

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-552-563>

УДК 536.25

Экспериментальное исследование и обобщение данных по интенсифицированной конвективной теплоотдаче однорядных пучков ребристых труб в потоке воздуха

А. Б. Сухоцкий¹⁾, Г. С. Маршалова¹⁾

¹⁾Белорусский государственный технологический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2018
Belarusian National Technical University, 2018

Реферат. В статье представлены методика и результаты экспериментального исследования интенсифицированной теплоотдачи для однорядного пучка, состоящего из биметаллических труб со спирально накатными ребрами со следующими параметрами: наружный диаметр ребра $d = 56$ мм, высота ребра $h = 15$ мм, шаг ребра $s = 2,5$ мм, средняя толщина ребра $\Delta = 0,5$ мм, диаметр ребра у основания $d_0 = 26$ мм, коэффициент оребрения $\phi = 21$. Поперечный шаг труб S_1 в однорядном пучке составляет 58, 61, 64 и 70 мм. Интенсификация теплоотдачи была организована в потоке нагретого воздуха над экспериментальным пучком с помощью двух типов вытяжных шахт – с регулируемой высотой и регулируемым проходным сечением. Цель работы – экспериментальное исследование и обобщение данных по теплоотдаче однорядных пучков, состоящих из биметаллических ребристых труб, при интенсифицированной (смешанной) конвекции воздуха, а также разработка инженерной методики расчета однорядных рециркуляционных воздухонагревателей. Результаты экспериментального исследования интенсифицированной конвективной теплоотдачи однорядного пучка, состоящего из биметаллических ребристых труб, в потоке нагретого воздуха представлены в виде зависимостей числа Нуссельта от чисел Грасгофа и Рейнольдса. При обобщении экспериментальных данных получено обобщенное критериальное уравнение для вычисления теплоотдачи однорядного пучка, состоящего из биметаллических ребристых труб, при различных поперечных шагах установки труб, площадях выходных отверстий и высоте вытяжной шахты. Разработана инженерная методика конструктивного расчета однорядного рециркуляционного воздухонагревателя.

Ключевые слова: воздушное отопление, рециркуляционный воздухонагреватель, свободная конвекция, смешанная конвекция, биметаллическая ребристая труба, однорядный пучок, интенсифицированная конвективная теплоотдача, конвективный коэффициент теплоотдачи, критериальное уравнение теплоотдачи

Для цитирования: Сухоцкий, А. Б. Экспериментальное исследование и обобщение данных по интенсифицированной конвективной теплоотдаче однорядных пучков ребристых труб в потоке воздуха / А. Б. Сухоцкий, Г. С. Маршалова // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2018. Т. 61, № 6. С. 552–563. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-552-563>

Адрес для переписки

Сухоцкий Альберт Борисович
Белорусский государственный
технологический университет
ул. Свердлова, 13а,
220006, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 327-87-30
alk2905@mail.ru

Address for correspondence

Sukhotskii Al'bert B.
Belarusian State
Technological University
13a Sverdlov str.,
220006, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 327-87-30
alk2905@mail.ru

Intensified Convection Heat Transfer of Single-Row Bunch of Finned Tubes in an Air Stream: Experimental Study and Generalization of the Obtained Data

A. B. Sukhotskii¹⁾, G. S. Marshalova¹⁾

¹⁾Belarusian State Technological University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The article presents method and results of experimental study of the intensified heat transfer for the single-row bunch consisting of bimetallic pipes with spiral knurled ribs with the following parameters: outer diameter of a rib $d = 56$ mm; rib height $h = 15$ mm, rib pitch $s = 2.5$ mm, average thickness of a rib $\Delta = 0.5$ mm; diameter of a rib at the bottom $d_0 = 26$ mm, coefficient of fins $\varphi = 21$. The pipes cross pitch S_1 in a single-row bunch makes 58, 61, 64 and 70 mm. The intensification of a heat transfer has been arranged in a stream of heated air over an experimental bunch by means of two types of exhaust shaft i.e. the one with adjustable height and the one with the adjustable section through passage. The aim of the work was to perform an experimental study and to summarize the data of a heat transfer of the single-row bunches consisting of bimetallic finned tubes under the intensified (mixed) air convection and also to develop an engineering method of calculation of single-row recirculation air heaters. The results of experimental study of the intensified convective heat transfer of the single-row bunch consisting of bimetallic finned tubes in a stream of heated air are presented in the form of dependences of number of Nusselt on Grashof number and Reynolds number. As a result of generalization of experimental data, the generalized criteria equation for calculation of heat transfer of the single-row bunch consisting of bimetallic finned tubes when cross pitches of installation of tubes, the areas of exhaust outlets and heights of the exhaust shaft are various, has been obtained. The engineering technique for design calculation of the single-row recirculation air heater has also been developed.

