



УДК 697.94:621.565.945.2

Аверкин А.Г. – кандидат технических наук, профессор

E-mail: algraw@mail.ru

Еремкин А.И. – доктор технических наук, профессор

E-mail: eremkin@pguas.ru

Родионов Ю.В. – доктор технических наук, профессор

E-mail: dekauto@pguas.ru

Тараканов О.В. – доктор технических наук, профессор

E-mail: zigk@pguas.ru

Пензенский государственный университет архитектуры и строительства

Адрес организации: 440028, Россия, г. Пенза, ул. Г. Титова, д. 28

**Экспериментальные исследования конвективного теплообмена
при охлаждении воздушных потоков различной относительной влажности
в оребренном теплообменнике**

Аннотация

Приведены результаты экспериментальных исследований по оценке влияния относительной влажности воздушного потока на коэффициент теплоотдачи при его охлаждении в поверхностном оребренном теплообменнике.

Получено регрессионное уравнение, адекватно описывающее конвективный теплообмен при охлаждении воздушных потоков различной относительной влажности. Наибольшее влияние на численное значение коэффициента теплоотдачи оказывает массовая скорость воздушного потока. Значимое влияние на коэффициент теплоотдачи оказывают также относительная влажность воздуха и линейная скорость охлаждаемой воды в трубах теплообменника.

Ключевые слова: эксперимент, оребренный теплообменник, коэффициент теплоотдачи, массовая скорость воздушного потока, относительная влажность воздуха, скорость воды, уравнение регрессии.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха для отбора теплоты от воздушных потоков широко применяют поверхностные теплообменники (воздухоохладители). При конструктивном и поверочном расчетах воздухоохладителей для оценки теплообмена применяют эмпирические формулы [1]:

$$k = A \cdot (rv)^q w^r, \quad (1)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

(rv) – массовая скорость воздуха в канале теплообменника, кг/(м²·с);

w – линейная скорость охлаждаемой воды, м/с;

A, q, r – коэффициенты, они зависят от конструктивных особенностей теплообменного аппарата: рядности, типа внешнего оребрения и др. (их численные значения приводятся в справочниках и каталогах фирм – производителей теплового оборудования).

Таким образом, в соответствии с ф. 1 интенсивность теплообменного процесса определяется конструктивными параметрами и двумя технологическими величинами (скоростью теплоносителей – воздуха и воды). В то же время фактор влажности воздушной среды (концентрацию водяных паров в воздухе) расчетные зависимости не учитывают.

Для оценки влияния относительной влажности воздуха на конвективный теплообмен при охлаждении воздушных потоков в поверхностном оребренном теплообменнике проведены экспериментальные исследования в лабораторных условиях [2].

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Основными элементами являются рекуперативный теплообменник 15 и форсуночная камера 1. В форсуночной камере на стойках закреплено двенадцать механических форсунок 4. Нижняя часть камеры является поддоном 2, который служит для сбора воды. Форсуночная камера при помощи воздуховода 6 соединена с радиальным вентилятором (на рис. 1 не показан).

Расход воздуха в воздуховодах и форсуночной камере регулируется при помощи дроссель-клапана 5. Водяная линия форсуночной камеры состоит из центробежного насоса 8, регулировочного вентиля a_3 , манометра 11, ротаметра 10 и перепускного вентиля a_2 . При помощи перепускного вентиля регулируется расход воды, подаваемый в форсуночную камеру. Вентиль a_3 служит для регулирования давления в водяной линии. Расход воздуха в воздуховоде измеряется при помощи комбинированного приемника давления 13 с микроманометром 14. Рекуперативный теплообменник 15 соединен с выходным патрубком форсуночной камеры при помощи гибкой полиэтиленовой вставки 16. Гибкая вставка имеет боковой патрубок 17, который служит для ввода внутрь измерительных приборов (психрометра Ассмана, комбинированного прибора «ТКА – ПКМ» [2]). Сверху боковой патрубок герметично закрывается при помощи шнура.

