

Резюме. Ю.Н. - Запорожский филиал ВЭСХ (Институт Академии Наук СССР для электрификации сельского хозяйства)

Der Wärme- und Stoffaustausch von feuchter Luft.

Es werden Ergebnisse der experimentellen Untersuchung des Wärme- und Stoffaustausches bei der Kondensation von Dampf aus Dampf-Luft-Gemisch dargelegt.

Diese Arbeit soll den Wärme- und Stoffaustausch bei der Kondensation von Dampf aus feuchter Luft untersuchen, die in engen rechtwinkligen Kanälen mit vertikaler Anordnung der grossen Querschnittsseite im Übergangsbereich der Reynoldszahlen strömt. In diesem Bereich sind nichtstationäre Strömungsverhältnisse möglich, die sich auf die konvektive Wärmeabgabe ohne Stoffaustausch [L. 1] auswirken und offensichtlich auch die sich gemeinsam vollziehenden Vorgänge von Wärme- und Stoffaustausch beeinflussen.

Die Versuche wurden an einer Anlage durchgeführt, deren schematische Darstellung auf Abbildung 1 gegeben ist. Die Anlage stellte einen geschlossenen Kreis dar, der aus dem hier zu untersuchenden rechtwinkligen Kanal 1, dem Ventilator 7, dem Befeuchter 8 und den elektrischen Erwärmern 6 und 9 bestand. Zur Kühlung wurde bei den meisten Versuchen Luft mit einer Temperatur bis zu -20°C verwendet, in einigen Fällen auch Wasser, wobei sich beide Mittel als Gegenströmung in den Kanälen 2 bewegten.

Die befeuchtete Luft wurde durch den Ventilator der Mischkammer 4 zugeführt, an deren Eingang ein Gitter 5 zum Ausgleich der Strömung angebracht war. Aus der Mischkammer strömte die Luft in die Versuchsstrecke und dann in die Mischkammer 11. An diese Kammer war ein Luftkanal 10 angeschlossen, durch den die Luft in einen elektrischen Heizofen gelangte, wonach sie im Befeuchter angefeuchtet wurde. Im Ventilator befreite sich die feuchte Luft teilweise von den Wassertropfen,

die völlige Befreiung von den Wassertropfen erfolgte erst im elektrischen Heizofen 6. Das Kondensat aus dem Versuchskanal wurde in Meßgefäßen 3 gesammelt, die so angeordnet waren, daß die Länge der Kanalstrecke, von der das Kondensat gesammelt wurde, 5, 10, 20 und 40 d_{erg} betrug.

Die Temperatur der feuchten Luft wurde am Eingang in und Ausgang aus dem Versuchskondensator und in den Punkten, die der Länge der Strecken von 5, 10 und 20 d_{erg} entsprachen, gemessen. Der Feuchtigkeitsgehalt der Luft wurde am Eintritt in und Austritt aus dem Versuchskanal gewichtsmäßig bestimmt. Bei den Versuchen wurde auch das Gewicht des Kondensats, das von den Strecken von 5, 10, 20 und 40 d_{erg} Länge gesammelt worden war, der Verbrauch an feuchter und gekühlter Luft (mit einem elektrischen Anemometer), der Kühlwasserdurchfluß (mit einem Meßgefäß), die Temperatur der Kühlflüssigkeit am Eingang in und Ausgang aus der Versuchsstrecke und die Temperatur der Kanalwände an 5 Stellen in der Länge des Kanals bestimmt.

Als errechnete Temperatur der Strömung wurde das arithmetische Mittel der Werte am Eingang und Ausgang für den Bereich der entsprechenden Länge genommen. Die mittlere Temperatur der Kanalwände erhielt man durch planimetrische Bestimmung der Temperaturverteilungskurve der Wand in der Länge des Kanals. Als Bestimmungsgröße wurde der nach dem befeuchteten Umfang berechnete äquivalente Durchmesser genommen. Die Höhe des untersuchten Kanals betrug 350 mm. Die Versuche wurden an 10 und 20 mm breiten Kanälen durchgeführt.

