

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ И СОПРОТИВЛЕНИЕ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА, ПРОХОДЯЩЕГО ЧЕРЕЗ ТЕПЛООБМЕННИК

ТРАН ТХЕ СОН

Кафедра аэро- и термотехники Будапештского технического университета

Поступила: 8 мая 1979 г.

Представлена: Проф. д-р. Э. ПАСТОР

1. Введение

Термодинамические характеристики влажного воздуха хорошо известны, но до сих пор мы немного знаем о проблемах, касающихся его теплоотдачи.

В случаях исследования в качестве теплоносителя влажного воздуха необходимо и важно знать коэффициент теплоотдачи влажного воздуха.

Значит с практической точки зрения исследование теплоотдачи влажного воздуха имеет большое значение.

В соответствии с вышесказанным, в дальнейшем мы будем заниматься экспериментальным исследованием теплоотдачи влажного воздуха, проходящего через теплообменник.

Цель исследования:

а) Определение разницы между теплоотдачей сухого и влажного воздуха.

б) На основе экспериментальных исследований определение связи между коэффициентом теплоотдачи и характеристиками влажного воздуха; выработка расчётных формул.

в) Наряду с коэффициентом теплоотдачи определить и падение давления влажного воздуха, проходящего через экспериментальную аппаратуру.

2. Экспериментальная аппаратура и методы измерения

2.1. Экспериментальная аппаратура

Схема экспериментальной аппаратуры, служащей для исследования теплоотдачи и падения давления влажного воздуха представлена на рис. 2.1.

— Котёл-кипятильник:

Теплая вода обеспечивается котлом теплой воды типа KLOF — 2,87 теплопроизводительностью 30 кватт (26 000 ккал/час.).

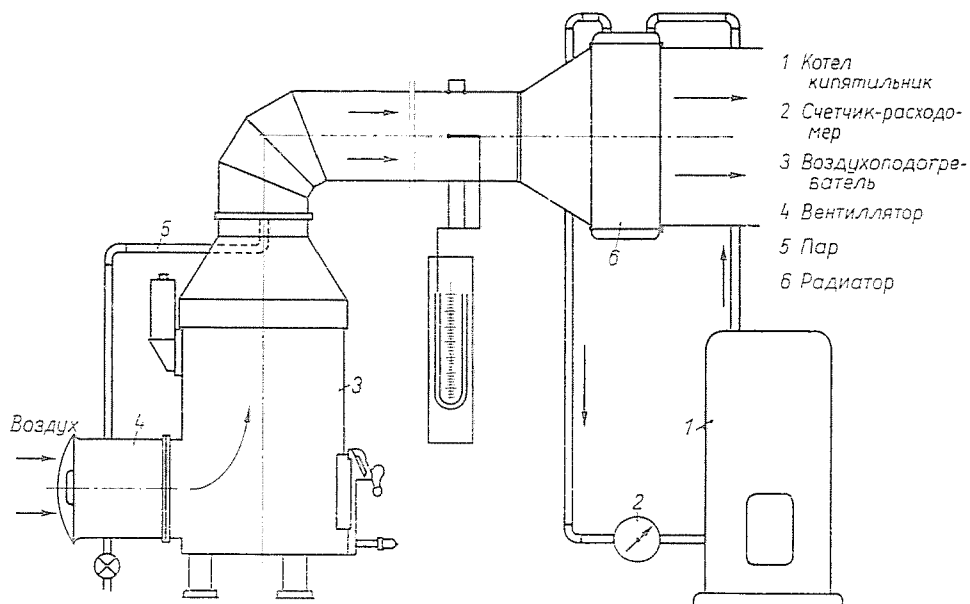


Рис. 2.1.

Теплая вода с температурой $65-90^{\circ}\text{C}$ из котла теплой воды поступает в радиатор. Поступившая вода высокой температуры охлаждается влажным воздухом и снова поступает в кипятильник для подогрева.

— Воздухоподогреватель:

Повышение температуры воздуха обеспечивается воздушным котлом типа ОТР-71/С теплопроизводительностью 81 кватт (70 000 ккал/час).

Подогретый воздух с целью увлажнения смешиваем с насыщенным паром и забрызгиваем в него мелко распыленную воду.

Путём регулирования количества насыщенного пара и теплопроизводительности воздухоподогревателя получаем влажный воздух разной температуры и разного паросодержания.

