

Baklastov, A.M., Kand. d. techn. Wiss., Z.F. Sergazin, Ing.:

Moskovskij ordena Lenina energetičeskij institut

WÄRME- UND STOFFAUSTAUSCH BEI DER KON-  
DENSATION VON DAMPF AUS FEUCHTER LUFT

Mit der Kondensation von Dampf aus einem Gemisch mit inertem Gas wird man häufig in der Industriepraxis konfrontiert. Für das Dampf-Gas-Gemisch mit geringem nichtkondensierbarem (sich nicht kondensierendem) Gasgehalt hat die Geschwindigkeit der Übertragung der Dampfteilchen aus der Grundmasse der Strömung auf die Kondensationsfläche und nicht die Geschwindigkeit des Wärmeabzugs von dieser Oberfläche entscheidenden Einfluß auf die Kondensationsintensität. Deshalb ist es üblich, einen solchen Wärmeaustausch Wärme- und Stoffaustausch zu nennen.

In dieser Arbeit werden einige Ergebnisse der Untersuchung des Einflusses von Geschwindigkeit, Feuchtigkeit und Temperatur der Feuchtluftströmung auf die allgemeine Wärmeabgabezahl bei der Dampfkondensation aus feuchter Luft erörtert.

Die Untersuchungen wurden in einem schmalen rechtwinkligen Kanal mit vertikaler Lage der großen Querschnittsseite im Laminar- und Übergangsbereich mit Reynoldszahlen von ( $Re = 1000 - 8000$ ) durchgeführt.

Bei den Versuchen wurden die lokalen Wärme- und Stoffaustauschkoeffizienten bestimmt.

VERSUCHSANORDNUNG UND MESSVERFAHREN

Die Versuchsanlage (Abb. 1) stellte einen geschlossenen Kreis dar, bestehend aus einem Versuchskondensator 1, einem Kühler 15, einem Ventilator 5, Erwärmer 6 und einem Dampferzeuger-Befeuchter 7, für den ein elektrischer Autoklav benutzt wurde.

Der Versuchskondensator bestand aus einem horizontalen rechtwinkligen Kanal mit einer Breite von 20 und einer Höhe von

150 mm. Eine 150 X 600 mm große glatte polierte Messingplatte mit einer Wandstärke von 6 mm bildet eine vertikale Wand. Die andere vertikale Wand besteht aus zwei Plexiglasplatten mit einem Luftzwischenraum. Für die Deckenwand war dickes Plexiglas verwendet worden. In die untere Kondensatorwand, die ebenfalls aus Plexiglas bestand, waren 16 Nuten zur Kondensatableitung gefräst. Die Gesamtkanallänge im Versuchskondensator betrug 600 mm. An die hintere Plattenwand war eine 10 mm hohe Blechrinne mit drei transversalen Scheidewänden geschweißt, so daß sich längs der Luftbewegung ein transversal-exakter Kanal für das Kältemittel ergab, wobei jeder der vier transversalen Ströme einer der vier Plattenzonen entsprach.

Die hintere Plattenseite des Kondensators umfloß ein Zwischen-Kältemittel, und zwar ein Alkoholglyzeringemisch (90 v.H. Athylalkohol und 10 v.H. Glyzerin). Die Anordnung der Scheidewände ermöglichte es, die Bedingungen für eine gelenkte Bewegung der Kühlflüssigkeit nach dem Schema eines Kreuzstroms in Bezug auf die Strömung der feuchten Luft zu schaffen. Die Strömung der Kühlflüssigkeit nach dem Schema eines Kreuzstroms gewährleistete in der Platte eine gleichmäßige Verteilung der Temperaturfelder nach den einzelnen Zonen. Die Kühlung des Alkoholglyzeringemischs erfolgte im Verdampfer 18 durch Freon, das aus einer Kühlmaschine 17 zuströmte.

Die durch den Ventilator 5 eingelassene Luft wurde durch eine Rohrleitung zu den Erwärmern 6 und dem Kühler 15 geleitet, wo sie je nach den Versuchsbedingungen bis zur notwendigen Temperatur erwärmt oder abgekühlt wurde. Nach der Erwärmung bzw. Abkühlung wurde die Luft durch den Dampf aus dem Dampferzeuger 7 befeuchtet. Der Dampf gelangte durch ein Verbindungsrohr zur Düse 9, die aus einer Art perforierter Messinghalbkugel bestand, und wurde im Luftstrom gleichmäßig zerstäubt. Das Dampf-Luft-Gemisch wurde in einen geradlinigen Bereich 10 geleitet, wo der Strom nach der lokalen Erregung beim Befeuchten der Luft durch den Dampf ausgeglichen und reduziert wurde.

Die geradlinige Zone 10 ist mit dem Versuchskondensator durch einen Diffusor 3 verbunden, wobei der Strom beim Austritt aus dem Diffusor eine im Querschnitt ausgeglichene Geschwindigkeit

keitskurve hatte. Aus dem Diffusor wurde die feuchte Luft durch eine Übergangszone 2 in den Versuchskondensator geleitet.

Infolge des Wärme- und Stoffaustauschvorganges im Kondensator kondensierte sich ein Teil der Wasserdämpfe an der Platte; das Kondensat floß in Form einzelner Strahlen die Platte hinab und sammelte sich in den nach den vier Zonen getrennten Kolben 19.

