

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-4-336-348>

УДК 536.25:620.98

Конвективная теплоотдача однорядных пучков из труб с накатными алюминиевыми ребрами различной высоты при малых числах Рейнольдса*

А. Б. Сухоцкий¹⁾, Е. С. Данильчик¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2021
Belarusian National Technical University, 2021

Реферат. Проведено экспериментальное исследование интенсивности теплового потока однорядного горизонтального воздухоохлаждаемого трубчатого пучка теплообменника со спиральными алюминиевыми накатными ребрами при малых числах Рейнольдса ($Re < 2000$). Геометрические размеры биметаллических оребренных труб пучка следующие: наружный диаметр оребрения $d = 56,0$ мм; диаметр трубы по основанию $d_0 = 26,8$ мм; высота ребра $h = 14,6$ мм; шаг ребра $s = 2,5$ мм; средняя толщина ребра $\Delta = 0,5$ мм; коэффициент оребрения трубы $\phi = 19,3$; теплоотдающая длина $l = 300$ мм. Наружный диаметр несущей стальной трубы $d_n = 25$ мм; толщина стенки $\delta = 2$ мм. Исследования проводились методом полного теплового моделирования на специально разработанном экспериментальном стенде с электрообогревом труб и установленной над пучком вытяжной шахтой. Расход воздушного потока через пучок регулировался путем изменения высоты и площади сечения вытяжной шахты. Проведены тарировочные эксперименты, подтверждающие достоверность полученных данных. Затем ребра стачивались шлифованием с образованием новых типов труб, которые компоновались в однорядный шеститрубный пучок с постоянным относительным поперечным шагом $\sigma_1 = S_1/d = 1,14 = \text{const}$, а тепловые исследования проводились повторно. В результате получено обобщенное критериальное уравнение теплоотдачи оребренного горизонтального однорядного пучка при малых числах Рейнольдса для различных высот оребрения труб $h = 0–14,6$ мм. По габаритным и металлоемкостным критериям определена эффективная высота оребрения трубы ($h = 8$ мм) для однорядного горизонтального пучка.

Ключевые слова: биметаллическая ребристая труба, однорядный трубчатый теплообменник, габаритные и металлоемкостные характеристики, вытяжная шахта, малые числа Рейнольдса, число Нуссельта, критериальное уравнение теплоотдачи

Для цитирования: Сухоцкий, А. Б. Конвективная теплоотдача однорядных пучков из труб с накатными алюминиевыми ребрами различной высоты при малых числах Рейнольдса / А. Б. Сухоцкий, Е. С. Данильчик // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2021. Т. 64, № 4. С. 336–348. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-4-336-348>

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

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

* Работа выполнена при финансовой поддержке Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований (грант T21PM-019).

Convective Heat Exchange of Single-Row Bundles from Tubes with Rolled Aluminum Fins of Various Height at a Low Values of the Reynolds Number

A. B. Sukhotski¹⁾, E. S. Danil'chik¹⁾

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

Abstract. The experimental study of the heat flow intensity of a single-row horizontal air-cooled tubular bundle of heat exchanger with spiral aluminum rolling fins at low Reynolds numbers ($Re < 2000$) is performed. The geometrical dimensions of the bimetallic finned tubes of the bundle, the following: the outer diameter of the fins $d = 56.0$ mm; the diameter of the tube at the base $d_0 = 26.8$ mm; fin height $h = 14.6$ mm; pitch of fins $s = 2.5$ mm; the average fin thickness $\Delta = 0.5$ mm; the coefficient of finned tubes $\varphi = 19.3$; heat transfer length $l = 300$ mm. The outer diameter of the load-bearing steel tube $d_n = 25$ mm; wall thickness $\delta = 2$ mm. The research was carried out by the method of full thermal modeling at a specially designed experimental stand with electric heating of tubes and an exhaust shaft installed above the bundle. The air flow rate through the bundle was regulated by changing the height and cross-sectional area of the exhaust shaft. Calibration experiments were carried out and confirmed the reliability of the data obtained. Then the fins were sanded so to form new types of tubes, which were arranged in a single-row six-tube bundle with a constant relative cross-step $\sigma_1 = S_1/d = 1.14 = \text{const}$, and the thermal studies were repeated. As a result, a generalized criterion equation for heat transfer of a finned horizontal single-row bundle at small Reynolds numbers for various heights of the tube finning $h = 0-14.6$ mm was obtained. The effective height of the tube finning ($h = 8$ mm) for a single-row horizontal bundle was determined by dimensional and metal-intensive criteria.

Keywords: bimetallic finned tube, single-row tube heat exchanger, dimensional and metal-intensive characteristics, exhaust shaft, low Reynolds numbers, Nusselts number, the criteria equation of a heat transfer

For citation: Sukhotski A. B., Danil'chik E. S. (2021) Convective Heat Exchange of Single-Row Bundles from Tubes with Rolled Aluminum Fins of Various Height at a Low Values of the Reynolds Number. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 64 (4), 336–348. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-4-336-348> (in Russian)

Введение

Трубы с поперечными круглыми ребрами широко применяются в технике: из них изготавливают теплообменные секции аппаратов воздушного охлаждения, калориферы, испарители холодильных камер и т. п.