Через радиатор, в котором проводились измерения, влажный воздух проходил противопотоком.

— Радиатор:

В экспериментах использовали автотранспортный трубчатый водяной радиатор типа 55,00 (см. рис. 3.1). [1]

2.2 Метод изменения

В экспериментах замерялись:

- количество охлаждающей жидкости и количество влажного воздуха,
- температура воды на входе и выходе,

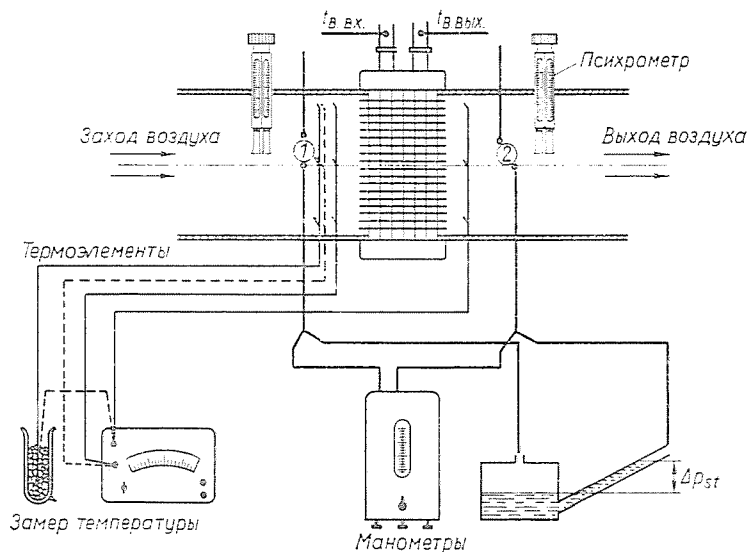


Рис. 2.2.

- температура влажного воздуха перед и за радиатором
- определение состояния влажного воздуха (относительная влажность, давление . . .)
- падение давления с воздушной стороны радиатора.

Измерение количества воды и влажного воздуха.

Количество воды, проходящее через радиатор за единицу времени измеряли счетчиком, а количество влажного воздуха — анемометром.

Измерение температуры.

Температура воды на входе и выходе радиатора измерялась точным ртутным термометром с десятичной шкалой.

Температура влажного воздуха перед радиатором измерялась шестью последовательно подключенными термоэлементами типа константан-медь.

Разницу между температурами влажного воздуха на входе и выходе радиатора измеряли дифференциальным термоэлементом.

Определение состояния влажного воздуха.

Для определения относительной влажности влажного воздуха у входа и выхода радиатора использовали 2 аспирационных психрометра типа Ассман.

При известных значениях температуры и относительной влажности влажного воздуха можно вычислить и другие параметры влажного воздуха с помощью диаграмм i - x .

Определение потери давления.

Разницу статического давления перед и за радиатором определяли чашечным микроманометром.

Места измерений показаны на рис. 2.2.

2.3. Проведение эксперимента

В ходе эксперимента мы определяли воздействие скорости и относительного объёмного паросодержания на коэффициент теплоотдачи.

С этой целью эксперимент проводился в два этапа:

В первой части исследования скорость течения оставалась постоянной, а изменялась относительная влажность окружающего воздуха, т. е. относительное объёмное паросодержание.

А на втором этапе было всё наоборот.

При каждой скорости эксперимент проводился при разных значениях относительной влажности и температуры.

Разница температуры воды была равна $\Delta t = 7-10^\circ\text{C}$. Это дало возможность довольно точно определить тепловое равновесие.

В ходе эксперимента температура влажного воздуха у входа радиатора изменялась в пределах $22-40^\circ\text{C}$, а у выхода из него — в пределах $50-60^\circ\text{C}$.

3. Обработка экспериментальных данных

3.1. Метод расчёта

Радиатор двигателя внутреннего сгорания условно рассматриваем как пучок ребристых труб (см. рис. 3.1).

На основе вышесказанного коэффициент теплоотдачи определяли по следующим основным уравнениям с помощью экспериментальных результатов.

а) Количество тепла, переданного водой и влажному воздуху определили по следующей формуле.