Die Luftfeuchtigkeit wurde beim Eintritt in den Versuchskondensator und beim Austritt aus dem Versuchskondensator mit elektrischen Dünnschichtfeuchtefühlern 24 gemessen. Als Messglied diente eine Dünnschicht aus gehärtetem Polymer auf einem Plexiglasrohr, in dem gleichmäßig Lithiumchloridsalz zerstreut war. An der Dünnschichtoberfläche waren zwei parallele offene (auch: getrennte, unterbrochene) Platinelektroden aufgewickelt.

Das Lithiumchlorid adsorbierte die Feuchtigkeit aus der Luft gut und wurde feucht. Die Feuchtigkeitsveränderung der Dünnschicht veränderte ihre elektrische Leitfähigkeit.

Die elektrischen Dünnschichtfeuchtefühler waren für einen großen Veränderungsbereich von Feuchtigkeit, Temperatur und Geschwindigkeit der Luftströmung vorgeeicht (vortariert), und für jede Veränderung wurden Abhängigkeiten in der Form von

$$i = f ( \quad )$$

gewonnen, wobei  $i$  der zwischen den Elektroden der feuchtigkeitsempfindlichen Dünnschicht fließende Strom, mA und

die relative Luftfeuchtigkeit, ist.

Die elektrischen Dünnschichtfeuchtefühler wurden von uns unter Berücksichtigung der Empfehlungen von A.S. Naumovz und G.Gregory [1] entworfen.

Der Durchfluß und die mittlere Strömungsgeschwindigkeit der feuchten Luft wurden mit Hilfe einer individuell tarieren Düse mit einem "Viertelkreis"-profil 12 bestimmt.

Die Temperaturen wurden mit laboratorischen Quecksilberthermometern mit der Skalenteilung  $0,1^{\circ}$  C und mit Kupfer-Kon-

stantan-Thermoelementen gemessen. Die Temperatur der Kühlwand des Kondensators wurde mit Thermoelementen in drei Punkten über die Höhe der untersuchten Zone gemessen. Als Berechnungstemperatur für die Wand wurde das arithmetische Mittel der drei Thermoelementwerte genommen. Die Temperatur der Luftströmung wurde auch mit Thermoelementen gemessen, die an verschiedenen Stellen eines Querschnitts in Richtung der Luftbewegung angebracht waren. Die mittlere Strömungstemperatur wurde mit Hilfe der graphischen Integration der experimentellen Kurven des Temperaturfelds berechnet. Das Temperaturfeld wurde mit einem beweglichen Kamm aus vier Thermoelementen 21 durch Temperaturmessung in 12 Punkten bestimmt.

Die Wärmeströmung wurde nach der Erwärmung des Alkoholglyzeringemisches im Versuchskondensator bestimmt. Seine Temperatur wurde an 5 Stellen in Strömungsrichtung mit Hilfe von Kupfer-Konstantan-Thermoelementen gemessen. Der Durchfluß des Alkoholglyzeringemisches und die Menge des Dampfes, der sich während des Versuchs an der Kühlwand kondensierte, wurde nach dem Gewicht bestimmt.

#### METHODE DER AUSWERTUNG DER VERSUCHSWERTE

Die Wärmeabgabe bei der Kondensation von Dampf aus einem Dampf-Gas-Gemisch bestimmen im wesentlichen zwei Faktoren: die Geschwindigkeit der Übertragung der Dampfteilchen auf die Kondensationsoberfläche, d. h. die Stoffabgabe und die "sichtbare" Wärmeabgabe, d. h. die Konvektionswärmeabgabe.

Für praktische Berechnungen ist es jedoch zweckmäßig, auch für den Fall des zusammengesetzten Wärmeaustausches die bedingte Größe der Wärmeabgabezahl zu benutzen, die durch die Beziehung

bestimmt wird, wobei

$q$  die Gesamtwärmeströmung (auch: allgemeine Wärmeströmung) vom Dampf-Gas-Gemisch zur Kühlwand,  $\text{kcal/m}^2 \text{ c.} \langle \text{Zeit} \rangle$ ;

$t$  die mittlere Temperatur der feuchten Luft,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{Wand}}$  die mittlere Temperatur der Wand,  $^{\circ}\text{C}$  ist.

(1)

Der Gesamtwärmestrom  $q$  kann als Summe zweier Summanden dargestellt werden

$$q = \quad , \quad (2)$$

wobei  $q_k$  die an die Kühlwand auf Kosten der Konvektion abgegebene Wärme,  $\text{kcal/m}^2 \text{ c.} \langle \text{Zeit} \rangle$ ;

$g$  die Menge des Dampfes, der sich an der Wand kondensiert hat,  $\text{kg/m}^2 \text{ c.} \langle \text{Zeit} \rangle$ ;

$r$  die latente (verborgene) Dampfkondensationswärme,  $\text{kcal/kg}$  ist.

Die durch die Konvektion übertragene Wärme wird durch die Größe der Konvektionswärmeabgabezahl bestimmt, und die auf Kosten der Dampfkondensation (Diffusion des Dampfes in die Luft mit darauffolgender Kondensation) abgegebene Wärme wird durch die Größe des Stoffabgabekoeffizienten bestimmt. Folglich kann man auch die gesamte (bedingte) Wärmeabgabezahl als Summe zweier Summanden darstellen

$$wobei \quad p = p - p \quad , \quad (3)$$

die Differenz der partialen Dampfdrucke im Strömungskern und an der Kondensationsoberfläche ist,  $\text{ata}$ .