Der Stoffabgabekoeffizient wurde nach der Formel

(1)

bestimmt, wobei

g die Menge der pro m^2 der Versuchsstrecke des Kanals kondensierten Wasserdämpfe ist, $kg/m^2 \times h$;

p der Partialdruck des Dampfes in der Versuchsstrecke, ata;

p_H der Partialdruck des Dampfes bei mittlerer Temperatur der Wand in der Versuchsstrecke, ata.

Die Größe p_H wurde nach der Temperatur der Wand bestimmt. Das verursachte keinen wesentlichen Fehler bei den Endresultaten.

denn unter den Bedingungen der hier erörterten Versuche herrschte (nach visuellen Beobachtungen) Tropfenkondensation vor, und das Temperaturgefälle in der Kondensatschicht betrug in der Regel nicht mehr als $0,1^{\circ} \text{C}$.

Der Koeffizient der konvektiven Wärmeabgabe¹ wurde nach der Formel

(2)

bestimmt, wobei

G der gewichtsmäßige Durchfluß der feuchten Luft ist, kg/h ;

δt die Temperaturveränderung der Strömung in der Versuchsstrecke des Kanals, $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta t = (t_{cm} - t_{cr})$ das Temperaturgefälle in der Versuchsstrecke des Kanals, $^{\circ}\text{C}$;

F die Wärmeaustauschfläche, m^2 ;

C_{π} die Wärmefähigkeit des Dampfes.

Der Messungsfehler lag bei den Versuchen nicht höher als $7,5\%$.

Alle Versuche waren in Versuchsreihen aufgeteilt, um den Einfluß der Bewegungsgeschwindigkeit der Strömung, der anfänglichen Dampfkonzentration im Gemisch, der Differenz der Partialdrücke des Dampfes in der Strömung und an der Wand auf den Wärme- und Stoffaustausch bestimmen zu können. Die Versuche wurden bei Veränderung der genannten Größen in folgenden Bereichen durchgeführt:

$$\text{Re} = 2\ 000 - 30\ 000;$$

(3)

wobei Re das Reynolds-Kriterium ist;

π_D ein zusätzliches Kriterium, das gleich der Beziehung der Differenz der Dampf-Partialdrücke in der Strömung und an der Wand zum allgemeinen Druck des Gemisches;

$\varepsilon_{0\pi}$ die anfängliche Konzentration des Dampfes im Gemisch, die gleich der Beziehung des Dampf-Partialdruckes in der Strömung am Eingang in die Versuchsstrecke zum allgemeinen Druck des Gemisches ist.

Die anfängliche Temperatur des Gemisches veränderte sich von 15 bis zu 85° C, die Temperatur der Wand von 0 bis zu 80° C, das Temperaturgefälle von 5 bis zu 40° C. Der allgemeine Druck des Gemisches kam dem Atmosphärendruck nahe.

Nach [L. 2] sehen die Kriterienabhängigkeiten für den Fall der Kondensation von Dampf aus Dampf-Luft-Gemisch folgendermaßen aus:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_k &= f(\text{Re}, \quad \quad \quad); \\ \text{Nu}_D &= f(\text{Re}, \quad \quad \quad); \end{aligned} \tag{4}$$

wobei Nu_k das Nusselt-Kriterium für die konvektive Wärmeabgabe und Nu_D das Nusselt-Kriterium für den Stoffaustausch ist.

Infolge der Tatsache, daß die Versuche mit einem Gemisch durchgeführt wurden, das einen geringen Dampfvolumentgehalt hatte (1 - 30 %), war es möglich, ihre Ergebnisse mit hinreichender Genauigkeit zu beschreiben, ohne die Parameter π_D und ϵ_{on} in die Kriterienabhängigkeiten hineinzunehmen.

KONVEKTIVE WÄRMEABGABE DER LUFT BEI DER KONDENSATION VON DAMPF

Die experimentellen Werte für die konvektive Wärmeabgabe der Luft bei der Kondensation von Dampf aus Luft wurden auf Abb. 2 dargestellt. Die Ergebnisse der Versuche zeigen die Existenz eines Übergangsbereichs. Im Unterschied zu den Versuchen zum Wärmeaustausch [L. 1], die unter den gleichen Bedingungen bei nichtstattfindender Kondensation durchgeführt wurden, zeigt sich keine sichtbare Schichtung der experimentellen Punkte in Abhängigkeit von der Breite des Kanals und des Temperaturgefälles. Möglicherweise läßt sich das durch den Einfluß des Stoffaustausches (der Stoffstrom betrug 0,1 bis 30 kg/m² X h) erklären.