Процессы теплообмена смешанной конвекцией однорядных пучков из оребренных труб с неинтенсивными газообразными потоками (малыми числами Рейнольдса $Re < 2000$) присутствуют в рециркуляционных воздухонагревателях систем воздушного отопления [1, 2], в лесосушильных камерах с мягкими режимами сушки для твердолиственных ценных пород древесины [3, 4], на современных атомных установках БН-600, БН-800 на быстрых нейтронах в энергонезависимых системах аварийного расхолаживания реактора с натрий-воздушным теплообменником и естественной циркуляцией воздуха за счет вытяжной трубы [5]. При этом на предприятиях доступное пространство часто ограничено, что требует применения компактных ребристых теплообменников.

Увеличение высоты ребер труб теплообменника приводит к повышению коэффициента оребрения, но при этом снижается средний коэффициент теплоотдачи за счет уменьшения скорости потока воздуха в межреберном пространстве и снижения энергетической эффективности ребер. Таким образом, оптимальная высота оребрения труб теплообменника зависит от интенсивности конвективного теплообмена, межреберного шага, толщины и материала ребра.

Результаты экспериментального исследования влияния параметров алюминиевого оребрения биметаллических труб на эффективность пучков по критерию Кирпичева или коэффициенту Антуфьева при числе $Re > 2000$ представлены в работах [6–8]. На основе изучения теплоаэродинамических характеристик шахматных пучков при $Re = 3000–25000$ в [9] определена эффективная высота (≈ 16 мм) накатных алюминиевых ребер биметаллической трубы с диаметром основания 26 мм, толщиной ребра 0,65–0,85 мм, шагом оребрения 2,58 мм.

Исследования теплоотдачи конвекцией при малых числах Рейнольдса в оребренных пучках практически отсутствуют. Аналитические расчетные зависимости использования вытяжного устройства для систем воздушно-водяного охладителя агрегата 11ГД-100 с АВО типа АВГ, оборудованного вытяжным устройством, представлены в [10]. Исследования проводились на трубах с коэффициентом оребрения $\phi = 9$, длина труб 4 и 8 м. Результаты испытания двухконтурной системы воздушно-водяного охлаждения с интенсифицирующим устройством в режиме естественной конвекции описаны в [11]. Авторами получена критериальная зависимость $Nu = f(Re)$. В [12] представлены результаты исследования теплоотдачи шахматного пакета оребренных труб с $\phi = 9,12$ при $Re = 5–121$.

Экспериментальные зависимости теплоотдачи однорядных пучков из оребренных труб с $\phi = 9$ в диапазоне $Re = 480–2500$ получены в [13]. В работе [14] представлены результаты экспериментального исследования теплоотдачи однорядного пучка, состоящего из биметаллических труб со спиральными накатными ребрами с $\phi = 21$ для различных поперечных шагов труб 58–70 мм в интервале изменения $Re = 100–720$. Исследование однорядных пучков из аналогичных труб в широком диапазоне температуры (16–83 °С) набегающего потока воздуха в интервале $Re = 130–580$ приведено в [15].

Цель настоящей статьи – представить экспериментальное исследование влияния высоты оребрения биметаллической трубы с накатными алюминиевыми ребрами при малых числах Рейнольдса ($Re < 2000$) на тепловую мощность однорядного пучка, габаритные и металлоемкостные характеристики.

Основная часть

В качестве объекта исследования выбран однорядный горизонтальный пучок из шести труб с поперечным шагом $S_1 = 64$ мм. Геометрические раз-

меры биметаллических оребренных труб со спиральными накатными ребрами: наружный диаметр оребрения $d = 56,0$ мм; диаметр трубы по основанию $d_0 = 26,8$ мм; высота ребра $h = 14,6$ мм; шаг ребра $s = 2,5$ мм; средняя толщина ребра $\Delta = 0,5$ мм; коэффициент оребрения трубы $\varphi = 19,3$ (тип I, $h/s = 5,84$). Материал ребристой оболочки – алюминиевый сплав АД1М; материал несущей трубы – углеродистая сталь; длина трубы $l_{\text{п}} = 330$ мм (теплоотдающая длина $l = 300$ мм). Диаметр несущей трубы $d_{\text{н}} = 25$ мм; толщина стенки $\delta = 2$ мм.