Die Versuche zur Untersuchung der sich gemeinsam vollziehenden Prozesse von Wärme- und Stoffabgabe der Feuchtluft wurden in drei Serien für einen großen Veränderungsbereich der relativen Luftfeuchtigkeit (von 10 bis ~~100%~~ <sup>100%</sup>) und den Temperaturen (von 20 bis 45 °C) durchgeführt. Jede Versuchsreihe wurde bei konstanter mittlerer Temperatur der feuchten Luft (20, 30 oder 45 °C) oder bei veränderlichen mittleren Geschwindigkeiten (0,5 - 0,6 ; 1,1 - 1,2 ; 2,0 - 2,2 ; 3,2 - 3,8 m/sec) und bei Feuchtigkeitsgehalten (von 5,0 bis 70,0 g/kg trockene Luft) durchgeführt.

In jeder der drei Versuchsserien (Abb. 2) wurde der Einfluß des Feuchtigkeitsgehaltes  $\varphi$  auf die allgem. Wärmeabgabezahl  $\alpha$  bei konstanter Temperatur  $t$  der Strömung und konst. Geschwindigkeit  $w$  der feuchten Luft untersucht. Aus der graphischen Darstellung geht hervor, daß die allgem. Wärmeabgabezahl linear von dem Feuchtigkeitsgehalt abhängt. Die Erhöhung des Luftfeuchtigkeitsgehaltes bei konstanter Temperatur und Geschwindigkeit der Strömung trägt zur Vergrößerung der Differenz der Dampfpartialdrucke im Strömungskern und an der Kühlfläche bei, was seinerseits den Dampfteilchenzustrom zur Kühlfläche erhöht.

Aus der Graphischen Darstellung folgt, daß mit der Erhöhung des Luftfeuchtigkeitsgehaltes die allgem. Wärmeübergangszahl dank der Entwicklung der latenten Kondensationswärme und ihrer Übertragung an die Kühlfläche wächst.

Es wurde experimentell bestätigt, daß der lineare Charakter der Abhängigkeit  $\alpha = f(\varphi)$  nur bei Feuchtigkeitsgehalten gilt, die größer sind als ein bestimmter Feuchtigkeitsgehalt  $\varphi_0$  z.B. bei ungefähr 7 g/kg trockene Luft.

Bei Luftfeuchtigkeitsgehalten von  $\varphi < \varphi_0$  sind die physikalischen Größen der feuchten Luft und der trockenen Luft praktisch nicht zu unterscheiden. Deshalb müssen die geneigten Linien  $\alpha = f(\varphi)$  in horizontale, der Abszissenachse parallele Linien übergehen.

Bei  $\varphi > \varphi_0$  wird also der allgem. Wärmestrom durch die Kühlfläche sowohl durch die Konvektionswärmeabgabe als auch durch die Faktoren, die die Kondensationsbedingungen des Dampfes an der Kühlfläche bestimmen, bestimmt.

Es ist noch zu bemerken, daß die geneigten Linien  $\alpha = f(\varphi)$  für die verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten sich in keinem Punkt schneiden dürfen, auch nicht bei Luftfeuchtigkeit

keitsgehalten, die  $\varphi_0$  nahekommen. Bei im Übrigen gleichen Bedingungen ist der entscheidende Faktor für den trockenen Wärmeaustausch die Luftgeschwindigkeit.

Die Strömungsgeschwindigkeit der feuchten Luft hat auf die allgemeine Wärmeabgabezahl großen Einfluß. Wenn sie bei im Übrigen gleichen Bedingungen größer wird, wird nicht nur die Konvektionswärmeabgabe, sondern auch die Stoffabgabe (Diffusion des Dampfes zur Kühlfläche) intensiviert.

Beim Betrachten der graphischen Darstellung der Abhängigkeit der allgem. Wärmeabgabezahl von Feuchtigkeitsgehalt und Temperatur bei konstanter mittlerer Geschwindigkeit ( $w = 2,0$  bis  $2,2$  m/sec) (Abb. 3) kann man feststellen, daß die allgem. Wärmeabgabezahl mit wachsender Temperatur der feuchten Luft kleiner wird. Die Verringerung der Wärmeabgabezahl kann man in diesem Fall mit der Erhöhung der Temperatur der Wand erklären, wodurch die Diffusionstriebkraft verringert wird. Aufgrund der Ähnlichkeitstheorie gilt für den Stoffabgabevorgang, der von einer Stoffmassenübertragung vom Dampf-Gas-Gemisch auf die Kühlfläche begleitet wird, bei erzwungener Strömung der Flüssigkeit folgende Abhängigkeit:

$$Nu_D = f(Re, Pr_D) \quad (4)$$

wobei

$$Nu_D = \frac{\beta_p \cdot d_{\ddot{a}}}{K_p} \quad \text{das Diff.kriterium von Nusselt}$$

$$Re = \frac{(w \cdot \rho) d_{\ddot{a}}}{\eta} \quad \text{das Reynoldskriterium}$$

$$Pr_D = \frac{\nu}{K_0} \quad \text{das Diff.kriterium von Prandtl}$$

ist.