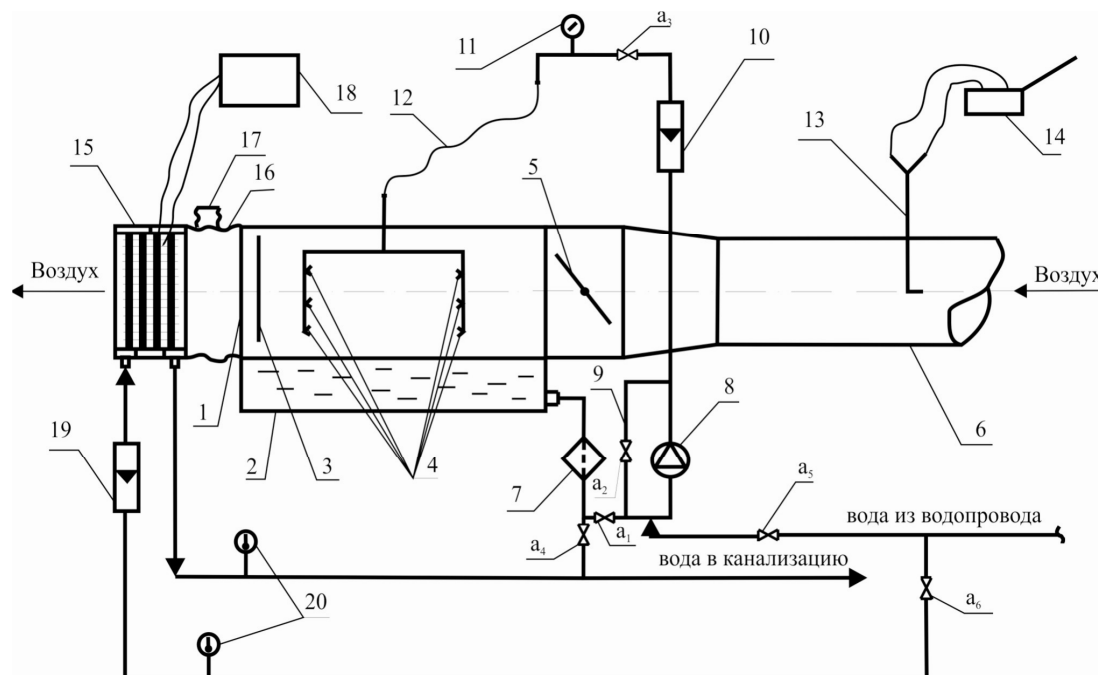


Рис. 1. Схема экспериментального стенда

Рекуперативный теплообменник 15 имеет водяную линию, на которой расположены измерительные приборы: ротаметр 19, стеклянные термометры 20 с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$. Теплообменник выполнен двухрядным с наружным оребрением, имеющим вид прямоугольных пластин.

Техническая характеристика теплообменника: коэффициент оребрения – $\eta_p = 16,36$; живое сечение – $f_v = 0,015 \text{ м}^2$; площадь – $F = 5,846 \text{ м}^2$; размер трубки – $d_{tr} = (9,6 \times 0,8) \text{ мм}$.

Установка работает следующим образом. Воздух из помещения радиальным вентилятором подается в форсуночную камеру 1, где увлажняется рециркуляционной водой, распыляемой с помощью механических форсунок 4. Затем воздух через гибкую вставку 16 проходит оребренную поверхность теплообменника 15 и выбрасывается в подсобное помещение. В трубки теплообменника подается вода из водопроводной линии. В результате теплопередачи воздух охлаждается, вода нагревается.

В экспериментальной установке с помощью форсуночной камеры устанавливается необходимая относительная влажность воздушного потока на входе в оребренный теплообменник.

Для определения коэффициента теплоотдачи от воздушного потока к оребренной поверхности теплообменника проведена серия опытов с применением математического метода планирования экспериментов, был реализован план второго порядка Бокса-3 [3].

В качестве независимых переменных (факторов) выбраны следующие режимные параметры теплообменника: массовая скорость воздуха в живом сечении

теплообменника, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, – X_1 ; линейная скорость воды в трубках теплообменника, $\text{м}/\text{с}$, – X_2 ; относительная влажность воздуха на входе в теплообменник, %, – X_3 .

Уровни варьирования факторов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Уровни варьирования факторов

Факторы	Уровни варьирования		
	Верхний	Основной	Нижний
X_1 – массовая скорость воздуха, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	12	7	2
X_2 – линейная скорость воды, $\text{м}/\text{с}$	1,0	0,55	0,1
X_3 – относительная влажность воздуха, %	90	70	50

В качестве выходной величины – функции отклика – принят коэффициент теплоотдачи от увлажненного воздушного потока к оребренной поверхности теплообменника – U . Расчет коэффициента теплоотдачи производился по уравнению Ньютона-Рихмана [4].