Для изменения высоты оребрения трубы ее ребра стачивались путем шлифования с образованием новых типов труб (рис. 1), а компоновка однорядных пучков производилась с постоянным относительным поперечным шагом $\sigma_1 = S_1/d = 1,14 = \text{const}$:

тип II – $h = 12,0$ мм; $d = 50,8$ мм; $\varphi = 15,1$; $S_1 = 57,9$ мм ($h/s = 4,80$);

тип III – $h = 8,0$ мм; $d = 42,8$ мм; $\varphi = 9,4$; $S_1 = 48,8$ мм ($h/s = 3,20$);

тип IV – $h = 4,1$ мм; $d = 35,0$ мм; $\varphi = 4,8$; $S_1 = 39,9$ мм ($h/s = 1,64$);

тип V – $h = 2,0$ мм; $d = 30,8$ мм; $\varphi = 2,8$; $S_1 = 35,1$ мм ($h/s = 0,80$);

тип VI – $h = 0-0,2$ мм; $d = 26,8$ мм; $\varphi \approx 1$ (условно гладкая труба); $S_1 = 30,6$ мм ($h/s \approx 0$).

После шлифовки всех ребер получили трубу с элементами дискретной шероховатости вследствие повреждения поверхности основания ребер и межреберных каналов абразивом шлифовальной бумаги (рис. 1, тип VI), что проблематично исправить из-за небольшой толщины алюминиевого основания (0,9 мм). Предварительно поставленные опыты подтвердили, что ее теплообменные свойства соответствуют свойствам обычной гладкой трубы при правильном учете лучистой составляющей [16, 17].

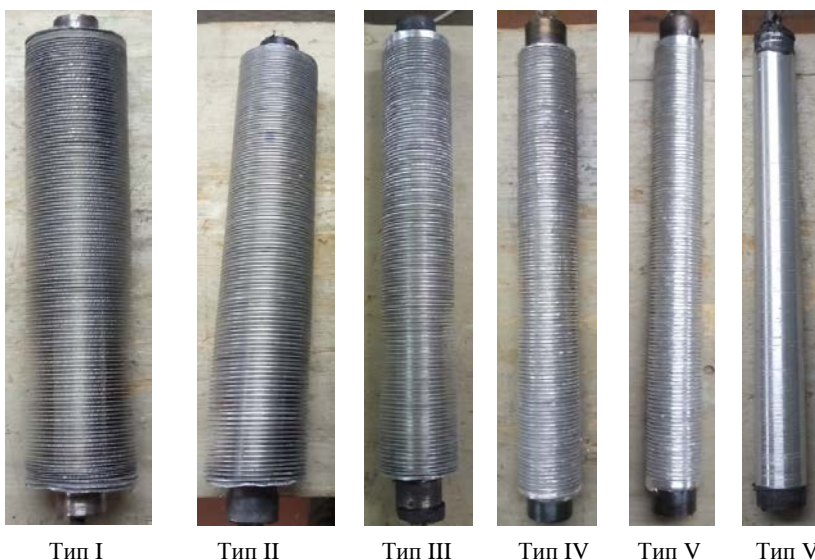


Рис. 1. Образцы экспериментальных труб

Fig. 1. Samples of experimental tubes

Исследования проводили методом полного теплового моделирования на специально разработанном экспериментальном стенде [18, 19]. Движение воздушного потока было организовано установленной над пучками вытяжной шахтой. Расход воздушного потока регулировался путем изменения площади выходного отверстия вытяжной шахты и ее высоты. Для этого использовали два типа теплоизолированных вытяжных шахт.

Тип I – шахта с регулируемым проходным сечением, представляющая собой параллелепипед высотой 0,52 м из фанеры толщиной 0,004 м с прямоугольным основанием, равным габаритным параметрам пучка (рис. 2а). Для исследования влияния площади выходного отверстия на теплоотдачу на выходе вытяжной шахты устанавливались крышки с круглыми отверстиями различной площади $f_{\text{отв}} = 0,0087; 0,0201; 0,0330 \text{ м}^2$ (основные); и $f_{\text{отв}} = 0,0064; 0,0147; 0,0249 \text{ м}^2$ (дополнительные).

Тип II – шахта с цилиндрической трубой (диаметр 0,105 м, высота $H = 0,52; 1,16; 1,48; 2,10 \text{ м}$), соединенной с помощью конфузора с прямоугольным основанием, равным габаритным параметрам пучка (рис. 2б).



Рис. 2. Экспериментальная установка с различными типами шахт:
а – с регулируемым проходным сечением; б – с регулируемой высотой

Fig. 2. Experimental setup with different types of shafts:
a – with an adjustable cross-section; b – with an adjustable height

Тарировочные опыты

В [17] приведены результаты тарировочных опытов по определению тепловых потерь с торцов гладкой трубы (тип VI) и на токопроводах (изолировались торцы труб с помощью фторопластовых втулок), показана хорошая схожесть полученных результатов по теплоотдаче в режиме свободной конвекции (без вытяжной шахты) с данными М. А. Михеева, V. Morgan и других ученых. Определены значения эффективной степени черноты для трубы с круглыми ребрами с различной высотой оребрения (типы I–VI).