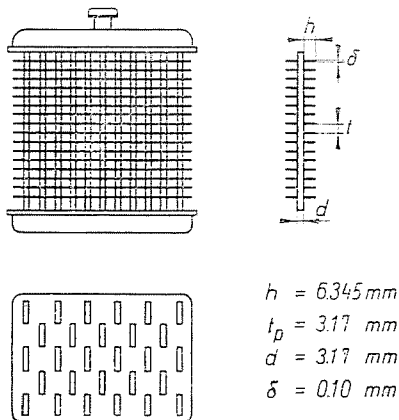


Рис. 3.1.

$$Q = \dot{m} c_p (t_{b, \text{вх.}} - t_{b, \text{в.}}) \quad \text{ВАТТ} \quad (3.1)$$

где:

\dot{m} — массовый поток воды, кг/сек

c_p — теплоёмкость воды при постоянном давлении, дж/кг. °К

$t_{b, \text{вх.}}, t_{b, \text{в.}}$ — температуры воды у входа и выхода радиатора.

б) Коэффициент теплопередачи K определяли следующим образом:

$$K = \frac{Q}{A \cdot \Delta t_c} \quad \text{ВАТТ/М}^2 \cdot \text{°К} \quad (3.2)$$

где:

A — поверхность теплообменного аппарата (радиатора),

$$A = A_{\text{реб.}} + A_{\text{тр.}}$$

$A_{\text{реб.}}$ — поверхность ребер

$A_{\text{тр.}}$ — поверхность труб между ребрами

Δt_c — средняя логарифмическая разница температур

(Δt_c) — в перекрёстном потоке = $\varepsilon(\Delta t_c)$ в противоположном потоке.

ε — коэффициент коррекции

$$\varepsilon = f \left(\frac{w_2}{w_1}, \frac{t_{\text{возд. в.}} - t_{\text{возд. вх.}}}{t_{\text{в. вх.}} - t_{\text{возд. вх.}}} \right)$$

$w_1; w_2$ — водяные эквиваленты среди участвующих в теплообменнике (радиаторе), ватт/°К.

$t_{\text{возд. вх.}}, t_{\text{возд. вых.}}$ — температуры влажного воздуха у входа и выхода радиатора.

Значение ε определяется с помощью диаграмм.

в) Зная коэффициент теплопередачи, редуцированный коэффициент $\alpha_{\text{ред.}}$ можно вычислить по следующей формуле:

$$\alpha_{\text{ред.}} = \frac{K}{1 - K \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} - \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}} \right) \frac{A}{A_{\text{ред}}}} \quad \text{ВАТТ/М}^2 \cdot \text{°К} \quad (3.3)$$

где:

$\alpha_{\text{тр.}}$ — коэффициент теплопроводности трубы, ватт/м.² °К.

$\delta_{\text{тр.}}$ — толщина стенки трубы, М

$\alpha_{\text{в}}$ — коэффициент теплоотдачи воды, протекающей в трубе или же равноценное с ним число Нуссельта

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}.$$

г) Из существующей зависимости между редуцированным коэффициентом теплоотдачи и коэффициентом теплопередачи можно определить коэффициент теплоотдачи потока среды α :

$$\alpha_{ред} = \alpha \left(\frac{A_{ред}}{A} \cdot \frac{th \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}} h}{\left(\sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda\delta}} \cdot h \right)} + \frac{A_{тр}}{A} \right) \quad (3.4)$$

где:

- α — коэффициент теплоотдачи среды, $\text{ватт/м}^2 \cdot \text{°К}$
- λ — коэффициент теплопроводности ребра, $\text{ватт/м}^2 \cdot \text{°К}$
- h — высота ребра, м
- δ — толщина ребра, м.

Искомым значением здесь является коэффициент теплоотдачи среды (α). Уравнение содержит α только в имплицитной форме. Поэтому для его определения мы должны использовать какой-нибудь нумерический или графический расчётный метод.

После составления диаграммы $\alpha_{ред} - \alpha$ из диаграммы по известному значению $\alpha_{ред}$ уже можно определить значение α .

После этого можно определить числа подобия (Re ; Pr ; Nu ; ...).

3.2. Изложение экспериментальных данных исследования теплоотдачи

Зависимость между коэффициентом теплоотдачи и относительной влажностью потока среды приведена на рис. 3.2а, б, в, г.