Все опыты дублировались и были рандомизированы.

При проведении экспериментов проводились следующие измерения:

- определялось динамическое давление в контрольном сечении (рис. 1) с помощью микроманометра и трубки Пито-Прандтля [5], на его основе вычислялся расход воздуха G , $\text{кг}/\text{с}$ в системе по ф. (2-7):

$$G = L \cdot r ; \quad (2)$$

$$r = \frac{353}{t + 273} ; \quad (3)$$

$$L = 0,785 \cdot d_B^2 n ; \quad (4)$$

$$n / v_{\max} = f(\text{Re}_{\max}) ; \quad (5)$$

$$n_{\max} = \sqrt{\frac{2P_d}{r}} ; \quad (6)$$

$$P_d = \kappa \cdot g \cdot h ; \quad (7)$$

здесь L – объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; ρ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; t – температура воздуха на входе в теплообменник, $^{\circ}\text{C}$; d_B – внутренний диаметр воздухопровода в контрольном сечении воздухопровода, м ; v – линейная скорость воздуха в контрольном сечении воздухопровода, $\text{м}/\text{с}$ (определяется по ф. 5, исходя из численного значения критерия Рейнольдса при $v_{\max}$ [5]); $v_{\max}$ – максимальная скорость воздуха в контрольном сечении, $\text{м}/\text{с}$; P_d – динамическое давление по оси воздушного потока в контрольном сечении, Па ;

κ – коэффициент микроманометра; h – отсчет по шкале микроманометра;

- определялась температура воздуха по сухому и мокрому термометру на входе и выходе из теплообменника с помощью психрометров Ассмана;

- определялись параметры воды: расход – с помощью ротаметра РС-5, температуры на входе, выходе из теплообменника – с помощью стеклянных термометров с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$;

- определялась температура оребренной поверхности теплообменника со стороны воздушного потока с помощью пяти хромель – копелевых термопар (ХК), которые жестко фиксировались при помощи эпоксидной смолы как на ребрах, так и на боковой поверхности трубок. В качестве вторичного прибора использовался потенциометр типа ФЦЛ 501-14.

На основе данных измерений определялась средняя температура поверхности теплообменника:

$$t_{cp}^n = \frac{\sum_{i=1}^5 t_i}{5}; \quad (8)$$

здесь t_i – локальные температуры поверхности стенки в контрольных точках, °С.

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке теплообменника определялся по уравнению [3]:

$$a = \frac{q}{t - t_{cp}^n}, \quad (9)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м².

$$q = \frac{Q}{F}; \quad (10)$$

здесь F – площадь наружной поверхности теплообменника, м²;
 Q – тепловой поток, Вт;

$$Q = G \cdot c \cdot (t_{wk} - t_{wn}), \quad (11)$$

где c – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К),

t_{wk}, t_{wn} – температура воды на выходе, входе в теплообменнике, °С, соответственно.

Матрица планирования экспериментов по плану Бокса-3 [5] и результаты ее реализации приведены в табл. 2.

Таблица 2

Матрица планирования экспериментов по плану Бокса-3 и результаты ее реализации

Номер опыта	X_1	X_2	X_3	Функция отклика			s_u^2	$\hat{y}$
				α_1'	α_1''	$\bar{y}$		
1	+	+	+	77,27	88,11	82,69	58,75	79,73
2	–	+	+	30,45	30,03	30,24	0,09	29,77
3	+	–	+	50,20	42,70	46,45	14,06	47,49
4	–	–	+	23,00	21,90	22,45	0,61	23,29
5	+	+	–	47,82	63,70	55,76	126,09	54,93
6	–	+	–	16,55	17,80	17,18	0,77	16,17
7	+	–	–	29,41	15,11	22,26	102,24	22,69
8	–	–	–	8,28	5,28	6,78	4,50	9,69
9	+	0	0	30,78	47,72	39,25	143,48	41,56
10	–	0	0	12,80	11,98	12,39	3,36	10,08
11	0	+	0	39,80	43,55	41,68	6,99	46,91
12	0	–	0	32,39	33,17	32,78	0,30	27,55
13	0	0	+	48,77	42,14	45,45	21,91	46,96
14	0	0	–	30,00	28,56	29,28	1,04	27,76

Здесь α_1', α_1'' – текущие значения коэффициента теплоотдачи в параллельных опытах, Вт/(м²·К); $\bar{y}, \hat{y}$ – средние значения коэффициентов теплоотдачи, Вт/(м²·К) в опытах и рассчитанные по модели (12); s_u^2 – построчные дисперсии.