При исследовании теплоотдачи однорядных пучков с различной высотой оребрения труб проведен сравнительный анализ соответствия

скоростей через соответствие массовых расходов, определяемых с помощью уравнения теплового баланса (7) и термоанемометром Testo 425 с точностью $\pm(0,06 + 0,05w)$ м/с.

Массовый расход воздуха на выходе из вытяжной шахты $G_{\text{вых}}$, кг/с, определяется по формуле

$$G_{\text{вых}} = f_{\text{отв}} w_{\text{вых}} \rho_{\text{ш}}, \quad (1)$$

где $w_{\text{вых}}$ – скорость воздуха на выходе из вытяжной шахты, м/с; $\rho_{\text{ш}}$ – плотность воздуха в вытяжной шахте, кг/м³.

Массовый расход проходящего через пучок воздуха $G_{\text{бал}}$, кг/с, рассчитывался из теплового баланса

$$G_{\text{бал}} = V\rho, \quad (2)$$

где V – объемный расход воздуха через пучок, м³/с; ρ – средняя плотность воздуха, кг/м³.

Зависимости для сопоставления массовых расходов воздуха (G , кг/с) на выходе из вытяжной шахты и проходящего через пучок от электрической мощности, подаваемой на трубу-калориметр (W , Вт), при исследовании теплоотдачи на примерах однорядного оребренного пучка с высотой оребрения $h = 14,6$ мм и гладкого пучка при установке вытяжной шахты с $H = 0,52$ м, $f_{\text{отв}} = 0,0087; 0,0201; 0,0330$ м² представлены на рис. 3.

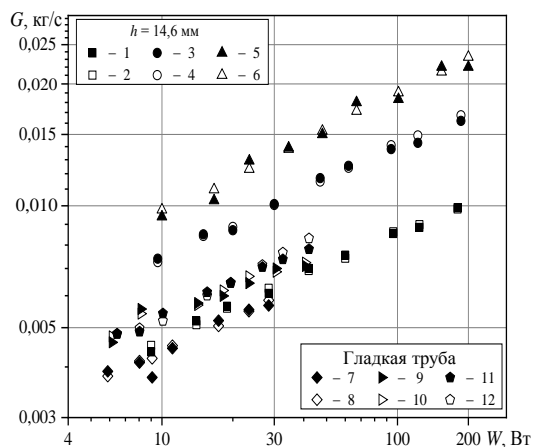


Рис. 3. Массовый расход воздуха: 1, 3, 5 и 7, 9, 11 – на выходе из шахты, определенный с помощью термоанемометра Testo 425; 2, 4, 6 и 8, 10, 12 – проходящего через пучок, рассчитанный из уравнения теплового баланса

Fig. 3. The mass flow rate of air: 1, 3, 5 and 7, 9, 11 – at the exit from the shaft, determined with the use of a Testo 425 thermal anemometer; 2, 4, 6 and 8, 10, 12 – passing through the bundle, calculated from the heat balance equation

Полученные данные по массовому расходу воздуха (рис. 3) хорошо согласуются между собой и с работой [18], что подтверждает правильность и надежность методики экспериментального исследования и обработки результатов.

В наших исследованиях, в отличие от экспериментов со стендом [18], не использовался диффузор, который ранее устанавливался под пучком. Это связано с тем, что, согласно экспериментальной работе, посвященной влиянию параметров и компоновки диффузора-конфузора аппарата воздушного охлаждения на свободно-конвективный теплообмен шахматного пучка [20], конструктивные элементы системы подачи воздуха (диффузор) практически не влияют на характер его движения.

Обработка экспериментальных данных и полученные результаты

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

$$\alpha_k = \frac{Q_k}{(t_{ст} - t_0)F}, \quad (3)$$

где Q_k – конвективный тепловой поток, Вт; $t_{ст}$ – средняя температура поверхности стенки у основания ребер труб пучка, °С; t_0 – температура окружающего воздуха, °С; $F = \pi d_0 \varphi$ – площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы, м².

Тепловой поток, отведенный от трубы к воздуху конвекцией, рассчитывали из уравнения

$$Q_k = W - Q_l - Q_n, \quad (4)$$

где Q_l – тепловой поток, отведенный излучением от трубы к воздуху и шахте, Вт [15–17]; Q_n – тепловые потери через торцы труб и токоподводы, Вт.

При исследовании однорядного пучка с различной высотой оребрения торцевые участки труб защищали теплоизолирующим коробом с минеральной ватой [19]. В ходе предварительных опытов установлено, что тепловые потери через торцы труб и токопроводы составляют 4 % от электрической мощности, подаваемой на трубу-калориметр ($Q_n = 0,04W$, Вт).