Zu den Ähnlichkeitsdaten gehören folgende Größen:

$\beta_p$  = die Stoffabgabezahl bezogen auf das Partialdruckgefälle (kg/m<sup>2</sup>h at)

$d_{\ddot{a}}$  = der äquivalente Durchmesser, der gleich der 4-fachen Fläche des Kanalquerschnitts, geteilt durch den benetzten Umfang, ist. (m)

$K_p$  = der Diff.koeffizient bezogen auf das Partialdruckgefälle (m/h)

$K_0$  = der Diff.koeff. bezogen auf das Konzentrationsgefälle (m<sup>2</sup>/h)

$\nu = \nu$  = der Koeff. der kinematischen Viskosität des Gemisches  
m<sup>2</sup>/sec

$\eta$  = der Koeff. der dynamischen Viskosität (kg/m·sec)  
 $w \cdot \gamma$  = die Durchflußmasse des Gemisches (kg/ m<sup>2</sup> sec)  
Länge

Die Stoffabgabezahl wurde bei den Versuchen nach der Formel

$$p = \frac{\dot{g}_d}{p_d - p_{dK}} \quad \text{berechnet.} \quad (5)$$

Die visuellen Beobachtungen zeigten, daß bei den Betriebsverhältnissen der Versuchsanlage sich an der Kühlwand des Kondensators die Tröpfchenkondensation vollzog. Deshalb wurde der Partialdruck der Dampfsättigung an der Kühlfläche  $p_H$  nach der mittleren Temperatur der Wand genommen.

Die in Kriterienform ausgewerteten experimentellen Werte zur Stoffabgabe sind in Abb. 4 in einem logarithmischen Koordinatensystem dargestellt.

Die Versuchsergebnisse lassen sich sowohl im Laminarbereich ( $Re = 1000-3000$ ) als auch im Übergangsbereich ( $Re = 2000-8000$ ) der Reynoldszahlen durch eine Kriteriengleichung

$$Nu_D = 0,026 \cdot Re^{3/4} \quad (6)$$

wiedergeben.

Bei der Durchführung der Versuche veränderte sich der Gewichtsanteil des Dampfes im Gemisch in den Grenzen von 0,5 bis 7,0%. Ein derartig geringer Dampfgehalt im Gemisch hatte nur unwesentlichen Einfluß auf die Größe des Prandtl'schen Diff.krit., das sich im Bereich von  $Pr_D = 0,58-0,64$  veränderte. Demzufolge wurde die Größe  $Pr_D$  als Konstante mit dem Wert 0,61 genommen und wurde nicht in expliziter Form in die Kriteriengleichung (6) eingesetzt.

Die Abhängigkeit (6) wurde aufgrund der Auswertung der bei  $l/d_g = 7,0$  durchgeführten Versuche gewonnen, wobei  $l$  die Länge des Stabilisierungsbereichs war. Diese Länge für den Stabilisierungsbereich wurde nach speziellen aerodynamischen Untersuchungen, die von Autoren am Lehrstuhl für Hydraulik des UEG durchgeführt wurden, festgelegt. Hierbei, sowie auch bei den Versuchen, wurde besonders darauf geachtet, daß die Strömung beim Eintritt in den Kondensator ohne Ablösung und stabilisiert war. Deshalb gilt die Kriterienabhängigkeit (6) nicht einfach für die stabilisierte Strömung, sondern für die stabilisierte Strömung mit normaler Turbulenz.



Ein Vergleich der gewonnenen experimentellen Versuchswerte zur Stoffabgabe mit den experimentellen Werten anderer Forscher zeigte eine gute Übereinstimmung. V.M. Semein [2] untersuchte den Wärme- und Stoffaustausch bei der Kondensation von Dampf aus feuchter Luft im Kanal eines rechtwinkligen Querschnitts im Übergangsbereich der Reynoldszahlen von  $Re = 2000 - 12000$ . Die von ihm dargelegte Kriterienabhängigkeit sieht folgendermaßen aus:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re^{0,8} \quad (7)$$

Ju.N. Pčelkin [3] erhielt für die Stoffabgabe bei der Kondensation von Dampf aus feuchter Luft im Kanal eines rechtwinkligen Querschnitts im Übergangsbereich der Reynoldszahlen die Abhängigkeit

$$Nu_D = 0,003 \cdot Re \quad (8)$$

Der größere Exponent für  $Re$  bei Semein und Pčelkin weist auf die erhöhte Strömungsturbulenz bei ihren Versuchen hin.

Abb. 1 Schematische Darstellung der Versuchsanlage

1	Kondensator	19	Kolben
2	Übergangsbereich	20	Psychrometer
3	Diffusor	21	beweglicher Kamm
4	Konfusor	22,23	Thermoelemente
5	Ventilator	24	elektrischer Dünnschichtfühler
6,8	Erwärmer		
7	Dampferzeuger		
9	Düse		
10,11,14	Stabilisierungsbereiche		
12	Durchflußmesser		
13	U-förmiges Manometer		
15	Wasserkühler		
16	Thermostat		
17	Kühlmaschine		
18	Verdampfer		

Abb. 2 Abhängigkeit der Allgemeinen Wärmeabgabezahl von Feuchtigkeitsgehalt und Geschwindigkeit ( 3. Serie)

Abb.3 Abhängigkeit der allgem. Wärmeabgabezahl von Feuchtigkeitsgehalt und Temperatur.

Abb.4 Stoffabgabe bei der Kondensation von Dampf aus feuchter Luft.