Ein wesentlicher Unterschied zu den Ergebnissen, die früher für die konvektive Wärmeabgabe ohne Kondensation gewonnen wurden, zeigt sich im Übergangsbereich der Re-Zahlen von 2 000 bis 12 000. Hier können die experimentellen Werte für die konvektive Wärmeabgabe der Luft bei der Kondensation von Dampf durch die Formel

$$\text{Nu}_k = 0,0031 \times \text{Re}$$

beschrieben werden.

Bei $Re > 12\ 000$ kann man die Formel

$$Nu_k = 0,0195 Re^{0,8}$$

benutzen oder die Formel

$$Nu_k = 0,0236 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,43},$$

die man bei einem Wert von 0,65 für das Pr-Kriterium für feuchte Luft erhalten hat. Diese Formel zeigt, daß bei fortgeschrittenem Turbulanzzustand der Stoffaustausch auf den konvektiven Wärmeaustausch keinen wesentlichen Einfluß hat, weil die Formel genau mit der Formel für konvektiven Wärmeaustausch bei fortgeschrittener Turbulenz und nichtstattfindender Kondensation [L.1] übereinstimmt.

DIE STOFFABGABE VON FEUCHTER LUFT

Die experimentellen Werte für den Stoffaustausch von feuchter Luft bei Veränderung der ursprünglichen Konzentration des Dampfes im Gemisch von 1 bis zu 30% und des Kriteriums π_A von 0,01 bis zu 0,15 sind auf Abbildung 3 dargestellt. Wie die Ergebnisse der Versuche zeigen, existiert auch für den Stoffaustausch ein Übergangsbereich. Obwohl die Dampfströmung bei einzelnen Versuchen $30\text{ kg/m}^2 \times h$ erreichte, liegt die Streuung der experimentellen Punkte in den Koordinaten $Nu_D - Re$ nicht außerhalb der Meßfehlergrenzen. Auf Abbildung 3 ist durch die punktierte Linie die Abhängigkeit für die konvektive Wärmeabgabe dargestellt, die nach Abbildung 2 praktisch mit der Abhängigkeit für den Stoffaustausch zusammenfällt. Das bedeutet, daß unter den Bedingungen der beschriebenen Versuche eine annähernde Analogie des Wärme- und Stoffabgabeprozesses zu beobachten war.

VERÄNDERUNG DER WÄRME- UND STOFF- ABGABE IN DER LÄNGE DES KANALS

Der Einfluß der relativen Länge des Kanals auf die Größe der mittleren Werte der Wärme- und Stoffaustauschkoeffizienten ist auf Abbildung 4 dargestellt, wo K die Beziehung des Nu-Kriteriums für eine 5, 10, 20 und 40 d_{erg} lange Strecke des Kanals zu dem Nu-Kriterium für den Kanal $c \frac{l}{d_{erg}} = 150$ ausdrückt, das graphisch aus der Abhängigkeit

$$Nu = f\left(\frac{l}{d_{erg}}\right)$$

bestimmt wird.

Auf der graphischen Darstellung sind die mittleren Werte für K eingetragen. Dort ist auch die Streuung der experimentellen Punkte zu sehen. Die experimentellen Werte liegen auf der Linie, die durch die Formel

$$K = 1,37 \left(\frac{l}{d_{erg}}\right)^{-0,07}$$

beschrieben wird.

Diese Abhängigkeit, die sich bei gemeinsamem Ablauf des Wärme- und Stoffaustausches ergab, unterscheidet sich wesentlich von der in [L. 1] angeführten Abhängigkeit.

Bei den für diese Versuche gewählten Parametern des Gemisches und Kühlungsbedingungen befindet sich die Strecke der Wärmestabilisierung für die sich gemeinsam vollziehenden Prozesse in den Grenzen von 60 - 80 d_{erg} .