Представим результаты эксперимента в виде зависимости числа Нуссельта от числа Рейнольдса:

$$Nu = \frac{\alpha_k d_0}{\lambda}; \quad (5)$$

$$Re = \frac{w d_0}{\nu}, \quad (6)$$

где λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К); w – скорость воздуха в сжатом сечении пучка, м/с; ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

Для определения теплофизических свойств принимали температуру окружающего воздуха $t_0 = 16-27\text{ }^\circ\text{C}$. В ходе экспериментальных исследований средняя температура поверхности стенки у основания ребер труб пучка составляла $t_{ст} = 30-250\text{ }^\circ\text{C}$, а электрическая мощность, подводимая к каждой трубе пучка, изменялась в пределах $W = 6-230\text{ Вт}$.

Скорость воздуха в пучке определяли косвенным образом из уравнения теплового баланса

$$nQ_k + Q_l^m = c_p \rho V (t_{ш} - t_0), \tag{7}$$

где $n = 6$ – число труб в пучке, шт.; Q_l^m – тепловой поток, отведенный излучением от пучка к шахте [15], Вт; c_p – средняя изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); $t_{ш}$ – средняя температура воздуха в шахте, $^\circ\text{C}$.

Среднюю изобарную теплоемкость и плотность определяли по средней температуре воздуха в пучке $0,5(t_{ш} + t_0)$, $^\circ\text{C}$.

Тогда скорость воздуха в пучке, м/с:

$$w = \frac{nQ_k + Q_l^m}{f_{сж} c_p \rho (t_{ш} - t_0)}, \tag{8}$$

где $f_{сж}$ – площадь сжатого сечения пучка, м^2 , рассчитываемая по формуле

$$f_{сж} = \ln S_1 \left[1 - (d_0 + 2h \cdot \Delta/s) / S_1 \right]. \tag{9}$$

Результаты экспериментального исследования конвективной теплоотдачи однорядного пучка при малых числах Рейнольдса представлены на рис. 4.

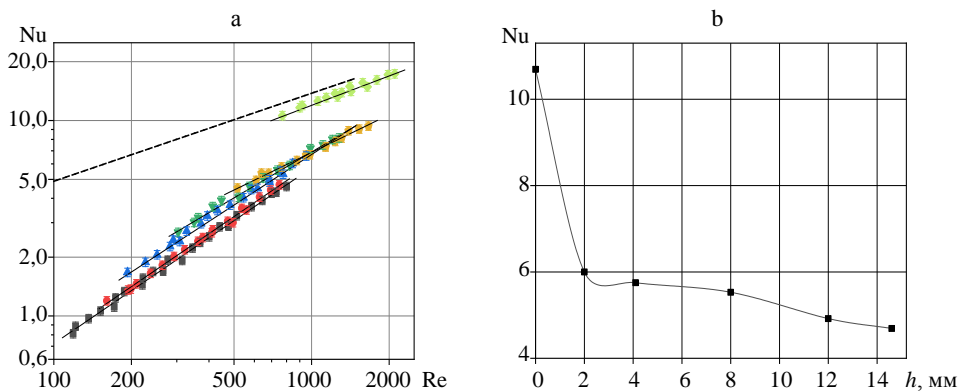


Рис. 4. Зависимость теплоотдачи однорядного горизонтального пучка труб различных типов от: а – числа Рейнольдса (■ – тип I; ● – тип II; ▲ – тип III; ▼ – тип IV; ◆ – тип V; ◆ – тип VI; - - - – данные А. А. Жукаускаса и др. [21]); б – высоты оребрения при $Re = 800$

Fig. 4. Dependence of the heat transfer of a single-row horizontal tube bundle of various types on: а – the Reynolds number (■ – type I; ● – type II; ▲ – type III; ▼ – type IV; ◆ – type V; ◆ – type VI; - - - – data by A. Žukauskas et al. [21]); б – the height of tube finning at $Re = 800$

Представленные зависимости (рис. 4) по теплоотдаче для однорядного пучка из гладких труб (тип VI) хорошо согласуются с данными для первых рядов шахматных пучков, полученными в [21], что подтверждает достоверность результатов исследования.

Экспериментальные данные по теплоотдаче однорядного оребренного пучка с различной высотой оребрения (рис. 4) с отклонением ±5 % аппроксимированы уравнением вида

$$Nu = B Re^m, \tag{10}$$

где B, m – постоянные, значения которых представлены в табл. 1.

Таблица 1

Значения постоянных B и m в уравнении (10) и диапазоны применимости по числу Рейнольдса для теплоотдачи однорядного оребренного пучка
The values of constants B and m in equation (10) and the ranges of applicability according to the Reynolds number for the heat transfer of a single-row finned bunch

Параметр	Тип трубы					
	I	II	III	IV	V	VI (гладкая труба)
Re	118–800	160–750	195–765	300–1315	490–1650	760–2115
B	0,0114	0,0120	0,0176	0,0315	0,0826	0,378
m	0,9	0,9	0,86	0,78	0,64	0,5

В результате обобщения экспериментальных данных по теплоотдаче однорядного оребренного пучка с различной относительной высотой оребрения (h/s) при постоянном относительном поперечном шаге $\sigma_1 = S_1/d = 1,14 = \text{const}$ (типы I–VI) с учетом (10) и табл. 1 получено (с отклонением ±5–10 %) критериальное уравнение вида

$$Nu = [0,0076 + 0,031 \cdot \exp(-0,374h/s) + 0,339 \cdot \exp(-2,347h/s)] Re^{0,918-0,424-0,539^{h/s}}. \tag{11}$$

Уравнение (10) для однорядного пучка действительно в интервале изменения Re (табл. 1) и $h/s \approx 0-5,84$.