Keywords: air heating, recirculation air heater, free convection, mixed convection, bimetallic finned tube, single-row bunch, intensified convective heat transfer, convective coefficient of a heat transfer, criteria equation of a heat transfer

For citation: Sukhotskii A. B., Marshalova G. S. (2018) Intensified Convection Heat Transfer of Single-Row Bunch of Finned Tubes in an Air Stream: Experimental Study and Generalization of the Obtained Data. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 61 (6) 552–563. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-552-563> (in Russian)

Введение

В настоящее время перспективным энергосберегающим направлением является внедрение в зданиях и сооружениях систем воздушного отопления, которые позволяют обеспечить при помощи одного устройства и отопление, и вентиляцию, что в ряде случаев по сравнению с системами водяного отопления приводит к снижению строительных затрат, а также обеспечивает высокие санитарно-гигиенические условия воздушной среды помещения, меньшую металлоемкость и инерционность системы, более равномерное распределение температур в крупногабаритных помещениях [1].

Для нагрева вентиляционного воздуха в системах воздушного отопления применяют электрические и водяные калориферы [2], представляющие собой однорядные теплообменные пучки из оребренных биметаллических

труб. Для интенсификации теплообменных процессов в калориферах необходимо максимально использовать гравитационный потенциал нагретого воздуха путем установки над теплообменным пучком калорифера вытяжной шахты, как, например, в рециркуляционных воздухонагревателях, применяемых в местных системах воздушного отопления [3]. Рециркуляционные воздухонагреватели по тепловой мощности (5–25 кВт) занимают промежуточное место между отопительными приборами систем водяного отопления и отопительными агрегатами систем воздушного отопления со свободной конвекцией воздуха. Они состоят из встроенного в стену или приставного канала (вытяжной шахты) с расположенным у основания калорифером, выполненного преимущественно из ребристых труб с шахматной или коридорной компоновкой. Достоинствами рециркуляционных воздухонагревателей являются простота устройства в эксплуатации, надежность, количественное саморегулирование, возможность прокачки через калорифер высокотемпературной воды [3].

Подобные системы нагрева воздуха применяют в лесосушильных камерах с мягкими режимами сушки для твердолиственных ценных пород древесины [4, 5]. Также на современных атомных установках БН-600, БН-800 на быстрых нейтронах внедрены энергонезависимые системы аварийного расхолаживания реактора (САРХ) с натрий-воздушным теплообменником из оребренных труб с естественной циркуляцией воздуха за счет вытяжной трубы [6].

Известно немало экспериментальных исследований [7–20] теплоотдачи в условиях свободной конвекции воздуха в неограниченном пространстве. Однако в калориферах рециркуляционных воздухонагревателей организуется режим смешанной конвекции. Такой режим теплоотдачи возникает, когда свободное движение воздуха усиливается за счет дополнительных подъемных сил, создаваемых вытяжной шахтой. При этом вклад в теплоотдачу свободной и вынужденной конвекции сопоставим. Исследования теплоотдачи смешанной конвекцией при небольших числах Рейнольдса ($Re < 1000$) в оребренных пучках практически отсутствуют. Известна лишь работа [21], в которой выполнено исследование и получены экспериментальные зависимости теплоотдачи оребренных однорядных пучков в диапазоне числа Грасгофа $(11–550) \cdot 10^3$, числа Рейнольдса 480–2500.

Цель работы – экспериментальное исследование и обобщение данных теплоотдачи оребренных однорядных пучков при смешанной конвекции воздуха, а также разработка инженерной методики расчета однорядных рециркуляционных воздухонагревателей.

Методика расчета однорядных рециркуляционных воздухонагревателей

Изучался однорядный пучок, состоящий из шести горизонтально расположенных ребристых труб со спирально накатными алюминиевыми ребрами, с поперечными шагами $S_1 = 58, 61, 64$ и 70 мм, которым соответст-

вует относительный шаг $\sigma_1 = S_1 / d = 1,036; 1,089; 1,140$ и $1,250$. Трубы установлены между фанерными досками толщиной 4 мм, а их торцы для снижения тепловых потерь защищены фторопластовыми втулками. Геометрические размеры биметаллической оребренной трубы, мм: диаметр $d = 56$; диаметр трубы по основанию $d_0 = 26$; высота, шаг, средняя толщина ребра соответственно $h = 15$, $s = 2,5$, $\Delta = 0,5$; длина оребренной части трубы $l = 300$. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 21$. Конструкция трубы-калориметра и ее оснащение температурными датчиками подробно описаны в [22].

Для организации интенсифицированной конвективной теплоотдачи в потоке нагретого воздуха над экспериментальным пучком устанавливалось два типа вытяжных шахт – с регулируемой высотой и регулируемым проходным сечением.

Первым видом являлась шахта с прямоугольным основанием, переходящим через конфузур в цилиндрическую трубу диаметром 0,110 м, регулируемой высотой $H = 0,52; 1,16; 1,48$ и $2,10$ м. Для снижения тепловых потерь шахта снаружи покрыта слоем минерального волокна толщиной 0,02–0,03 м.