ERLÄUTERUNGEN

- ¹ (Seite 73 bzw. 3) Bei der Kondensation, die sowohl von dem konvektiven Wärmeaustausch zwischen dem Dampf-Gas-Gemisch und dem Kondensatfilm als auch von der Übertragung der Wärme der Phasenumwandlung r (infolge des Stoffaustausches) an das Kühlmittel begleitet wird, wird die Gesamtwärmeströmung durch die Formel
- $$q = a_k \Delta t + r \times G_n$$
- ausgedrückt.
(Anm. d. Red.)

Abbildung 1. Schematische Darstellung der Versuchsanlage.

Abbildung 2. Konvektive Wärmeabgabe der Luft bei der Kondensation von Dampf.

- 1 - Kanal 10 mm
- 2 - Kanal 20 mm.

Abbildung 3. Stoffabgabe der feuchten Luft.

- 1 - Kanal 10 mm
- 2 - Kanal 20 mm.

Abbildung 4. Abhängigkeit der Wärme- und Stoffabgabe von der relativen Kanallänge.

- 1 - Wärmeabgabe
- 2 - Stoffabgabe.

LITERATUR

1. Pchelkin, Ju.N.: Teploenergetika 1959, Nr 9.
2. Berman, L.D.: Teploenergetika 1955, Nr 8.

9. FI. 67
Hesse

Таблица 4. Результаты анализов лабораторной золы некоторых топлив

№ п/п	Наименование топлива	Цвет золы	Химический состав, %							Фазовый состав
			SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	SO ₂	R ₂ O	
32	Сланец	Белый	31,7	5,7	9,8	37,0	1,7	9,5	4,7	CaCO ₃ Al ₂ SiO ₅ α-SiO ₂
33	Торф	Желтовато-серый	45,0	5,2	10,7	20,3	1,2	3,9	13,6	CaCO ₃ α-SiO ₂ α-Fe ₂ O ₃
34	Антрацит	Коричнево-красный	35,7	13,3	37,2	4,0	2,2	4,5	3,1	α-SiO ₂
35	Канский уголь	Бело-желтый	40,2	0,15	9,2	29,1	4,1	6,5	10,7	Как образец 33
36	Экибастузский уголь	Бело-голубой	65,4	23,3	6,8	0,7	0,26	0,6	2,9	α-SiO ₂
37	Гусиноозерский уголь	Желто-коричневый	49,6	20,9	17,2	5,2	2,8	1,4	3,0	Как образец 36
38	Кузнецкий уголь	Бело-желтый	61,1	27,1	6,4	1,4	0,7	0,8	2,5	То же
39	Кемеровский уголь	Светло-серый	61,2	20,2	10,3	1,2	1,0	1,4	3,9	..

5. Электронно-микроскопический анализ подтвердил известный по работам других исследователей факт неравномерного распределения частиц по толщине отложений, который состоит в том, что внутренние слои состоят из более мелких частиц по сравнению с наружными.

6. Расчетным методом установлено, что сыпучие отложения характеризуются весьма высокой пористостью, достигающей 96%, и низкой теплопроводностью.

7. Проведенные исследования являются первым этапом изучения свойств отложений, и для получения данных, необходимых для выяснения механизма их образования, разработки мер борьбы с ними и подтверждения обнаруженных зависимостей необходимо накопление экспериментального материала применительно к различным условиям эксплуатации, различным топливам и различным типам котлоагрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. М. Гурвич, В. В. Митор. «Энергомашиностроение» № 2, 1957.
2. А. М. Гурвич, Р. С. Прасолов, «Теплоэнергетика» № 4, 1960.
3. Р. С. Прасолов, И. А. Вайншенкер. «Теплоэнергетика» № 3, 1960.
4. D. Logie, J. E. Rayner. J. of Fuel, 26. № 152, 1953.
5. K. Wickert. BWK № 1, 3, 1958.
6. Ю. В. Зенкевич, Н. Я. Карасик. «Теплоэнергетика» № 9, 1958.
7. W. Gumz. BWK, № 3, 1956.
8. H. E. Crossley. J. of Fuel, 9, № 145, 1952.
9. J. H. Carlile. J. of Fuel, 10, № 146, 1952.
10. Справочник химика, т. I и III. Госхимиздат, 1951.
11. Р. С. Прасолов. Наружные отложения на поверхностях нагрева котлоагрегатов. Машгиз, 1958.
12. F. M. Reiter. Rower Eng., 59, № 5, 1955.
13. C. V. Gould, H. L. Brunjes. Combustion, 11, № 9, 1940.
14. Т. В. Бурнак, И. Я. Залкинд, Б. М. Соколов. «Электрические станции» № 1, 1948.