На основе регрессионного анализа [5] получено регрессионное уравнение:

$$\hat{y} = 32,47 + 15,74X_1 + 9,68X_2 + 9,60X_3 - 6,65X_1^2 + 4,76X_2^2 + 4,89X_3^2 + 6,44X_1X_2 + 2,80X_1X_3; \quad (12)$$

Уравнение адекватно описывает поверхность отклика при уровне значимости 0,05. Регрессионный анализ показал [3]:

$$F_{ад} = \frac{s_{ост}^2}{s^2(\bar{y})} = \frac{18,22}{17,29} = 1,054 < F_{0,05}(5;14) = 3,0. \quad (13)$$

Здесь $F_{ад}$ – расчетное значение адекватности; $F_{0,05}(5;14)$ – табличное значение критерия Фишера при уровне значимости 0,05 и числе степеней свободы $f_2 = 5$ и $f_1 = 14$; $s_{ост}^2$ – остаточная дисперсия; $s^2(\bar{y})$ – дисперсия воспроизводимости среднего значения функции.

Как видно, все принятые переменные величины оказались значимыми.

Влияние каждого фактора на коэффициент теплоотдачи для наглядности представлено графически. В уравнении 12 два фактора фиксировались на нижнем, на основном, или на верхнем уровне. Полученные зависимости приведены на рис. 2.

Наибольшее влияние на численное значение коэффициента теплоотдачи оказывает массовая скорость воздушного потока.

Видно (рис. 2 а), на основном уровне при увеличении массовой скорости воздуха с 2 до 12 кг/(м²·с) коэффициент теплоотдачи повысился с 10 до 42 Вт/(м²·К), что превышает 4-кратное увеличение; на верхнем уровне повышение коэффициента теплоотдачи составило с 30 до 80 Вт/(м²·К), т.е. более, чем в 2,6 раза.

Также видно (рис. 2 б), увеличение линейной скорости воды в трубках теплообменника с 0,1 до 1,0 м/с на основном и верхнем уровнях приводило к повышению коэффициента теплоотдачи.

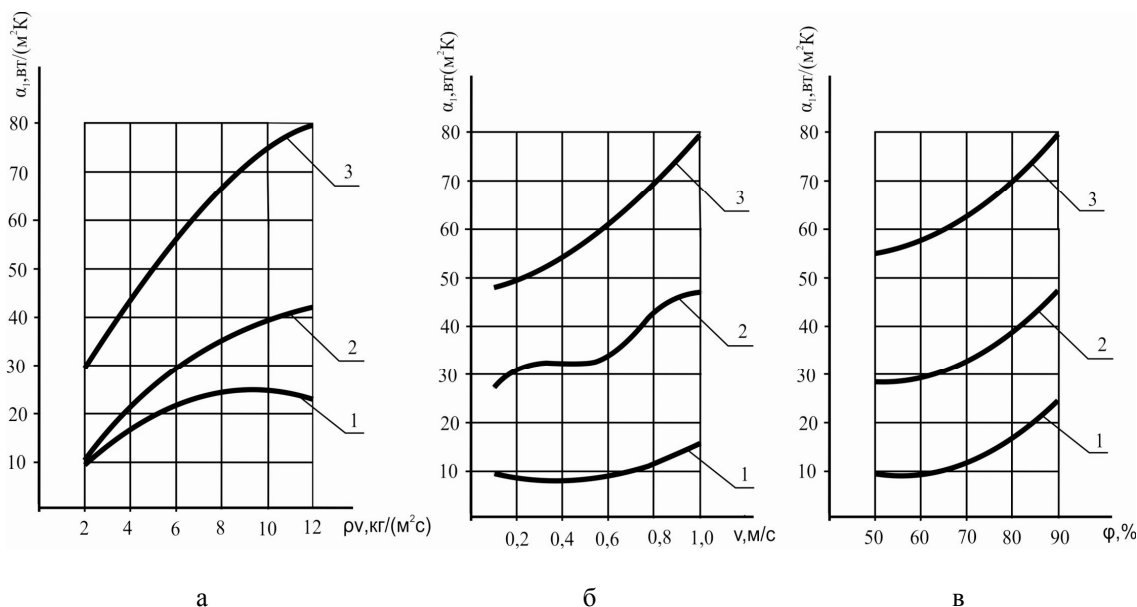


Рис. 2. Графические зависимости коэффициента теплоотдачи воздушного потока на оребренной поверхности воздухоохладителя: а – от массовой скорости воздуха, б – от линейной скорости воды в трубках теплообменника, в – от относительной влажности воздуха; 1 – на нижнем уровне; 2 – на основном уровне; 3 – на верхнем уровне;