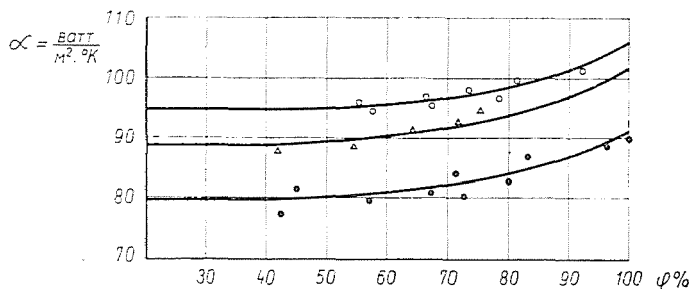


Рис. 3.2а. $\alpha = \frac{\text{ватт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°К}}$ Зависимость коэффициента теплоотдачи от относительной влажности.

• средняя скорость 4,8 м/сек, средняя температура 20–22° С; \triangle средняя скорость 6,57 м/сек, средняя температура 20–22° С; \bullet средняя скорость 7,67 м/сек, средняя температура 25–26° С

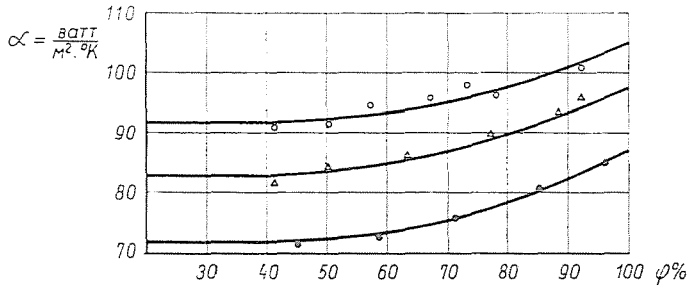


Рис. 3.26. $\alpha = \frac{\text{ватт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°К}}$ Зависимость коэффициента теплоотдачи от относительной влажности.
 • средняя скорость 5,0 м/сек, средняя температура 25–26 °С; Δ средняя скорость 6,70 м/сек, средняя температура 25–26 °С; \odot средняя скорость 7,67 м/сек, средняя температура 25–26 °С

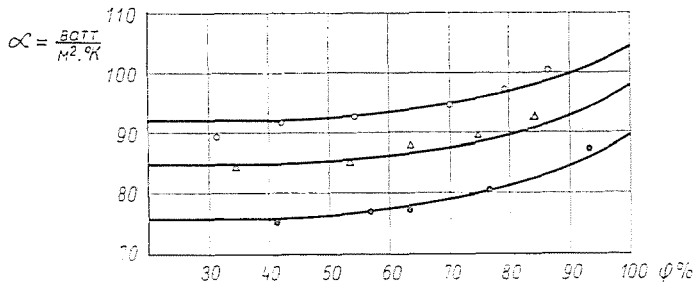


Рис. 3.26а. $\alpha = \frac{\text{ватт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°К}}$ Зависимость коэффициента теплоотдачи от относительной влажности.
 • средняя скорость 5,28 м/сек, средняя температура 30–32 °С; Δ средняя скорость 6,73 м/сек, средняя температура 30–32 °С; \odot средняя скорость 7,60 м/сек, средняя температура 30–32 °С

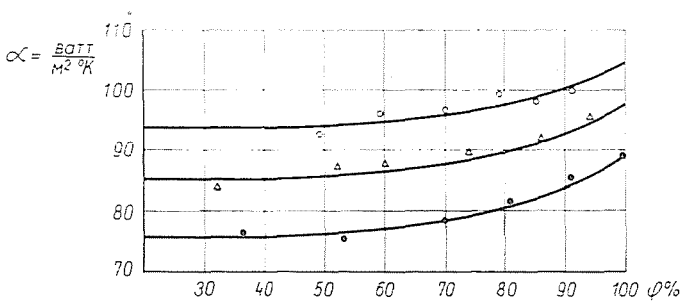


Рис. 3.26г. $\alpha = \frac{\text{ватт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°К}}$ Зависимость коэффициента теплоотдачи от относительной влажности.
 • средняя скорость 5,28 м/сек, средняя температура 35–36 °С; Δ средняя скорость 6,850 м/сек, средняя температура 36–36 °С; \odot средняя скорость 7,83 м/сек, средняя температура 35–36 °С

3.3. Обработка экспериментальных результатов в форме критериев

Из системы дифференциальных уравнений описывающих исследуемый процесс получаем зависимость в форме критериев.