ТЕПЛО- И МАССООТДАЧА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Инж. Ю. Н. ПЧЕЛКИН

Запорожский филиал ВИАЭС

Настоящая работа имела целью исследование тепло- и массоотдачи при конденсации пара из влажного воздуха, протекающего в узких прямоугольных каналах с вертикальным расположением большей стороны сечения в переходной области чисел Re. В этой области возможен неустойчивый режим течения, сказывающийся на конвективной теплоотдаче без массообмена [Л. 1] и, по-видимому, отражающийся также на совместно протекающих процессах тепло- и массообмена.

Были проведены опыты на установке, схема которой показана на рис. 1. Установка представляла замкнутый контур, состоящий из исследуемого прямоугольного канала 1, вентилятора 7,

Приводятся результаты экспериментального исследования тепло- и массоотдачи при конденсации пара из паровоздушной смеси.

увлажнителя 8 и электронагревателей 6, 9. Для охлаждения в большинстве опытов использовался воздух с температурой до -20°C , а в некоторых — вода, двигавшаяся по схеме противотока в каналах 2.

Увлажненный воздух вентилятором подавался в смесительную камеру 4, на входе в которую установлена решетка 5 для выравнивания потока. Из смесительной камеры воздух поступал в опытный участок, а затем — в смесительную камеру 11. К этой камере присоединен воздуховод 10, пройдя который, воздух попадал в электрокалорифер, после чего увлажнялся в увлажнителе. В вентиляторе увлажненный воздух частично освобождался от капелек воды; полное

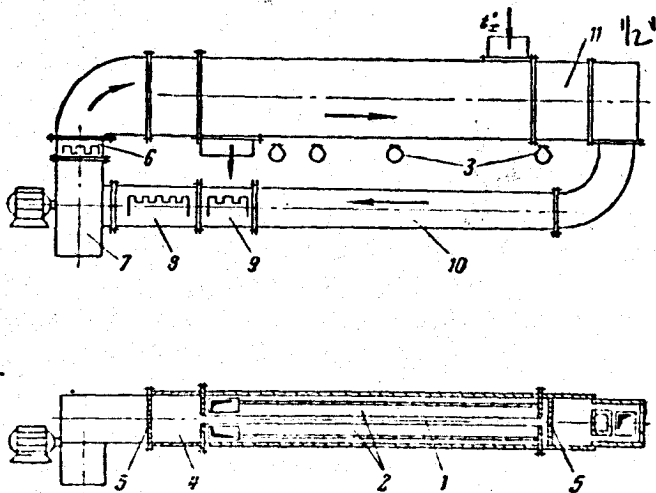


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

освобождение от капелек происходило в электрокалорифере 6. Конденсат из опытного канала собирался в мерные сосуды 3, расположенные так, чтобы длина участка канала, с которой собирался конденсат, составляла 5, 10, 20 и 40 d_0 .

Температура влажного воздуха измерялась на входе и выходе из опытного канала и в точках, соответствующих длине участков 5, 10 и 20 d_0 . Содержание влаги в воздухе измерялось весовым способом на входе и выходе из опытного канала. В опытах определялись также вес конденсата, собранного с участков длиной 5, 10, 20 и 40 d_0 , расход влажного и охлажденного воздуха (электроанемометром), расход охлаждающей воды (мерным бачком), температура охлаждающей жидкости на входе и выходе из опытного участка и температура стенок канала в пяти точках по его длине.

За расчетную температуру потока было принято среднеарифметическое из значений ее на входе и выходе для участка соответствующей длины. Средняя температура стенок канала определялась планиметрированием кривой распределения температуры стенки по длине канала. За определяющий размер принят эквивалентный диаметр, подсчитанный по смоченному периметру. Высота исследуемого канала 350 мм. Опыты проведены на каналах шириной 10 и 20 мм.