Для оценки габаритных и металлоемкостных характеристик пучков в качестве критериев выбраны объемная q_V [22], Вт/(м³·°С), и массовая q_M , Вт/(кг·°С), плотности теплового потока:

$$q_V = \frac{Q_k}{V_r(t_{ct} - t_0)} = \frac{\alpha_k(t_{ct} - t_0)F}{V_r(t_{ct} - t_0)} = \frac{\alpha_k F}{V_r}, \tag{12}$$

$$q_M = \frac{Q_k}{M(t_{ct} - t_0)} = \frac{\alpha_k(t_{ct} - t_0)F}{M(t_{ct} - t_0)} = \frac{\alpha_k F}{M}, \tag{13}$$

где $V_r = l \times S_1 \times d$ – объем, занимаемый одной трубой, м³; M – масса алюминиевого оребрения одной трубы, кг, определяемая по выражению

$$M = \rho_{Al} (V_k + V_n) = \rho_{Al} \frac{\pi}{4} [(d^2 - d_0^2) \Delta m + (d_0^2 - d_n^2) l], \quad (14)$$

где $\rho_{Al} = 2700 \text{ кг/м}^3$ – плотность алюминия; V_k – объем колец ребер трубы, м^3 ; V_n – то же алюминиевой подложки трубы, м^3 ; $m = l/s$ – количество алюминиевых ребер трубы, шт.

Зависимости объемной q_V и массовой q_M плотности теплового потока однорядного горизонтального пучка труб различных типов от числа Рейнольдса и высоты оребрения труб при $Re = 800$ представлены на рис. 5, 6.

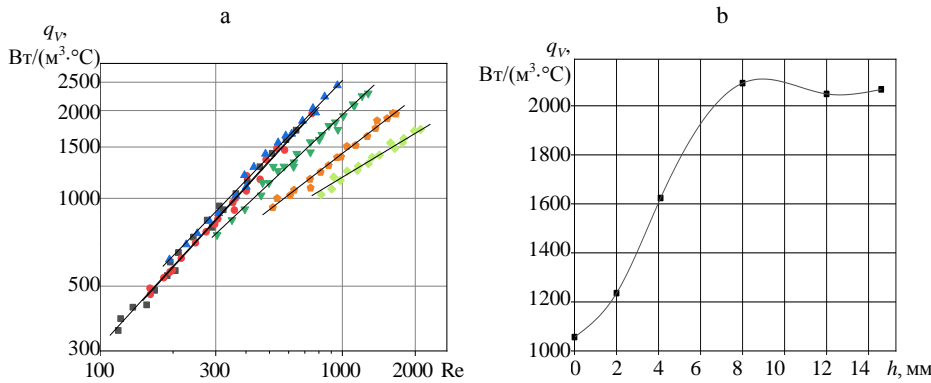


Рис. 5. Зависимость объемной плотности теплового потока однорядного горизонтального пучка труб различных типов от: а – числа Рейнольдса (■ – тип I; ● – тип II; ▲ – тип III; ▼ – тип IV; ◆ – тип V; ◆ – тип VI); б – высоты оребрения труб при $Re = 800$

Fig. 5. Dependence of the volumetric heat flux density of a single-row horizontal tube bundle of various types on: a – the Reynolds number (■ – type I; ● – type II; ▲ – type III; ▼ – type IV; ◆ – type V; ◆ – type VI); б – the height of tube finning at $Re = 800$

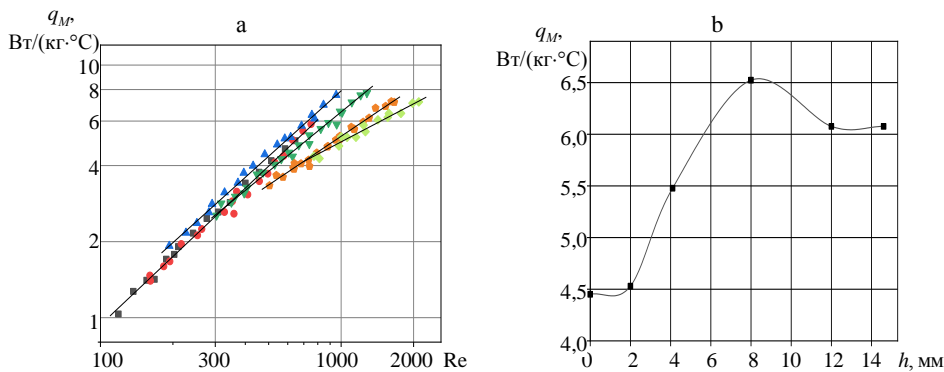


Рис. 6. Зависимость массовой плотности теплового потока однорядного горизонтального пучка труб различных типов от: а – числа Рейнольдса (■ – тип I; ● – тип II; ▲ – тип III; ▼ – тип IV; ◆ – тип V; ◆ – тип VI); б – высоты оребрения труб при $Re = 800$

