darin im Nenner t_1 für t' gesetzt wird, ist also

$$n = \frac{620 - t'}{t_1 - t_0} \dots \dots \dots (1).$$

Weil natürlich $t_1 < t'$ ist, ergibt sich n entsprechend grösser.

Das von der nassen Luftpumpe für je 1 Kgr. Abdampf anzuzugende Gemischvolumen entspricht hier nur dem Condensationswasser und der durch Undichtheiten eingedrungenen Luft, nicht auch dem erwärmten Kühlwasser und seinem Luftgehalt; es ergibt sich deshalb aus §. 106, Gl. (2) mit $n = 0$:

$$v = 1 + \frac{\mu}{p - p'}, \text{ Liter} \dots \dots \dots (2).$$

Ausserdem ist nun hier auch die Grösse = F Quadratmtr. der ganzen Kühlfläche, nämlich der Oberfläche aller Kühlröhren von wesentlicher

Bedeutung. Die Wärmemenge Q , welche durch sie stündlich übertragen wird, hängt von den Temperaturen t_0 und t_1 des Kühlwassers, sowie von den Temperaturen ab, welche an verschiedenen Stellen der Kühlröhren in dem sie umgebenden Raume des Condensators vorhanden sind, und zwar ist es vortheilhaft für die Wirksamkeit der Kühlfläche, sie erhält den Charakter einer Gegenstromfläche, wenn der zu condensirende Dampf dem Kühlwasser entgegengeführt wird, was hier wenigstens einigermassen immer geschehen kann, so dass dann auch die Temperatur von Dampf und Luft dort am kleinsten sein wird, wo das Kühlwasser mit der kleinsten Temperatur t_0 zufliesst. In dem gewöhnlichen Falle der nassen Luftpumpe, welche Wasser und Luft zusammen an der tiefsten Stelle des Condensators abzusaugen hat, wird es indessen sicherer sein, auf jene dann wohl nur in geringem Grade stattfindende günstige Temperaturverschiedenheit nicht zu rechnen, vielmehr die Temperatur des Condensatorraums überall gleich gross = t' anzunehmen. Auf Grund der Annahme, dass die durch ein Element der Kühlröhrenwand übertragene Wärme dem Quadrat des Unterschiedes der beiderseits herrschenden Temperaturen proportional gesetzt werden kann, ist dann gemäss §. 64, Gl. (12):

$$Q = \alpha F (t' - t_0) (t' - t_1),$$

wenn der am angeführten Orte mit μ bezeichnete Coefficient, nachdem diesem Buchstaben hier schon eine andere Bedeutung beigelegt worden ist, mit α bezeichnet wird. Dieselbe Wärmemenge ist aber auch = $D (620 - t')$, unter D Kgr. den stündlichen Dampfverbrauch verstanden; zur Bestimmung von F mit einem erfahrungsmässig angenommenen Werth von α ergibt sich somit die Gleichung:

$$\alpha F (t' - t_0) (t' - t_1) = D (620 - t') \dots \dots \dots (3).$$

Die Betriebsarbeit des Condensators für je 1 Kgr. Abdampf kann wieder

$$L = (1 + \zeta) (L_1 + L_2) \dots \dots \dots (4)$$

gesetzt werden, dabei gemäss den Gleichungen (5) und (6), §. 106, mit $n = 0$, $h_0 = 0$:

$$L_1 = b (1 - p); \quad L_2 = \mu b \ln \frac{1 - p'}{p - p'} \dots \dots \dots (5);$$

das erste Glied $n h_0$ jenes Ausdrucks von L_1 verschwindet nicht wegen $n = 0$, sondern wegen $h_0 = 0$, sofern das von Aussenbord angesaugte Kühlwasser ebendahin und zwar mit Ausfluss unter Wasser zurückbefördert wird. Wegen des erheblichen hydraulischen Widerstandes in dem System von Kühlröhren müsste nur ζ entsprechend grösser geschätzt werden, wenn

nicht besser diese Widerstandsarbeit für je 1 Kgr. Abdampf, also für n Kgr. Kühlwasser, besonders berechnet und zum obigen Ausdrucke von L_1 hinzugefügt wird.