Коэффициент массоотдачи определялся по формуле

$$\beta_p = \frac{g_n}{p_n - p_n'} \quad [\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{ат}],$$

где g_n — количество водяных паров, сконденсировавшихся на 1 м^2 опытного участка канала, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$;

p_n — парциальное давление пара на опытном участке, ат ;

p_n' — парциальное давление пара при средней температуре стенки на опытном участке, ат .

Величина p_n определялась по температуре стенки. Это не вносило существенной ошибки в конечные результаты, так как при условиях рассматриваемых опытов преобладала (согласно визуальным наблюдениям) капельная конденсация и перепад температур в слое конденсата не превышал, как правило, 0,1°С.

Коэффициент конвективной теплоотдачи¹ определялся по формуле

$$\alpha_k = \frac{0,24 \cdot G \cdot \delta t}{F \cdot \Delta t} + g_n \cdot C_n \quad [\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С}],$$

где G — весовой расход влажного воздуха, $\text{кг}/\text{ч}$;

δt — изменение температуры потока на опытном участке канала, °С;

$\Delta t = (t_{\text{см}} - t_{\text{ст}})$ — температурный напор на опытном участке канала, °С;

F — поверхность теплообмена, м^2 ;

C_n — теплоемкость пара.

Ошибка измерений в опытах не превышала 7,5%.

Все опыты были разбиты на серии для определения влияния на тепло- и массоотдачу скорости движения потока, начальной концентрации пара в смеси, разности парциальных давлений пара в потоке и у стенки. Опыты проведены при изменении указанных величин в следующих пределах:

$$Re = 2000 - 30000;$$

$$\epsilon_{\text{он}} = \frac{p_n}{p_{\text{см}}} = 0,01 - 0,3;$$

$$\frac{\Delta p}{p_{\text{см}}} = \pi_d = 0,01 - 0,15,$$

где Re — критерий Рейнольдса;

π_d — дополнительный критерий, равный отношению разности парциальных давлений пара в потоке и у стенки к общему давлению смеси;

$\epsilon_{\text{он}}$ — начальная концентрация пара в смеси, равная отношению парциального давления пара в потоке на входе в опытный участок к общему давлению смеси.

Начальная температура смеси изменялась от 15 до 85°С, температура стенки — от 0 до 80°С, температурный напор — от 5 до 40°С. Общее давление смеси было близким к атмосферному.

Согласно [Л. 2] критериальные зависимости для случая конденсации пара из паровоздушной смеси имеют вид:

$$Nu_k = f(Re, \epsilon_{\text{он}}, \pi_d);$$

$$Nu_D = f(Re, \epsilon_{\text{он}}, \pi_d),$$

где Nu_k — критерий Нуссельта для конвективной теплоотдачи;

¹ При конденсации, сопровождающейся как конвективным теплообменом между парогазовой смесью и конденсатной пленкой, так и передачей охлаждающей среде теплоты фазового превращения r (в результате массообмена), суммарный тепловой поток определяется выражением $q = \alpha_k \Delta t + r \cdot g_n$

(Прим. ред.)

Nu_D — критерий Нуссельта для массоотдачи.

Вследствие того, что опыты велись со смесью, имевшей небольшое объемное содержание пара (1—30%), их результаты оказались возможным описать с достаточной точностью, не включая в критериальные зависимости параметры μ_d и $\epsilon_{оп}$.

Конвективная теплоотдача воздуха при конденсации пара

Опытные данные по конвективной теплоотдаче воздуха при конденсации из него пара даны на рис. 2. Результаты опытов показывают существование переходной области. В отличие от опытов по теплообмену [Л. 1], проведенных в тех же условиях при отсутствии конденсации, заметного расслоения опытных точек в зависимости от ширины канала и температурного напора не обнаруживается. Возможно, это объясняется влиянием массообмена (массовый поток составлял от 0,1 до 30 кг/м²·ч).