Заметное влияние на коэффициент теплоотдачи воздушного потока к оребренной поверхности оказывала относительная влажность воздуха (рис. 2 в). При ее увеличении с 50 до 90 % в условиях основного уровня α_1 вырос с 28 до 47 Вт/(м²·К), т.е. повысился в 1,68 раза; на верхнем уровне повышение коэффициента теплоотдачи составило с 55 до 80 Вт/(м²·К), т.е. 45 %.

На нижнем уровне влияние данных факторов на повышение коэффициента теплоотдачи воздушного потока было слабым, его численное значение соответствует небольшой величине и равнялось 10...23 Вт/(м²·К).

Приведенный анализ свидетельствует, что все выбранные факторы: массовая скорость воздушного потока на оребренной поверхности, относительная влажность воздуха, линейная скорость воды в трубках воздухоохладителя – обладают эффектом суммации по отношению к коэффициенту теплоотдачи воздушного потока.

Список литературы

1. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха: монография. – М.: Физматлит, 2003. – 272 с.
2. Аверкин А.Г. Тепловлажностная обработка воздуха в системах вентиляции и кондиционирования: монография. – Пенза.: ПГУАС, 2011. – 188 с.
3. Ахназарова С.Л., Кафаров В.В. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии.: учеб. пособие для хим.-технолог. спец. вузов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 328 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи: монография. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
5. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: учеб. пособие. – М.: Химия, 1987. – 575 с.

Averkin A.G. – candidate of technical sciences, professor

E-mail: algraw@mail.ru

Eremkin A.I. – doctor of technical sciences, professor

E-mail: eremkin@pguas.ru

Rodionov Yu.V. – doctor of technical sciences, professor

E-mail: dekauto@pguas.ru

Tarakanov O.V. – doctor of technical sciences, professor

E-mail: zigk@pguas.ru

Penza State University of Architecture and Construction

The organization address: 440028, Russia, Penza, G. Titova st., 28

Experimental research of convective heat transfer at cooling air flow of different relative humidity in the finned coil

Resume

The article deals with the results of experimental studies on the effect of relative humidity on the convective heat transfer in the cooling air flow. The laboratory unit is described to create the air flows with a certain content of water vapor in the air current. It is proved that in addition to the well-known factors, enhance finned heat transfer at the boundary surface – air flow mass velocity of the air outside the tube, the linear velocity of the cooling water circulating inside the heat exchange there tubes, is the content of water vapor in the air, in its relative humidity that has a significant influence on the heat transfer coefficient.

The mathematical method of experiment planning is applied, the plan of the second-order Box-3 is implemented.

The mathematical model (regression equation) describing the convective heat transfer in a finned coil surface is developed.

The experimental results have allowed us to estimate the quantitative contribution of the described process parameters and conclude on the effect of summation of these factors under the conditions of forced convective heat transfer.

Keywords: experiment, finned heat exchanger, the heat transfer coefficient, mass air flow rate, relative humidity, water velocity, the regression equation.

References

1. Kokorin O.Ya. Modern air conditioning systems: monograph. Fizmatlit, 2003. – 272 p.
2. Averkin A.G. Heat and air treatment in ventilation and air conditioning: monograph. – Penza.: PGUAS, 2011. – 188 p.
3. Ahnazarova S.L., Kafarov V.V. Methods of optimization experiments in chemical engineering. studies. Manual for him.-technologist. spets. vuzov. 2-nd ed., Revised. and enlarged. – M.: High School, 1985. – 328 p.
4. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. Fundamentals of Heat Transfer: monograph. – M.: Energy, 1977. – 344 p.
5. Pavlov K.F., Romankov P.G, Noskov A.A. Examples and problems at the rate of processes and devices of chemical technology. – Moscow: Khimiya, 1987. – 575 p.