Die Coefficienten μ und α in den Gleichungen (2) und (3) können nur auf Grund von Beobachtungen an Oberflächencondensatoren passend angenommen werden. Wäre z. B. die Temperatur des Seewassers $t_0 = 15$, die Kaltwasserpumpe entsprechend $n = 40$ bemessen und die Temperatur im Condensator $t' = 39,4$ (entsprechend $p' = 0,07$ Atm.), so ergäbe sich $t_1 = 29,5$ aus (1). Wäre ferner für je 1 indicirte Pferdestärke die Kühlfläche $F = 0,2$ Quadratmeter, wie es durchschnittlich der Fall zu sein pflegt, und der stündliche Dampfverbrauch $D = 8$ Kgr., so würde aus (3) folgen: $\alpha = 95$, erheblich grösser, als in §. 68 für den analogen Fall der Vorwärmung des Speisewassers durch den Abdampf angenommen zu werden passend erschien. Bei der vorläufigen Annahme $\mu = 1,8$ würde ferner mit $p - p' = 0,03$ aus Gl. (2) folgen: $v = 61$, fast ganz dem Volumen der abzusaugenden Luft entsprechend. Bei einem Förderungsgrade von ungefähr 0,9 müsste das Kolbenvolumen der nassen Luftpumpe etwa 68 Liter für je 1 Kgr. Abdampf betragen. Thatsächlich wird es oft noch grösser gemacht, um nöthigenfalls (bei eintretenden Schäden der Kühlröhren) den Condensator auch als Mischcondensator vortheilhaft betreiben zu können. —

Wenn, wie es von Weiss a. a. O. empfohlen wird, die Luft an der höchsten Stelle durch eine trockene Luftpumpe, das Condensationswasser unten durch eine Warmwasserpumpe abgesaugt würde, während das Kühlwasser von oben nach unten durch die Kühlröhren getrieben wird entgegen dem unten einströmenden Abdampfe, so wird eine vortheilhafte Temperaturverschiedenheit auch in dem die Kühlröhren umgebenden Raume des Condensators ohne Zweifel in höherem Grade sich herstellen, als im gewöhnlichen Falle der nassen Luftpumpe, wenn auch nicht in so hohem Grade, wie bei einem Mischcondensator mit Gegenströmung (§. 108); die Dampftemperatur t' wird vielmehr unten immer noch etwas $< t$ (der Dampfdruck p' etwas $< p$), besonders aber die Dampftemperatur t'' oben erheblich $> t_0$ (der Dampfdruck p'' entsprechend $> p_0$) sein. Bei solcher Anordnung kann der Condensator dadurch ausnahmsweise als Mischcondensator betrieben werden, dass er mit Hülfe entsprechender Wechselhähne zur selbstthätigen Ansaugung des Kühlwassers hergerichtet und der Kaltwasserpumpe die Function einer Warmwasserpumpe zugewiesen wird, während die trockne Luftpumpe entsprechend dem Falle von §. 107 in Thätigkeit bleibt.

Für den normalen Betrieb als Oberflächencondensator ist nach §. 108

das Volumen des von der trocknen Luftpumpe für je 1 Kgr. Abdampf anzuzugenden Gemisches

$$v = \frac{\mu}{p - p''} \text{ Liter} \dots \dots \dots (6)$$

zu setzen, die Arbeit zur Förderung dieses Gemisches:

$$L_2 = \frac{m}{m-1} \mu b \frac{p}{p-p''} \left[\left(\frac{1}{p} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \dots \dots \dots (7)$$

mit etwa $m = \frac{4}{3}$, während für n und L_1 die Gleichungen (1) und (5) nach wie vor gelten. Die Kühlfläche F entspricht jetzt gemäss §. 68, Gl. (2) der Gleichung:

$$\alpha F (t' - t_0) (t' - t_1) = D (620 - t') \dots \dots \dots (8).$$

Wäre z. B. wie oben

$$t_0 = 15 \quad t_1 = 29,5 \quad p = 0,1 (t = 46,2)$$

und würde $t' = 45$ angenommen, so ergäbe sich aus (8) mit $\alpha = 95$ und $F = 0,2$ für $D = 8$:

$$t' = 30,6 \text{ entsprechend } p'' = 0,043;$$

damit und mit $\mu = 1,8$ aus (6): $v = 31,6$. Die Temperatur t' , mit welcher die Luft von der trocknen Luftpumpe abgesaugt wird, wäre also noch erheblich $> t_0$, doch brauchte immerhin diese Pumpe nur etwa halb so gross zu sein, als eine nasse Luftpumpe ($v = 61$) unter übrigens gleichen Umständen.

f. Nutzeffect.

§. 110. Allgemeine Erörterungen.

Wenn F Quadratcentimeter die dampfberührte Kolbenfläche einer Eincylindermaschine, s Meter der Kolbenhub, c Sekundenmeter die mittlere Kolbengeschwindigkeit, p_i Kilogramm für 1 Quadratcentimeter die mittlere indicirte Dampfspannung bedeuten, so sind (§. 92) die indicirte Arbeit L_i für einen Hub in Meterkilogramm und der indicirte Effect N_i in Pferdestärken:

$$L_i = F s p_i \text{ und } N_i = \frac{F c p_i}{75} \dots \dots \dots (1).$$

Dieselben Ausdrücke (F , s , c auf den Niederdruckcylinder bezogen) gelten für eine Mehrcylindermaschine, wenn p_i entsprechend bestimmt wird, insbesondere z. B. gemäss §. 98 für eine Zweicylindermaschine.