Fig. 6. Dependence of the mass heat flux density of a single-row horizontal tube bundle of various types on: a – the Reynolds number (■ – type I; ● – type II; ▲ – type III; ▼ – type IV; ◆ – type V; ◆ – type VI); б – the height of tube finning at $Re = 800$

Объемная и массовая плотности теплового потока пучка стремительно увеличиваются с ростом высоты оребрения и достигают предельных зна-

чений ($q_V = 2100 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})$, $q_M = 6,5 \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$) для $Re = 800$) при высоте ребра около 8 мм – однорядный пучок типа III (рис. 5, 6). Затем наступает постепенное снижение показателей.

Таким образом, при малых числах Рейнольдса ($Re < 2000$) можно рекомендовать применение эффективных оребренных пучков с высотой ребра $h = 8 \text{ мм}$.

ВЫВОДЫ

1. Выполнен комплекс экспериментальных исследований конвективной теплоотдачи горизонтальных однорядных пучков из труб с различной высотой оребрения с малоинтенсивным потоком воздуха ($Re < 2000$). Проведены тарировочные эксперименты, подтверждающие достоверность полученных данных.

2. Получено обобщенное критериальное уравнение теплоотдачи оребренного однорядного пучка при малых числах Рейнольдса для различной высоты оребрения трубы.

3. По габаритным и металлоемкостным критериям определена эффективная высота оребрения трубы ($h \approx 8 \text{ мм}$) однорядного горизонтального пучка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Максимов, Г. А. Отопление и вентиляция / Г. А. Максимов. М.: Стройиздат, 1949. Ч. 2. 258 с.
2. Богословский, В. Н. Отопление / В. Н. Богословский, А. Н. Сканиви; под ред. В. Н. Богословского. М.: Стройиздат, 1991. 735 с.
3. Соколов, П. В. Проектирование сушильных и нагревательных установок для древесины / П. В. Соколов. М.: Лесная промышленность, 1965. 322 с.
4. Кунтыш, В. Б. Теплоотдача естественной конвекцией одиночного ряда вертикальных оребренных труб калориферов лесосушильных камер / В. Б. Кунтыш, А. В. Позднякова, В. И. Мелехов // Изв. вузов. Лесной журнал. 2002. № 2. С. 116–119.
5. Зорин, В. М. Атомные электростанции / В. М. Зорин. М.: ИД МЭИ, 2012. 627 с.
6. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
7. Brigs, E. D. Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes / E. D. Brigs, E. H. Young // Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. 1963. Vol. 89, No 41. P. 1–10.
8. Кунтыш, В. Б. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление пучков с ленточным оребрением для аппаратов воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2000. № 7. С. 11–15.
9. Кунтыш, В. Б. Исследование теплоотдачи и сопротивления шахматных пучков воздухоохлаждаемых теплообменников из труб с накатными ребрами различной высоты / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. Э. Пиир // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2010. № 12. С. 3–7.
10. Васильев, Ю. Н. Системы охлаждения компрессорных и нефтеперекачивающих станций / Ю. Н. Васильев, Г. А. Марголин. М.: Недра, 1977. 222 с.
11. Эксплуатация систем воздушно-водяного охлаждения в режиме естественной конвекции / Ю. Н. Васильев [и др.] // Газовая промышленность. 1972. № 6. С. 23–25.
12. Теплообмен и сопротивление оребренных труб при низких числах Рейнольдса / Ю. А. Кошмаров [и др.] // Тематический сб. науч. тр. института / Московский авиационный институт им. С. Орджоникидзе. М., 1978. № 463. С. 33–37.
13. Кунтыш, В. Б. Экспериментальная установка и методика исследования теплоотдачи пучков из оребренных труб при смешанной конвекции воздуха / В. Б. Кунтыш, А. В. Само-