Существенное отличие от результатов, полученных ранее для конвективной теплоотдачи без конденсации, обнаруживается в переходной области чисел Re от 2000 до 12000. Здесь опытные данные по конвективной теплоотдаче воздуха при конденсации пара могут быть описаны формулой

$$Nu_k = 0,0031 \cdot Re.$$

При $Re > 12000$ можно пользоваться формулой

$$Nu_k = 0,0195 Re^{0,8}$$

или

$$Nu_k = 0,0236 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43},$$

получаемую при значении критерия Pr для влажного воздуха 0,65. Эта формула показы-

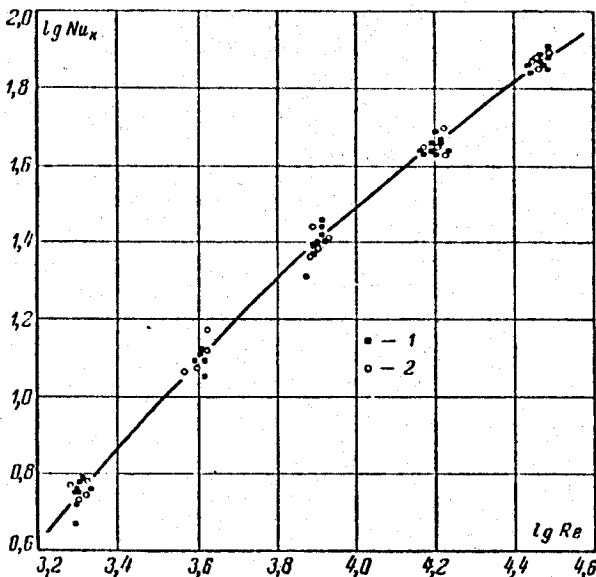


Рис. 2. Конвективная теплоотдача воздуха при конденсации пара.
1 — канал 10 мм; 2 — канал 20 мм.

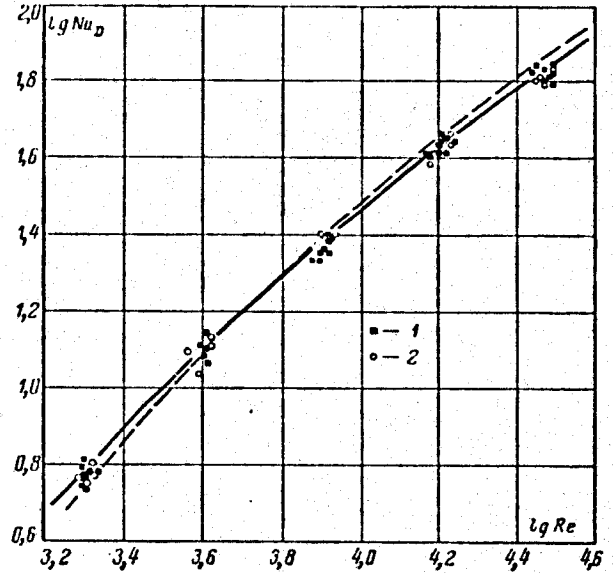


Рис. 3. Массоотдача влажного воздуха.
1 — канал 10 мм; 2 — канал 20 мм.

вает, что при развитом турбулентном режиме массообмен не оказывает существенного влияния на конвективный теплообмен, так как формула в точности совпадает с формулой для конвективного теплообмена при развитом турбулентном режиме и отсутствии конденсации [Л. 1].

Массоотдача влажного воздуха

Опытные данные для массоотдачи влажного воздуха при изменении начальной концентрации пара в смеси от 1 до 30% и критерия μ_d от 0,01 до 0,15 представлены на рис. 3. Как показывают результаты опытов, переходная область существует и для массообмена. Несмотря на то, что в отдельных опытах поток пара достигал 30 кг/м²·ч, разброс опытных точек, нанесенных в координатах Nu_D — Re , не выходит за пределы погрешности измерений. На рис. 3 пунктирной линией показана зависимость для конвективной теплоотдачи, согласно рис. 2, практически совпадающая с зависимостью для массоотдачи. Это

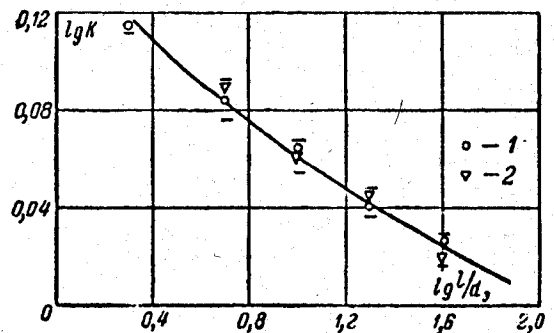


Рис. 4. Зависимость тепло- и массоотдачи от относительной длины канала.
1 — теплоотдача; 2 — массоотдача.