Шахта с регулируемым проходным сечением представляет собой параллелепипед из фанеры толщиной 0,004 м с прямоугольным основанием $0,383 \times 0,313$ м, высотой 0,52 м. Снаружи для снижения теплотерь шахта покрыта слоем пенополиуретана толщиной 0,028 м и слоем минерального волокна толщиной 0,005 м. В выходном сечении шахты устанавливались крышки с круглым отверстием различного диаметра ($d_{\text{отв}} = 0,105; 0,137; 0,160; 0,187$ и $0,205$ м), которые изготавливали из фанеры толщиной 0,010–0,015 м и для снижения теплотерь покрывали слоем минерального волокна толщиной 0,004 м.

Теплоотдача изучалась методом полного моделирования. Применялся обогрев оребренных труб вставными теплоэлектронагревателями. Средняя труба в пучке являлась калориметром. Схема экспериментальной установки, аппаратное оформление ее измерительными приборами, методика исследования и порядок проведения опытов изложены в [23]. Во время проведения опытов температура поверхности трубы-калориметра у основания ребер (среднеарифметическая температура по показаниям термопар) изменялась в интервале $t_{\text{ст}} = 30\text{--}165$ °С, температура окружающего воздуха в камере $t_0 = 17\text{--}24$ °С, подводимая к калориметру электрическая мощность $W = 10\text{--}250$ Вт.

По данным измерений вычисляли средний приведенный конвективный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной наружной поверхности, Вт/(м²·К):

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{(t_{\text{ст}} - t_0)F}, \quad (1)$$

где Q_k – конвективный тепловой поток, Вт; $F = l\pi d_0\phi$ – площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы, м².

Тепловой поток Q_k , Вт, отведенный от трубы к воздуху конвекцией:

$$Q_k = W - Q_l - Q_n, \quad (2)$$

где W – электрическая мощность, подводимая к калориметру, Вт; Q_l – тепловой поток, отведенный излучением от трубы к воздуху, Вт [24]; Q_n – тепловые потери через торцы труб и токоподводы, Вт [25].

Результаты эксперимента представляли в виде зависимости числа Нуссельта от чисел Грасгофа и Рейнольдса:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_k d_0}{\lambda}; \quad (3)$$

$$\text{Gr} = \frac{g \beta d_0^3 (t_{\text{ст}} - t_0)}{\nu^2}; \quad (4)$$

$$\text{Re} = \frac{w d_0}{\nu}, \quad (5)$$

где λ , ν – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), и кинематической вязкости, м²/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; β – коэффициент температурного расширения, К⁻¹; w – скорость воздуха в сжатом сечении пучка, м/с.

Определяющей температурой для нахождения чисел Нуссельта, Грасгофа и Рейнольдса, а также теплофизических свойств воздуха является температура окружающего воздуха t_0 , °С.

Скорость воздуха в пучке определяли косвенным образом из уравнения теплового баланса

$$Q = n(W - Q_n) = c \rho V (t_{\text{ш}} - t_0), \quad (6)$$

где $Q = Q_k + Q_l$ – теплота, подведенная к потоку воздуха, проходящего через пучок, Вт; $n = 6$ – число труб в пучке, шт.; c – средняя изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); ρ – плотность воздуха, кг/м³; V – объемный расход воздуха через пучок, м³/с; $t_{\text{ш}}$ – средняя температура воздуха в шахте, °С.

Средняя изобарная теплоемкость c и плотность ρ определялись по средней температуре воздуха в пучке $0,5(t_{\text{ш}} + t_0)$.

Тогда скорость воздуха в пучке

$$w = \frac{n(W - Q_n)}{f_{\text{сж}} c \rho (t_{\text{ш}} - t_0)}, \quad (7)$$

где $f_{\text{сж}}$ – площадь сжатого сечения пучка, м²

$$f_{\text{сж}} = \ln S_1 \left[1 - \left(\frac{1}{S_1} \right) d \right]. \quad (8)$$

Результаты экспериментального исследования интенсифицированной конвективной теплоотдачи в потоке нагретого воздуха представлены на рис. 1.