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot Pr_D^p \cdot K_p^p$$

где:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad \text{— число Нуссельта}$$

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} \quad \text{— число Рейнольдса}$$

$$Pr = \nu/a \quad \text{— число Прандтля для теплообмена}$$

$$Pr_D = \nu/D \quad \text{— число Прандтля для диффузии}$$

$$K_p = P_{\text{пара}}/P \quad \text{— относительное объёмное паросодержание}$$

$$C \quad \text{— постоянная.}$$

Кроме этого коэффициент теплоотдачи зависит также от наружного диаметра трубы (d) высоты ребер (h) и шага ребер (t_p).

Но Карасиной Э. К. влияние (d/t_p) на коэффициент теплоотдачи можно выразить зависимостью $(d/t_p)^{-0,54}$, а влияние (h/t_p) — зависимостью $(h/t_p)^{-0,14}$ [7].

Таким образом коэффициент теплоотдачи в случае ребристых труб можно подсчитать по следующей зависимости:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot Pr_D^p \cdot K_p^p (d/t_p)^{-0,54} \cdot (h/t_p)^{-0,14}. \quad (3.6)$$

Во время экспериментов значения чисел Pr и Pr_D изменялись только в определённых пределах, т. е. их с достаточной точностью можно заменять постоянными средними значениями. В таком случае уравнение в форме критериев примет следующий вид:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot K_p^p \left(\frac{d}{t_p}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{t_p}\right)^{-0,14}. \quad (3.7)$$

В случае определённого радиатора значение $C \cdot \left(\frac{d}{t_p}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{t_p}\right)^{-0,14} = C^*$ постоянная. Это и есть одна из наших задач где из результатов экспериментов определили значения C^* , m , p .

Значения C^* , m , p определяли по методу Кузнецова М. Д. [4].

В общем случае:

$$m = f_1(K_p)$$

$$p = f_2(Re).$$

Таким образом, уравнение в форме критериев в общем случае запишется в следующей форме:

$$Nu = C^* \cdot Re^m \cdot K_p^{f_p(Re)}$$

После преобразования:

$$Nu = C^* \cdot Re^m \cdot K_p^p + K \ln Re$$

Значения C , m , p и K определяли графическим методом (см. рис. 3.3 и 3.4).

Уравнение в форме критериев, служащее для определения коэффициента теплоотдачи влажного воздуха примет следующий вид:

$$Nu = 0,2 Re^{0,57} \cdot K_p^{-0,12+0,021 \ln Re} \left(\frac{d}{t_p}\right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t_p}\right)^{-0,14} \quad (3.8)$$

Коэффициент теплоотдачи определяется следующей формулой:

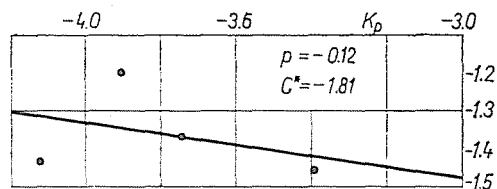
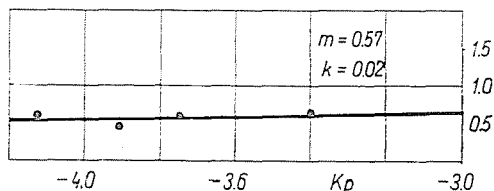
$$\alpha = 0,2 \frac{\lambda}{t_p^{0,43}} \left(\frac{d}{t_p}\right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t_p}\right)^{-0,14} \left(\frac{C}{\nu}\right)^{0,57} K_p^{-0,12+0,2 \ln \left(\frac{C \cdot t_p}{\lambda}\right)} \quad (3.9)$$

где:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot t_p}{\lambda}$$

$$Re = \frac{C \cdot t_p}{\nu}$$

$$K_p = P_{\text{пар}}/P$$



Скорость течения среды между ребрами C относится к редуционной поверхности сечения потока $A_{\text{ред}}$.

Редуционную поверхность сечения потока $A_{\text{ред}}$ для определения скорости C вычисляли по следующей формуле:

$$A_{\text{ред}} = \left[1 - \frac{d}{S_1} \left(1 + 2 \frac{h}{t_p} \right) \frac{\delta}{d} \right] A,$$

где:

A — поверхность полного сечения перпендикулярного направления потока, м²

S_1 — шаг труб в плоскости перпендикулярной потоку, м.