означает, что при условиях описываемых опытов соблюдалась приближенная аналогия процессов тепло- и массообмена.

Изменение тепло- и массоотдачи по длине канала

Влияние относительной длины канала на величину средних значений коэффициентов тепло- и массоотдачи показано на рис. 4, где K — отношение критерия Нуссельта для участка с длиной канала 5, 10, 20 и 40 d_3 к критерию Нуссельта для канала с $\frac{l}{d_3} = 150$, определяемому графически из зависимости

$$Nu = f\left(\frac{l}{d_3}\right).$$

На графике нанесены средние значения K . Там же показан разброс опытных точек. Опытные данные укладываются на линию, описываемую формулой

$$K = 1,37 \left(\frac{l}{d_3}\right)^{-0,07}.$$

Эта зависимость, полученная при совместном протекании процессов тепло- и массообмена, в значительной мере отличается от приведенной в [Л. 1].

При параметрах смеси и условиях охлаждения, принятых в опытах, участок тепловой стабилизации для совместных процессов находится в пределах 60—80 d_3 .

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. Н. Пчелкин. «Теплоэнергетика» № 9, 1959.
2. Л. Д. Берман. «Теплоэнергетика» № 8, 1955.

О ТЕПЛООБМЕНЕ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В ВИНТОВЫХ ЗМЕЕВИКАХ

Канд. техн. наук И. Э. АРОНОВ

Академия строительства и архитектуры УССР

Винтовые змеевики (трубы, изогнутые по винтовой линии) применяются во многих конструкциях теплообменных аппаратов. Между тем теплообмен в змеевиках изучен недостаточно.

Автором проведено исследование теплообмена при движении воды в винтовых змеевиках в диапазоне чисел $Re = 2000 \div 30000$. Характеристика змеевиков, изготовленных из латунных трубок диаметром 10/12 мм, приведена в таблице.

Испытываемые змеевики помещались в паровую камеру, куда подавался сухой насыщенный пар.

Относительный радиус кривизны R/d	Число витков	Длина изогнутой части l/d
3,10	7	136,5
3,15	5	99,0
3,85	5	121,0
5,14	4	129,0
6,88	3	128,1
11,90	3	224,0

Вода протекала внутри змеевика. Для предотвращения сплющивания трубки изгибались при заполнении их льдом. Плоскости витков змеевика были вертикальными; каждый из них на паровой стороне работал в одинаковых условиях. Удаление воздуха производилось как из верхних, так и из нижних точек камеры, что гарантировало ее полную дегазацию. Для обеспечения постоянства расхода вода к напорному насосу поступала из бака постоянного уровня.

Количество тепла определялось по расходу

Приведены экспериментальные данные теплообмена при движении жидкости в змеевиках в области переходного и стабилизированного турбулентного режима.

воды, измерявшемуся с помощью мерного бака, и разности ее температур. Температура воды на входе и выходе из трубы измерялась термометрами с ценой деления $0,1^\circ C$; перед термометрами были установлены смесители. Благодаря большому перепаду температур воды определение количества тепла по такой методике было достаточно точным.

Для получения гидродинамической стабилизации был предусмотрен изотермический прямой участок от смесителя до камеры длиной 30 d . Исследуемая трубка состояла из змеевика и примыкающих прямых участков: входного длиной $(10 \div 15)d$ и выходного $(15 \div 20)d$, что позволяло учесть влияние изгиба трубы на теплообмен в выходном прямом участке (повышенная теплоотдача в выходном участке в неявном виде учтена в коэффициенте теплоотдачи собственно змеевика).

Экспериментальным путем определялся коэффициент теплопередачи k ; коэффициент теплоотдачи от пара к стенке α_1 рассчитывался по формуле С. С. Кутателадзе [Л. 1], как для вертикальной трубки длиной lR . По известным величинам k и α_1 производилось определение коэффициента теплоотдачи от стенки змеевика к воде α_2 .

Опытные данные в виде зависимости $\frac{Nu_f}{Pr_f^{0,4}} = f(Re_f)$ представлены на рис. 1. Для сравнения