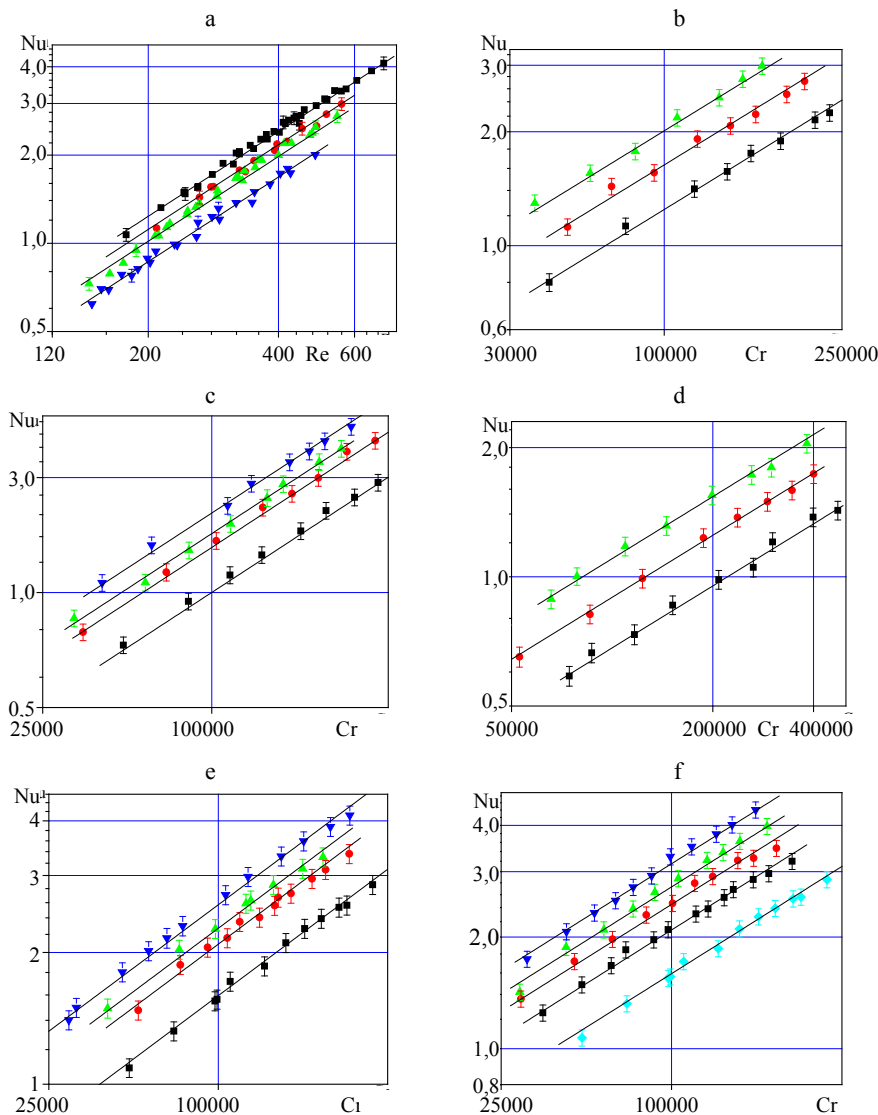


Рис. 1. Зависимость теплоотдачи однорядного горизонтального пучка от чисел Рейнольдса (а) и Грасгофа (при различных поперечных шагах установки труб (b–e) и площадях выходных отверстий вытяжной шахты (f)): а – ■ – $\sigma_1 = 1,036$; ● – 1,089; ▲ – 1,14; ▼ – 1,25; б – при $\sigma_1 = 1,089$: ■ – $H = 0,52$ м; ● – 1,16; ▲ – 2,12 м; в – при $\sigma_1 = 1,14$: ■ – $H = 0,52$ м; ● – 1,16; ▲ – 1,48; ▼ – 2,12 м; д – при $\sigma_1 = 1,25$: ■ – $H = 0,52$ м; ● – 1,16; ▲ – 2,12 м; е – при $\sigma_1 = 1,036$: ■ – $H = 0,52$ м; ● – 1,16; ▲ – 1,48; ▼ – 2,12 м; ф – при $\sigma_1 = 1,036$: ◆ – $d_{\text{ouv}} = 0,105$ м; ■ – 0,137; ● – 0,160; ▲ – 0,178; ▼ – 0,205 м

Fig. 1. Dependence of a heat transfer of a single-row horizontal bunch on Reynolds number (a) and on Grashof's number (when cross pitches of tubes installation are various (b–e) and when areas of exhaust outlets of the exhaust shaft are various (f)):
 а – ■ – $\sigma_1 = 1,036$; ● – 1,089; ▲ – 1,14; ▼ – 1,25;
 б – when $\sigma_1 = 1,089$: ■ – $H = 0,52$ m; ● – 1,16; ▲ – 2,12 m;
 в – when $\sigma_1 = 1,14$: ■ – $H = 0,52$ m; ● – 1,16; ▲ – 1,48; ▼ – 2,12 m;
 д – when $\sigma_1 = 1,25$: ■ – $H = 0,52$ m; ● – 1,16; ▲ – 2,12 m;
 е – when $\sigma_1 = 1,036$: ■ – $H = 0,52$ m; ● – 1,16; ▲ – 1,48; ▼ – 2,12 m;
 ф – when $\sigma_1 = 1,036$: ◆ – $d_{\text{ouv}} = 0,105$ m; ■ – 0,137; ● – 0,160; ▲ – 0,178; ▼ – 0,205 m

В процессе обработки экспериментальных данных установлено (рис. 1а), что зависимости $Nu = f(Re)$ идентичны при различных параметрах вытяжной шахты, а определяются только параметрами теплообменного пучка. В результате обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче однорядного горизонтального пучка при различных поперечных шагах установки труб получена формула

$$Nu = 0,00129 \cdot \left(\frac{d_0}{d_3} \right)^{0,9} Re^{0,96}. \quad (9)$$

Уравнение (9) действительно в интервале изменения $Re = 100-720$, $d_0/d_3 = 4,85-7,21$.

Как видно, расчетные зависимости по (9), представленные на рис. 1а в виде прямых, хорошо согласуются с экспериментальными данными. Опытные данные отклоняются от расчетных менее чем на $\pm 5\%$. Однако уравнение (9) неудобно использовать для инженерных расчетов, так как число Re выражается через трудноопределимый параметр – скорость воздуха в сжатом сечении пучка w .