УДК 536.248.2

**ТЕПЛО- И МАССООТДАЧА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА  
ИЗ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА***Кандидат техн. наук А. М. БАКЛАСТОВ, инженер Ж. Ф. СЕРГАЗИН**Московский ордена Ленина энергетический институт*301  
392

С конденсацией пара из смеси с инертным газом приходится часто встречаться в промышленной практике. Для парогазовой смеси с небольшим содержанием неконденсирующегося газа определяющее влияние на интенсивность конденсации оказывает скорость переноса частиц пара из основной массы потока к поверхности конденсации, а не скорость отвода тепла от этой поверхности. Поэтому такой теплообмен принято называть процессом тепло- и массоотдачи.

В данной статье излагаются некоторые результаты изучения влияния скорости, влагосодержания и температуры потока влажного воздуха на общий коэффициент теплоотдачи при конденсации пара из влажного воздуха.

Исследования проводились в узком прямоугольном канале с вертикальным расположением большей стороны сечения в ламинарной и переходной областях чисел Рейнольдса ( $Re = 1\ 000 - 8\ 000$ ).

В опытах определялись локальные коэффициенты тепло- и массоотдачи.

**Экспериментальная установка и методика измерений.** Экспериментальная установка (рис. 1) представляет собой замкнутый контур, состоящий из опытного конденсатора 1, вентилятора 5, нагревателей 6, холодильника 15 и парогенератора-увлажнителя 7, в качестве которого использовался электрический автоклав.

Опытный конденсатор выполнен в виде горизонтального прямоугольного канала шириной 20 и высотой 150 мм. Одной вертикальной стенкой его является латунная гладкая полированная плита  $150 \times 600$  мм и толщиной стенки 6 мм. Другая вертикальная стенка выполнена из двух листов плексигласа с воздушной прослойкой между ними. Потолочная стенка сделана из толстого плексигласа. В нижней стенке конденсатора, выполненной также из плексигласа, были выфрезерованы 16 канавок для отвода конденсата. Общая длина канала в пределах опытного конденсатора была равна 600 мм. К задней стенке плиты было припаяно жестяное корытце высотой 10 мм с тремя поперечными перегородками, в результате чего получился поперечно-точный по ходу воздуха канал для хладоносителя, каждый из четырех поперечных ходов которого соответствовал одной из четырех зон плиты.

Заднюю сторону плиты конденсатора омывал промежуточный хладоноситель — спиртоглицериновая смесь (90% этилового спирта + 10% глицерина). Установка перегородок позволила создать условия для направленного движения охлаждающей жидкости по схеме перекрестного тока относительно

потока влажного воздуха. Движение охлаждающей жидкости по схеме перекрестного тока обеспечивало равномерное распределение полей температур в плите по отдельным ее участкам. Охлаждение спиртоглицериновой смеси осуществлялось в испарителе 18 фреоном, поступающим из холодильной машины 17.

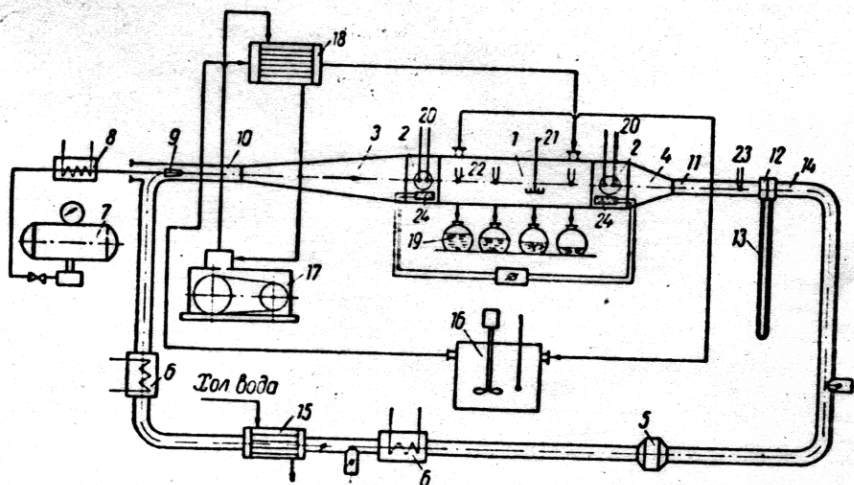


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

- 1 — конденсатор; 2 — переходный участок; 3 — диффузор; 4 — конфузор; 5 — вентилятор; 6, 8 — нагреватели; 7 — парогенератор; 9 — сопло; 10, 11, 14 — участки стабилизации; 12 — расходомер; 13 — U-образный манометр; 15 — водяной холодильник; 16 — термостат; 17 — холодильная машина; 18 — испаритель; 19 — колбы; 20 — психрометры; 21 — подвижная гребенка; 22, 23 — термометры; 24 — электроплеченные датчики

Воздух, подаваемый вентилятором 5, направлялся по трубопроводу к нагревателям 6 и холодильнику 15, где в зависимости от условий опыта подогревался или охлаждался до нужной температуры. После подогрева или охлаждения воздух увлажнялся паром из парогенератора 7. Пар по соединительной трубке подавался к соплу 9, выполненному из латуни в виде перфорированной полусферы, и равномерно распылялся в потоке воздуха. Паровоздушная смесь направлялась в прямолинейный участок 10, где поток выравнивался и восстанавливался после местного возмущения при увлажнении воздуха паром.