Произведённая выше зависимость строго действительна только в тех пределах эксперимента, в которых проводились замеры, т. е. при $C = 4-12$ м/сек., $K_p = 0,7-6\%$ и $t = 15-45$ С.

Формулу (3.8) можно использовать в случае пучка ребристых труб в форме четырёхугольников шахматной доски.

3.4 Сопротивление трению

Одновременно с исследованием теплоотдачи определялось сопротивление течения влажного воздуха.

Зависимость между сопротивлением трения и относительной влажностью потока среды приведена на рис. 2.4а, б, в.

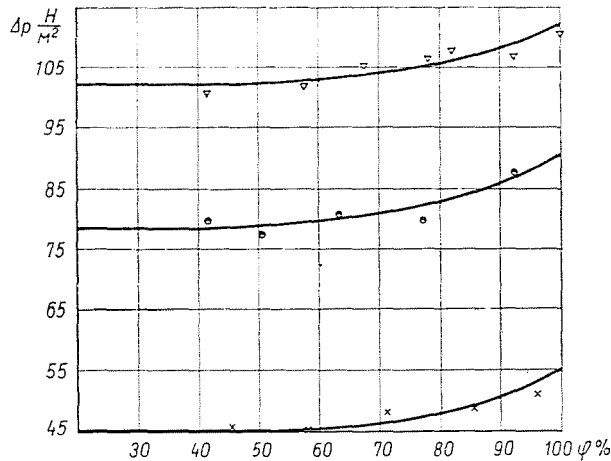


Рис. 3.5а. Зависимость потери статического давления от относительной влажности. × средняя скорость 5,0 м/сек, средняя температура 26 °С; o средняя скорость 6,7 м/сек, средняя температура 25 °С; ▽ средняя скорость 7,67 м/сек, средняя температура 25—5 °С

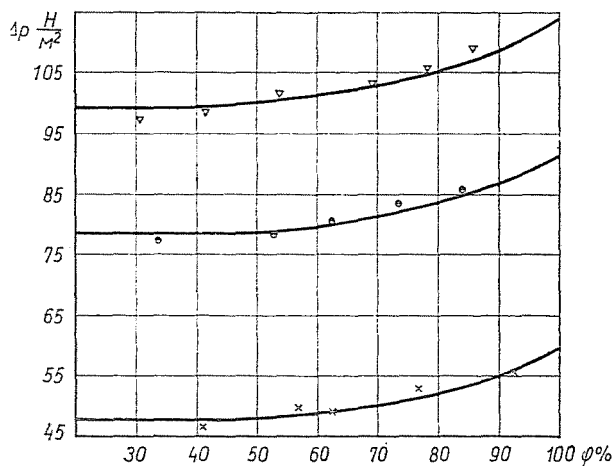


Рис. 3.5б. Зависимость потери статического давления от относительной влажности. × средняя скорость 5,28 м/сек, средняя температура 32 °С; о средняя скорость 6,73 м/сек, средняя температура 32 °С; ∇ средняя скорость 7,60 м/сек, средняя температура 30 °С.

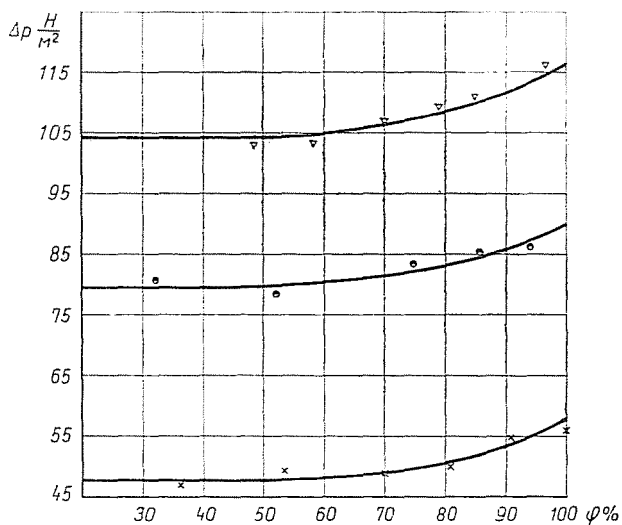


Рис. 3.5в. Зависимость потери статического давления от относительной влажности, × средняя скорость 5,28 м/сек, средняя температура 36 °С; о средняя скорость 6,85 м/сек, средняя температура 35 °С; ∇ средняя скорость 7,83 м/сек, средняя температура 35 °С.