Поэтому в результате обобщения экспериментальных данных $Nu = f(Gr)$ при различных поперечных шагах установки труб, площадях выходных отверстий и высоте вытяжной шахты получена формула

$$Nu = 0,000202 Gr^{0,48} A, \quad (10)$$

где A – коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрических параметров рециркуляционной воздушной системы,

$$A = \left(\frac{d_0}{d_3} \right)^{1,28} \left(\frac{H + d_0}{d_3} \right)^{0,35} \left(\frac{f_{отв}}{f_{сж}} \right)^{0,51};$$

H – высота вытяжной шахты, м; d_3 – эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка, м,

$$d_3 = \frac{2s}{2h + s} S_1 \chi; \quad (11)$$

$f_{отв}$ – площадь выходного отверстия вытяжной шахты, m^2 ,

$$f_{отв} = \pi \frac{d_{отв}^2}{4};$$

$f_{сж}$ – площадь сжатого сечения пучка, m^2 ; χ – коэффициент загромождения оребренными трубами поперечного сечения пучка для прохода воздуха [26],

$$\chi = 1 - \frac{1}{S_1} \left(d_0 + 2 \frac{h\Delta}{s} \right).$$

Уравнение (10) действительно в интервале изменения $Gr = 27000-475000$, $d_0/d_s = 4,85-7,21$, $(H + d_0)/d_s = 100-587$, $f_{отв}/f_{сж} = 0,13-0,75$.

Как видно, расчетные зависимости по (10), представленные на рис. 1б-f в виде прямых, хорошо согласуются с экспериментальными данными. Опытные данные отклоняются от расчетных менее чем на $\pm 5\%$.

Обобщенные данные по теплоотдаче в виде зависимости числа Грасгофа от Nu/A для однорядных оребренных пучков с относительными поперечными шагами $\sigma_1 = 1,036; 1,089; 1,140$ и $1,250$ для различных типов вытяжных шахт представлены на рис. 2.

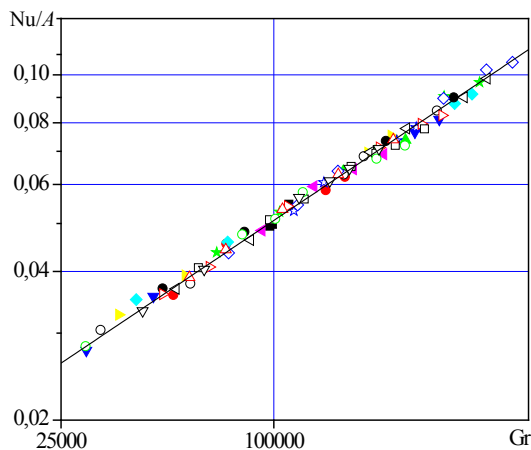


Рис. 2. Обобщенные данные по теплоотдаче однорядных оребренных пучков:
 при $\sigma_1 = 1,036$ и $d_{отв} = 0,105$ м: ■ – $H = 0,52$ м, ● – 1,16, ▲ – 1,48, ▼ – 2,12 м;
 при $\sigma_1 = 1,089$ и $d_{отв} = 0,105$ м: ◆ – $H = 0,52$ м, ◆ – 1,16, ◆ – 2,12 м;
 при $\sigma_1 = 1,14$ и $d_{отв} = 0,105$ м: ● – $H = 0,52$ м, ★ – 1,16, ○ – 1,48, ☆ – 2,12 м;
 при $\sigma_1 = 1,25$ и $d_{отв} = 0,105$ м: ◇ – $H = 0,52$ м, ◁ – 1,16, ▷ – 2,12 м;
 при $H = 0,52$ м и $\sigma_1 = 1,036$: □ – $d_{отв} = 0,137$ м, ○ – 0,16, △ – 0,178, ▽ – 0,205 м

Fig. 2. The generalized data on a heat transfer of single-row finned bunches:
 when $\sigma_1 = 1,036$ and $d_{отв} = 0,105$ m: ■ – $H = 0,52$ m, ● – 1,16, ▲ – 1,48, ▼ – 2,12 m;
 when $\sigma_1 = 1,089$ and $d_{отв} = 0,105$ m: ◆ – $H = 0,52$, ◆ – 1,16, ◆ – 2,12 m;
 when $\sigma_1 = 1,14$ and $d_{отв} = 0,105$ m: ● – $H = 0,52$ m, ★ – 1,16, ○ – 1,48, ☆ – 2,12 m;
 when $\sigma_1 = 1,25$ and $d_{отв} = 0,105$ m: ◇ – $H = 0,52$ m, ◁ – 1,16, ▷ – 2,12 m;
 when $H = 0,52$ m and $\sigma_1 = 1,036$: □ – $d_{отв} = 0,137$ m, ○ – 0,16, △ – 0,178, ▽ – 0,205 m

На основе полученной зависимости (10) можно предложить следующую методику конструктивного расчета водяного рециркуляционного воздухоподогревателя в виде однорядного пучка из исследованных оребренных труб.