Прямолинейный участок 10 соединен с опытным конденсатором через диффузор 3, на выходе из которого поток имел выравненную по сечению эпюру скоростей. Из диффузора влажный воздух через переходный участок 2 направлялся в опытный конденсатор.

В результате процесса тепло- и массообмена в конденсаторе часть водяных паров конденсировалась на плите; конденсат стекал вниз по плите в виде отдельных струек и собирался в колбы 19 раздельно по четырем зонам.

Влажность воздуха на входе и выходе из опытного конденсатора измерялась электроплечеными датчиками влажности 24. Чувствительным элементом датчиков была тонкая пленка затвердевшего полимера на трубке из плексигласа, в котором равномерно рассеяна соль хлористого лития. На поверхность пленки наматывались параллельно два разомкнутых платиновых электрода.

Хлористый литий хорошо адсорбировал влагу из воздуха и увлажнялся. Изменение влажности пленки изменяло ее электропроводность.

Электропленочные датчики влажности были предварительно протарированы в широком диапазоне изменения влажности, температуры и скорости потока воздуха, и для каждого из них были получены зависимости вида

$$i = f(\varphi),$$

где  $i$  — ток, протекающий между электродами влагочувствительной пленки,  $mA$ ;

$\varphi$  — относительная влажность воздуха, %.

Электропленочные датчики влажности нами были выполнены с учетом рекомендаций А. С. Наумовца и Г. Грегори [1].

Расход и средняя скорость потока влажного воздуха определялись с помощью индивидуально оттарированного сопла с профилем в «четверть круга» 12.

Измерения температур производились лабораторными ртутными термометрами с ценой деления  $0,1^\circ C$  и медь-константановыми термопарами. Температура охлаждающей стенки конденсатора измерялась термопарами в трех точках по высоте исследуемой зоны. За расчетную температуру стенки принималось среднеарифметическое из показаний трех термопар. Температура потока воздуха измерялась также термопарами, установленными в нескольких местах одного сечения по ходу движения воздуха. Средняя температура потока вычислялась при помощи графического интегрирования опытных кривых температурного поля. Температурное поле определялось подвижной гребенкой из четырех термопар 21 измерением температур в 12 точках.

Тепловый поток определялся по нагреванию спиртоглицериновой смеси в опытном конденсаторе. Ее температура измерялась в пяти местах по ходу движения медь-константановыми термопарами. Расход спиртоглицериновой смеси и количество пара, сконденсировавшегося за время опыта на охлаждающей стенке, определялись весовым способом.

Методика обработки опытных данных. Теплоотдачу при конденсации пара из парогазовой смеси определяют в основном два фактора: скорость переноса частиц пара к поверхности конденсации, т. е. массоотдача, и «видимая» отдача тепла, т. е. конвективная теплоотдача.

Однако для практических расчетов удобно и в случае сложного теплообмена пользоваться условной величиной коэффициента теплоотдачи, определяемой из соотношения

$$\alpha = \frac{q}{t - t_{ст}} \text{ ккал/м}^2 \text{ ч } ^\circ C, \quad (1)$$

где  $q$  — общий тепловой поток от парогазовой смеси к охлаждающей стенке,  $\text{ккал/м}^2 \text{ ч}$ ;

$t$  — средняя температура влажного воздуха,  $^\circ C$ ;

$t_{ст}$  — средняя температура стенки,  $^\circ C$ .

Общий тепловой поток  $q$  может быть представлен как сумма двух слагаемых

$$q = q_k + g_n r \text{ ккал/м}^2 \text{ ч}, \quad (2)$$

где  $q_k$  — тепло, переданное охлаждающей стенке за счет конвекции,  $\text{ккал/м}^2 \text{ ч}$ ;

$g_n$  — количество пара, сконденсировавшееся на стенке,  $\text{кг/м}^2 \text{ ч}$ ;

$r$  — скрытая теплота конденсации пара,  $\text{ккал/кг}$ .

Тепло, переданное конвекцией, определяется величиной коэффициента конвективной теплоотдачи  $\alpha_k$ , а тепло, переданное за счет конденсации пара (диффузии пара в воздух с последующей конденсацией), определяется величиной коэффициента массоотдачи  $\beta_p$ . Следовательно, и общий (условный) коэффициент теплоотдачи может быть представлен как сумма двух слагаемых

$$\alpha = \alpha_k + \beta_{p,r} \frac{\Delta p_n}{t - t_{ct}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}, \quad (3)$$

где  $\Delta p_n = p_n - p_n$  — разность парциальных давлений пара в ядре потока и у поверхности конденсации, ата.