На рис. 3.5 изображены результаты эксперимента при помощи зависимости $Eu = f(Re)$.

Данные опытов обобщались в следующем виде уравнения критериев:

$$Eu = C Re^m.$$

Значения C и m определяли из эксперимента:

$$C = 4,850$$

$$m = -0,156.$$

В случае потока влажного воздуха, проходящего через радиатор, расчётную формулу можно выразить в следующем виде:

$$Eu = 4,850 \cdot Re^{-0,156}. \quad (3.10)$$

Зависимость числа Eu от числа труб $Eu = f(z)$ можно выразить следующим образом:

$$Eu_z = Eu_{z_0} \cdot \frac{z}{Z_0}$$

где:

Z — расчётное число труб

Eu_{z_0} — значение Eu для данного радиатора, соответствующее числу труб z_0 .

Из (3.10) получаем следующее общее уравнение:

$$Eu_z = 4,850 \cdot Re^{-0,156} \cdot \frac{z}{8}.$$

$$Eu_z = 0,610 \cdot z \cdot Re^{-0,156}$$

или:

$$\Delta P_{тр} = Eu_z \cdot \rho \cdot C^2 = 0,610 \cdot z \cdot Re^{-0,156} \cdot \rho \cdot C^2. \quad (\text{мм вод. ст.})$$

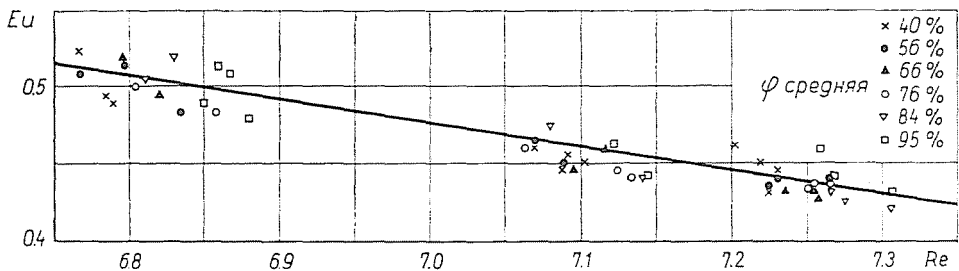


Рис. 3.6.

В случае неизотермического течения в суммарное сопротивление ΔP_T входит и тепловое сопротивление ΔP_{τ} .

$$\Delta P_C = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\tau}$$

где:

$$\Delta P_{\tau} = \left(\frac{\rho_1 C_1^2}{2} - \frac{\rho_2 C_2^2}{2} \right)$$

или

$$\Delta P_{\tau} = \frac{2(t_2 - t_1)}{t_c + 273} \frac{\rho_c \cdot C_c^2}{2}$$

где:

t_c — средняя температура среды, С

$\rho_c; C_c$ — средняя плотность и средняя скорость при средней температуре.

Резюме

В статье описывается экспериментальное исследование теплоотдачи и сопротивления влажного воздуха проходящего сквозь радиатор. Результаты замеров изображены путём использования чисел подобия и уравнений критериев. На основе экспериментов можно сделать вывод, что коэффициент теплоотдачи влажного воздуха улучшается на 712% при увеличении относительной влажности воздуха с 40 до 100%. Значит, в тех случаях, когда теплоносущим веществом в условиях тропического климата является влажный воздух, это необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации теплообменных аппаратов.

Литература

1. BRUER Z.: Gépjármű hűtők vizsgálata és fejlesztésének egyes kérdései, Járművek és Mezőgazdasági Gépek, 1971.
2. FÜLÖP Z.: Hőtechnikai alapkérdések, Tankönyvkiadó, Budapest, 1970.
3. FEKETE I.—MENYHÁRT J.: A légtechnika elméleti alapjai, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1975.
4. Кузнецов М. Д.: К вопросу обработки экспериментальных данных в критериях подобия. Тепло- и массоперенос, т. 3.
5. Осипова В. А.: Экспериментальное исследование процессов теплообмена. Москва, 1969.
6. Петухов Д. Ю.: Опытное изучение процессов теплопередачи. Госэнергоиздат, 1952.
7. Карасина Э. С.: Теплообмен в пучках труб с поперечными ребрами. Изв. Всесоюз. Теплотехн. Института 1952, № 12.

Tran The Son, H-1521 Budapest