Исходные данные к расчету: тепловой поток Q , кВт; температура воздуха окружающей среды t_0 , °C; температура теплоносителя на входе t_{11}

и выходе t_{12} из воздухонагревателя, °С; высота H , м, и проходное сечение $f_{\text{отв}}$, м², рециркуляционной шахты.

1. По (4) определяем число Грасгофа, где в качестве температуры стенки $t_{\text{ст}}$ принимаем среднюю температуры теплоносителя:

$$t_{\text{ст}} = 0,5(t_{11} + t_{12}).$$

2. Задаемся поперечным шагом $S_1 = (1,03-1,25)d$, м, и рассчитываем по (8) эквивалентный диаметр пучка d_0 , м.

3. По формуле (10) определяем число Nu , а затем коэффициент теплоотдачи от оребренной трубы к воздуху

$$\alpha_k = \frac{Nu\lambda}{d_0},$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К), определенный по температуре t_0 .

4. Находим теплообменную поверхность пучка

$$F_{\text{п}} = \frac{Q}{(t_{\text{ст}} - t_0) \cdot (\alpha_k + \alpha_{\text{л}})},$$

где $\alpha_{\text{л}}$ – лучистый коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), который рассчитывается по [24], в первом приближении можно принять $(0,15-0,20)\alpha_k$.

5. Назначаем длину оребренной трубы l , м, определяем количество труб n , шт., в пучке и ширину пучка B , м:

$$n = F_{\text{п}} / (l\pi d_0\phi);$$

$$B = nS_1.$$

6. Если получить эффективную компоновку пучка затруднительно, то изменяем значение поперечного шага пучка S_1 и повторяем расчет снова с п. 2.

ВЫВОДЫ

1. Выполнен комплекс экспериментальных исследований теплоотдачи оребренного однорядного пучка при смешанной конвекции воздуха.

2. Получено обобщенное критериальное уравнение теплоотдачи оребренного однорядного пучка с установленной над ним вытяжной шахтой при различных поперечных шагах установки труб, площадях выходных отверстий и высоте вытяжной шахты.

3. Разработана инженерная методика конструктивного расчета однорядного рециркуляционного воздухонагревателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха / В. М. Гусев [и др.]; под общ. ред. В. М. Гусева. Л.: Стройиздат, 1981. 343 с.

2. Максимов, Г. А. Отопление и вентиляция / Г. А. Максимов. М.: Стройиздат, 1949. Ч. 2. 258 с.
3. Богословский, В. Н. Отопление / В. Н. Богословский, А. Н. Сканами; под. ред. В. Н. Богословского. М.: Стройиздат, 1991. 735 с.
4. Соколов, П. В. Проектирование сушильных и нагревательных установок для древесины / П. В. Соколов. М.: Лесная промышленность, 1965. 322 с.
5. Кунтыш, В. Б. Теплоотдача естественной конвекцией одиночного ряда вертикальных оребренных труб калориферов лесосушильных камер / В. Б. Кунтыш, А. В. Позднякова, В. И. Мелехов // Известия вузов. Лесной журнал. 2002. № 2. С. 116–119.
6. Зорин, В. М. Атомные электростанции / В. М. Зорин. М.: Издательский дом МЭИ, 2012. 627 с.
7. Tuğba, İnan Experimental and Numerical Investigation of Natural Convection in a Double Skin Facade / İnan Tuğba, Tahsin Başaran, Mehmet Akif Ezan // Applied Thermal Engineering. 2016. No 106. P. 1225–1235.
8. Moftakhari, Ardeshir. Natural Element Method Study of Combined Natural Convective and Radiative Heat Transfer in Irregular-Shaped Mediums with Radiative Properties / Ardeshir Moftakhari, Ardalan Moftakhari Chaei Ghazvin // International Journal of Thermal Sciences. 2017. Vol. 122. P. 141–161.
9. Effect of Domain Boundary Set on Natural Convection Heat Transfer Characteristics for Vertical Annular Finned Tube Heat Exchanger / Han-Taw Chen [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. Vol. 109. P. 668–682.
10. Analysis of Nonlinear Heat Exchange Phenomena in Natural Convection Cooled Electronic Systems / Gilbert De Mey [et al.] // Microelectronics Reliability. 2016. Vol. 67. P. 15–20.
11. Yogesh, J. Natural Convection Flow Interaction Above a Heated Body / J. Yogesh // Letters in Heat and Mass Transfer. 1976. Vol. 3, No 5. P. 457–466.
12. Numerical and Experimental Study of Natural Convection Heat Transfer Characteristics for Vertical Annular Finned Tube Heat Exchanger / Han-Taw Chen [et al.] // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. Vol. 109. P. 378–392.
13. Yogesh, J. On the Introduction of Disturbances in a Natural Convection Flow / J. Yogesh // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1976. Vol. 19. P. 1057–1063.
14. Senapati, J. R. Numerical Investigation of Natural Convection Heat Transfer from Vertical Cylinder with Annular Fins / J. R. Senapati, S. K. Dash, S. Roy // International Journal of Thermal Sciences. 2017. Vol. 111. P. 146–159.
15. Hüseyin, A. Investigation of Passive Residual Heat Removal System for VVERs: Effects of Finned Type Heat Exchanger Tubes / A. Hüseyin, N. S. Cemal // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 108. P. 466–474.
16. Andrzejczyk, R. Thermodynamic and Geometrical Characteristics of Mixed Convection Heat Transfer in the Shell and Coil Tube Heat Exchanger with Baffles / R. Andrzejczyk, T. Muszynski // Applied Thermal Engineering. 2017. Vol. 121. P. 115–125.
17. Kuntysch, V. B. Experimental Investigation of Free-Convection Heat Exchange Between Multiple-Row Staggered Banks of Tubes with Spiral Fins / V. B. Kuntysch, A. V. Samorodov, A. N. Bessonnyi // Chemical and Petroleum Engineering. 2008. Vol. 44, No 3–4. P. 113–120.
18. Kuntysch, V. B. Engineering Method for Thermal Analysis of an Air Cooler in a Regime of Free-Convective Heat Exchange / V. B. Kuntysch, A. B. Sukhotskii, A. V. Samorodov // Chemical and Petroleum Engineering. 2014. Vol. 49. P. 773–779.
19. Джалурия, Й. Естественная конвекция: тепло- и массообмен / Й. Джалурия; пер. с англ. М.: Мир, 1983. 400 с.
20. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен: в 2 кн. / Б. Гебхарт [и др.]; пер. с англ. М.: Мир, 1991. Кн. 1. 678 с.
21. Кунтыш, В. Б. Экспериментальная установка и методика исследования теплоотдачи пучков из оребренных труб при смешанной конвекции воздуха / В. Б. Кунтыш, А. В. Самородов, А. И. Самылов // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: сб. науч. тр. Архангельск, 1998. Вып. 4. С. 139–149.