Опыты по изучению совместно протекающих процессов тепло- и массоотдачи влажного воздуха были проведены тремя сериями в широком

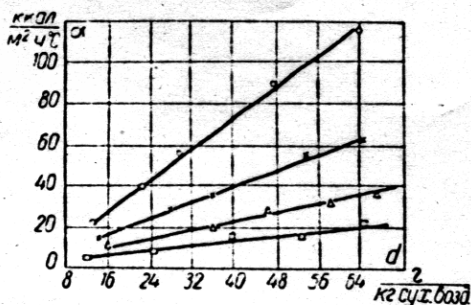


Рис. 2. Зависимость общего коэффициента теплоотдачи от влагосодержания и скорости (серия III):

$t = 41,6 \div 44,6^\circ \text{C}$ ;  $\square$  —  $w = 0,5 \div 0,6 \text{ м/сек}$ ;  $\triangle$  —  $w = 1,14 \div 1,2 \text{ м/сек}$ ;  $\times$  —  $w = 2,15 \div 2,2 \text{ м/сек}$ ;  $\odot$  —  $w = 3,17 \div 3,8 \text{ м/сек}$

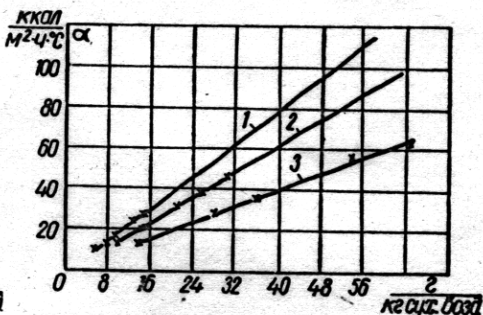


Рис. 3. Зависимость общего коэффициента теплоотдачи от влагосодержания и температуры:

1 —  $t = 18,9 \div 20,15^\circ \text{C}$ ;  $w = 2,1 \div 2,2 \text{ м/сек}$ ;  
2 —  $t = 28,4 \div 31,9^\circ \text{C}$ ;  $w = 2,1 \div 2,2 \text{ м/сек}$ ;  
3 —  $t = 41,6 \div 44,6^\circ \text{C}$ ;  $w = 2,1 \div 2,2 \text{ м/сек}$

диапазоне изменения относительной влажности воздуха (от 10 до 100%) и температур (от 20 до 45°С). Каждая серия опытов проводилась при постоянной средней температуре влажного воздуха (20, 30 или 45°С), но при переменных средних скоростях (0,5 ÷ 0,6; 1,1 ÷ 1,2; 2,0 ÷ 2,2; 3,2 ÷ 3,8 м/сек) и влагосодержаниях (от 5,0 до 70,0 г/кг сух. возд.).

В каждой из трех серий опытов (рис. 2) изучалось влияние влагосодержания  $d$  на общий коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  при постоянных температуре  $t$  потока и скорости  $w$  влажного воздуха. Из графика видно, что общий коэффициент теплоотдачи линейно зависит от влагосодержания. Повышение влагосодержания воздуха при постоянных температуре и скорости потока способствует увеличению разности парциальных давлений пара в ядре потока и у поверхности охлаждения, что, в свою очередь, увеличивает приток частиц пара к охлаждающей поверхности.

Из прилагаемого графика видно, что с увеличением влагосодержания воздуха общий коэффициент теплоотдачи возрастает благодаря выделению скрытой теплоты конденсации и передаче ее охлаждающей поверхности.

Опытом установлено, что линейный характер зависимости  $\alpha = f(d)$  справедлив лишь при влагосодержаниях, больших некоторого влагосодержания  $d_0$ , примерно равного  $\sim 7 \text{ г/кг сух. возд.}$

При влагосодержаниях воздуха  $d < d_0$  физические параметры влажного воздуха и сухого воздуха практически неотличимы. Поэтому наклонные линии  $\alpha = f(d)$  должны перейти в горизонтальные линии, параллельные оси абсцисс.

Таким образом, при  $d > d_0$  общий тепловой поток через охлаждающую поверхность будет определяться как конвективной теплоотдачей, так и факторами, определяющими условия конденсации пара на охлаждающей поверхности, а при  $d < d_0$  общий тепловой поток будет определяться только конвективной теплоотдачей.

Следует также отметить, что наклонные линии  $\alpha = f(d)$  для разных скоростей потока не должны пересекаться в одной точке даже при влаго-

содержаниях воздуха, близких к  $d_0$ , так как определяющим фактором сухого теплообмена при прочих равных условиях является скорость воздуха.

Скорость потока влажного воздуха оказывает большое влияние на общий коэффициент теплоотдачи. С ее увеличением при прочих равных условиях интенсифицируется не только конвективная теплоотдача, но и массоотдача (диффузия пара к охлаждающей поверхности).

Рассматривая график зависимости общего коэффициента теплоотдачи от влагосодержания и температуры при постоянной средней скорости ( $\omega = 2,0 \div 2,2$  м/сек) (рис. 3), можно видеть, что общий коэффициент теплоотдачи уменьшается с ростом температуры влажного воздуха. Уменьшение коэффициента теплоотдачи в этом случае объясняется повышением температуры стенки, которое уменьшает движущую силу диффузии.

На основании теории подобия для процесса массоотдачи, сопровождающегося переносом массы вещества из паргазовой смеси к охлаждающей поверхности, при вынужденном движении жидкости справедлива следующая зависимость:

$$Nu_D = f(Re, Pr_D), \quad (4)$$

где  $Nu_D = \frac{\beta_p d_s}{K_p}$  — диффузионный критерий Нуссельта;

$Re = \frac{(\omega\gamma) d_s}{\nu}$  — критерий Рейнольдса;

$Pr_D = \frac{\nu}{K_c}$  — диффузионный критерий Прандтля.

В критерии подобия входят следующие величины:

$\beta_p$  — коэффициент массоотдачи, отнесенный к градиенту парциальных давлений, кг/м<sup>2</sup>·ч·ата;

$d_s$  — эквивалентный диаметр канала, равный учетверенной площади поперечного сечения канала, поделенной на смоченный периметр, м;

$K_p$  — коэффициент диффузии, отнесенной к градиенту парциальных давлений, м/ч;

$K_c$  — коэффициент диффузии, отнесенный к градиенту концентрации, м<sup>2</sup>/ч;

$\nu$  — коэффициент кинематической вязкости смеси, м<sup>2</sup>/сек;

$\gamma$  — коэффициент динамической вязкости смеси, кг/м·сек;

$(\omega\gamma)$  — весовая скорость смеси, кг/м<sup>2</sup>·сек.

Коэффициент массоотдачи в опытах вычислялся по формуле

$$\beta_p = \frac{g_n}{\rho_n - \rho_{н}} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{ата}. \quad (5)$$

Визуальные наблюдения показали, что при всех режимах работы установки на охлаждающей стенке конденсатора происходила капельная конденсация. Поэтому парциальное давление насыщения пара у охлаждающей поверхности  $\rho_n$  бралось по средней температуре стенки.

Опытные данные по массоотдаче, обработанные в критериальной форме, представлены в логарифмических координатах на рис. 4.

Результаты опытов как в ламинарной ( $Re = 1000 \div 2000$ ), так и в переходной ( $Re = 2000 \div 8000$ ) области чисел Рейнольдса удалось описать одним критериальным уравнением

$$Nu_D = 0,026 Re^{0,75}. \quad (6)$$

При проведении опытов весовое содержание пара в смеси изменялось в пределах от 0,5 до 7,0%. Такое небольшое содержание пара в смеси незначительно влияло на величину диффузионного критерия Прандтля, который изменялся в пределах  $Pr_D = 0,58 \div 0,64$ . На этом основании величина  $Pr_D$  принималась постоянной и равной 0,61 и в явном виде в критериальное уравнение (6) не вводилась.

Зависимость (6) получена на основании обработки опытов, проведенных при  $\frac{l}{d_3} = 70$ , где  $l$  — длина участка стабилизации. Такая длина участка стабилизации была установлена в результате специальных аэродинамических исследований, проведенных авторами на кафедре гидравлики МЭИ. При этом, а также и в опытах, особое внимание обращалось на то, чтобы

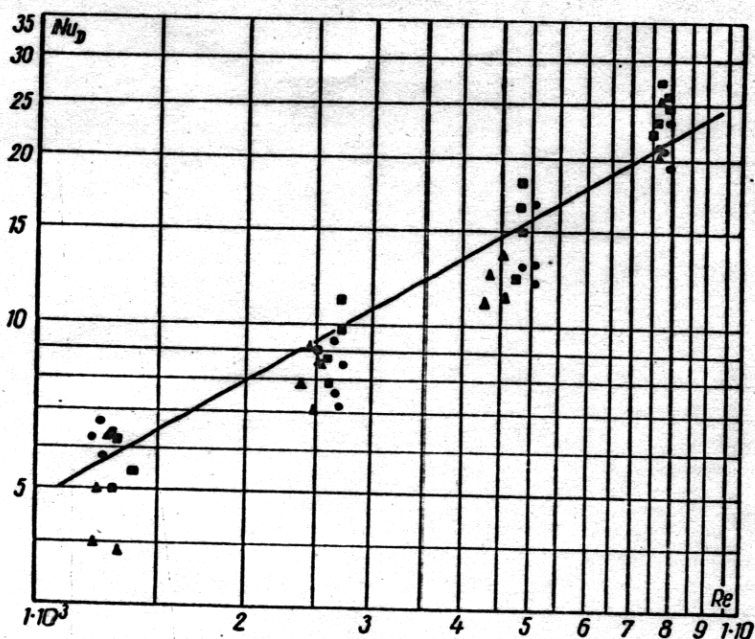


Рис. 4. Массоотдача при конденсации пара из влажного воздуха:  
 ▲ — 41,6 ÷ 44,15° С; ■ — 29,0 ÷ 32,5° С; ● — 18,9 ÷ 20,15° С

поток на входе в конденсатор носил безотрывный стабилизированный характер. Поэтому критериальная зависимость (6) справедлива не просто для стабилизированного потока, а для стабилизированного потока с нормальной турбулентностью.

Сравнение полученных опытных данных по массоотдаче с опытными данными других исследователей показало хорошую согласованность.

В. М. Семенн [2] исследовал тепло- и массоотдачу при конденсации пара из влажного воздуха в канале прямоугольного сечения в переходной области чисел Рейнольдса  $Re = 2000 \div 12000$ . Предложенная им критериальная зависимость имеет вид

$$Nu_D = 0,023 Re^{0,8} \quad (7)$$

Ю. Н. Пчелкин [3] для массоотдачи при конденсации пара из влажного воздуха в канале прямоугольного сечения в переходной области чисел Рейнольдса получил зависимость

$$Nu_D = 0,003 Re \quad (8)$$

Большой показатель степени при  $Re$  у В. М. Семенна и Ю. Н. Пчелкина указывает на повышенную турбулентность потока в их опытах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Gregory. Modern Aspects of Hygrometry. Trans. Instr. Tech. 4, № 3, september, 1952.
2. Семенн В. М. «Теплоэнергетика» № 4, 1956.
3. Пчелкин Ю. Н. «Теплоэнергетика» № 6, 1961.