22. Разработка стенда и исследование свободной конвекции одиночной оребренной трубы при различных углах наклона / А. Б. Сухоцкий [и др.] // Труды БГТУ. Сер. I: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. Минск: БГТУ, 2017. № I. С. 169–175.
23. Сидорик, Г. С. Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективного теплообмена круглообразных труб и пучков / Г. С. Сидорик // Труды БГТУ. Сер. 1: Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. Минск: БГТУ, 2018. № I. С. 85–93.
24. Самородов, А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками / А. В. Самородов. Архангельск, 1999. 172 с.
25. Сухоцкий, А. Б. Интенсификация свободной конвекции в однорядном оребренном пучке в аппаратах воздушного охлаждения / А. Б. Сухоцкий, Г. С. Сидорик // Труды БГТУ. Сер. 2: Хим. технол., биотехн., геоэколог. Минск: БГТУ, 2017. № 1. С. 68–74.
26. Примеры расчетов нестандартизованных эффективных теплообменников / В. Б. Кунтыш [и др.]; под ред. В. Б. Кунтыша и А. Н. Бессонного. СПб.: Недра, 2000. 300 с.

Поступила 14.05.2018 Подписана в печать 18.07.2018 Опубликовано онлайн 28.11.2018

REFERENCES

1. Gusev V. M., Kovalev N. I., Popov V. P., Potroshkov V. A. (1981) *Heat Engineering, Heating, Ventilation and Air Conditioning*. Leningrad, Stroiizdat Publ., 343 (in Russian).
2. Maksimov G. A. (1949) *Heating and Ventilation. Part. 2*. Moscow, Stroiizdat Publ. 258 (in Russian).
3. Bogoslovskii V. N., Skanavi A. N. (1991) *Heating*. Moscow, Stroiizdat Publ. 735 (in Russian).
4. Sokolov P. V. (1965) *Design of Drying and Heating Installations for Wood*. Moscow, Lesnaya Promyshlennost' Publ. 322 (in Russian).
5. Kuntyshev V. B., Pozdnyakova A. V., Melekhov V. I. (2002) Heat Transfer by Natural Convection Single Series of Vertical Finned Tubes of Heaters of Wood Drying Cameras. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Lesnoi Zhurnal* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Forest Journal], (2), 116–121 (in Russian).
6. Zorin V. M. (2012) *Nuclear Power Plants*. Moscow, MPEI Publ. 627 (in Russian).
7. Tuğba İnan, Tahsin Başaran, Mehmet Akif Ezan (2016) Experimental and Numerical Investigation of Natural Convection in a Double Skin Façade. *Applied Thermal Engineering*, (106), 1225–1235. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.124>.
8. Ardeshir Moftakhari, Ardalan Moftakhari Chaei Ghazvin (2017) Natural Element Method Study of Combined Natural Convective and Radiative Heat Transfer in Irregular-Shaped Media with Radiative Properties. *International Journal of Thermal Sciences*, 122, 141–161. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.07.029>.
9. Han-Taw Chen, Yu-Jie Chiu, Hung-Chia Tseng, Jiang-Ren Chang (2017) Effect of Domain Boundary Set on Natural Convection Heat Transfer Characteristics for Vertical Annular Finned Tube Heat Exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 668–682. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.02.043>.
10. Gilbert De Mey, Torzewicz T., Kawka P., Czerwoniec A., Janicki M., Napieralski A. (2016) Analysis of Nonlinear Heat Exchange Phenomena in Natural Convection Cooled Electronic Systems. *Microelectronics Reliability*, 67, 15–20. <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2016.11.003>.
11. Yogesh J. (1976) Natural Convection Flow Interaction Above a Heated Body. *Letters in Heat and Mass Transfer*, 3 (5), 457–466. [https://doi.org/10.1016/0094-4548\(76\)90057-6](https://doi.org/10.1016/0094-4548(76)90057-6).
12. Han-Taw Chen, Yu-Jie Chiu, Chein-Shan Liu, Jiang-Ren Chang (2017) Numerical and Experimental Study of Natural Convection heat Transfer Characteristics for Vertical Annular Finned Tube Heat Exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 378–392. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.122>.

13. Yogesh J. (1976) On the Introduction of Disturbances in a Natural Convection Flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 19, 1057–1063. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(76\)90189-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(76)90189-7).
14. Senapati J. R., Dash S. K., Roy S. (2017) Numerical Investigation of Natural Convection Heat Transfer from Vertical Cylinder with Annular Fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 111, 146–159. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.08.019>.
15. Hüseyin A., Cemal N. S. (2016) Investigation of Passive Residual Heat Removal System for VVERs: Effects of Finned Type Heat Exchanger Tubes. *Applied Thermal Engineering*, 108, 466–474. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.128>.
16. Andrzejczyk R., Muszynski T. (2017) Thermodynamic and Geometrical Characteristics of Mixed Convection Heat Transfer in the Shell and Coil Tube Heat Exchanger with Baffles. *Applied Thermal Engineering*, 121, 115–125. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.053>.
17. Kuntyshev V. B., Samorodov A. V., Bessonnyi A. N. (2008) Experimental Investigation of Free-Convection Heat Exchange Between Multiple-Row Staggered Banks of Tubes with Spiral Fins. *Chemical and Petroleum Engineering*, 44 (3–4), 113–120. <https://doi.org/10.1007/s10556-008-9021-y>.
18. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Samorodov A. V. (2014) Engineering Method for Thermal Analysis of an Air Cooler in a Regime of Free-Convection Heat Exchange. *Chemical and Petroleum Engineering*, 49 (11–12), 773–779. <https://doi.org/10.1007/s10556-014-9834-9>.
19. Jaluria Y. (1980) *Natural Convection: Heat and Mass Transfer*. NY, Pergamon Press.
20. Gebhart B., Jaluria Y., Mahajan R. L., Sammakia B. (1988) *Buoyancy-Induced Flows and Transport*. New York, Hemisphere Publishing Corp., 678.
21. Kuntyshev V. B., Samorodov A. V., Samylov A. I. (1998) Experimental Unit and Methods of Research of Heat Transfer of Bundles of Finned Tubes in Mixed Air Convection. *Okhrana Okruzhayushchei Sredy i Ratsional'noe Ispol'zovanie Prirodnnykh Resursov: Sb. Nauch. Tr. [Environmental Protection and Rational Use of Natural Resources: Collected Research Works]*. Arkhangelsk, (4), 139–149 (in Russian).
22. Sukhotskii A. B., Farafontov V. N., Filatov S. O., Sidorik G. S. (2017) Development of the Stand and Investigation of Free Convection Finned Single Tubes at Different Inclination Angles. *Trudy BGTU. Ser. I. Lesnoe Khozyaistvo, Prirodopol'zovanie i Pererabotka Vozobnovlyaemykh Resursov = Proceedings of BSTU. Ser. I. Forestry, Environmental Management and Recycling Renewable Resources*. Minsk, Belarusian State Technological University, (I), 169–175 (in Russian).
23. Sidorik G. S. (2018) Experimental Stand for the Investigations of Thermal and Aerodynamic Processes of Mixed-Convection Heat Transfer of Round-Ribbed Tubes and Bundles. *Trudy BGTU. Ser. I. Lesnoe Khozyaistvo, Prirodopol'zovanie i Pererabotka Vozobnovlyaemykh Resursov = Proceedings of BSTU. Ser. I. Forestry, Environmental management and Recycling Renewable Resources*. Minsk, Belarusian State Technological University, (I), 85–93 (in Russian).
24. Samorodov A. V. (1999) *Improving the Methods of Thermal Calculation and Design of Air Coolers with Staggered Finned Bundles*. Arkhangelsk. 172 (in Russian).
25. Sukhotskii A. B., Sidorik G. S. (2017) Intensification of Free Convection in a Single-Row Finned Bundle in Air-Cooling Devices. *Trudy BGTU. Ser. 2. Khimicheskie Tekhnologii, Biotekhnologiya, Geoekologiya = Proceedings of BSTU. Ser. 2: Chemical Technologies. Biotechnology. Geoecology*. Minsk, Belarusian State Technological University, (1), 68–74 (in Russian).
26. Kuntyshev V. B., Bessonnyi A. N. (ed.) (2000) *Examples of Calculations of Non-Standardized Efficient Heat Exchangers*. St.-Petersburg, Nedra. 300 (in Russian).