- родов, А. И. Самыслов // Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов: сб. науч. тр. Архангельск, 1998. Вып. 4. С. 139–149.
14. 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>.
 15. Сухоцкий, А. Б. Особенности расчета лучистой составляющей теплового потока горизонтального пучка из оребренных труб с вытяжной шахтой / А. Б. Сухоцкий, Г. С. Маршалова, Е. С. Данильчик // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2020. Т. 63. № 4. С. 380–388. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-4-380-388>.
 16. Самородов, А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками / А. В. Самородов. Архангельск, 1999. 176 с.
 17. Данильчик, Е. С. Экспериментальные исследования теплоотдачи одиночной биметаллической ребристой трубы с различной высотой оребрения к воздуху в режиме свободной конвекции // Тепло- и массоперенос – 2019: сб. науч. тр. Минск: Ин-т тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2020. С. 42–52.
 18. Сидорик, Г. С. Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективного теплообмена круглоребристых труб и пучков / Г. С. Сидорик // Труды БГТУ. Сер. 1. Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. 2018. № 1. С. 85–93.
 19. Сухоцкий, А. Б. Исследование свободноконвективного теплообмена оребренной трубы и однорядного пучка при различных углах наклона труб к горизонтальной плоскости / А. Б. Сухоцкий, Е. С. Данильчик // Труды БГТУ. Сер. 1. Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. 2019. № 2. С. 272–279.
 20. Кунтыш, В. Б. Влияние параметров и компоновки диффузора-конфузора АВО на свободно-конвективный теплообмен шахматного пучка / В. Б. Кунтыш, А. В. Самородов, А. Н. Бессонный // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2001. № 4. С. 20–22.
 21. Жукаускас, А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб / А. Жукаускас, Р. Улинскас; под ред. А. А. Жукаускаса. Вильнюс: Мокслас, 1986. 202 с.
 22. Unger, S. Numerical Analysis of Heat Exchanger Designs for Passive Spent Fuel Pool Cooling to Ambient Air / S. Unger, E. Krepper, U. Hampel // Nuclear Engineering and Design. 2018. Vol. 333. P. 224–234. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2018.04.011>.

Поступила 16.10.2020 Подписана в печать 05.01.2021 Опубликована онлайн 30.07.2021

REFERENCES

1. Maksimov G. A. (1949) *Heating and Ventilation. Part 2*. Moscow, Stroyizdat Publ. 258 (in Russian).
2. Bogoslovskii V. N., Skanavi A. N. (1991) *Heating*. Moscow, Stroyizdat Publ. 735 (in Russian).
3. Sokolov P. V. (1965) *Design of Drying and Heating Facilities for Wood*. Moscow: Lesnaya Promyshlennost' Publ. 322 (in Russian).
4. Kuntyshev V. B., Pozdnyakova A. V., Melekhov V. I. (2002) Heat Transfer by Natural Convection of a Single Row of Vertical Finned Pipes of Heaters of Timber Drying Chambers. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Lesnoi Zhurnal = Lesnoi Zhurnal (Russian Forestry Journal)*, (2), 116–119 (in Russian).
5. Zorin V. M. (2012) *Nuclear Power Plants*. Moscow, Publishing House MPEI. 627 (in Russian).
6. Bessonnyi A. N., Dreitser G. A., Kuntyshev V. B., Evenko V. I., Vasil'ev Yu. N., Piir A. E., Krekturnov O. P., Slukhin V. I. (1996) *Fundamentals of Calculation and Design of Air Cooling Heat Exchangers*. St. Petersburg, Nedra Publ. 512 (in Russian).
7. Brigs E. D., Young E. H. (1963) Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 89 (41), 1–10.
8. Kuntyshev V. B. (2000) Heat Transfer and Aerodynamic Resistance of Tube Bundles with Strip Fins for Air Coolers. *Chemical and Petroleum Engineering*, 36 (7), 407–413. <https://doi.org/10.1007/bf02463607>.

9. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Pii A. E. (2011) Heat Transfer and Resistance of Staggered Banks of Air-Cooled Heat Exchangers Formed from Tubes with Rolled Aluminum Fins of Various Height. *Chemical and Petroleum Engineering*, 46 (11–12), 713–721. <https://doi.org/10.1007/s10556-011-9407-0>.
10. Vasiliev Yu. N., Margolin G. A. (1977) *Cooling Systems of Compressor and Oil Pumping Plants*. Moscow, Nedra Publ. 222 (in Russian).
11. Vasiliev Yu. N., Zolotarevskii B. C., Margolin G. A., Kryukov N. P. (1972) Operation of Air-Water Cooling Systems in the Natural Convection Mode. *Cazovaya Promyshlennost' = Gas Industry*, (6), 23–25 (in Russian).
12. Koshmarov Yu. A., Svirishchevskii S. B., Inozemtseva E. H. (1978) Heat Transfer and Resistance of Finned Pipes at Low Reynolds Numbers. *Tematicheskii Sb. Nauch. Tr. Instituta. Moskovskii Aviatsonnyi Institut imeni Sergo Ordzhonikidze* [Thematic Collection of Scientific Works of the Institute. Moscow Aviation Institute Named after Sergo Ordzhonikidze]. Moscow, (463), 33–37 (in Russian).
13. Kuntyshev V. B., Samorodov A. V., Samylsov A. I. (1998) Experimental Facility and Method for Studying the Heat Transfer of Bundles of Finned Pipes under 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 Papers]. Arkhangelsk, (4), 139–149 (in Russian).
14. 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. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 61 (6), 552–563 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-552-563>.
15. Sukhotski A. B., Marshalova G. S., Danil'chik E. S. (2020) Specific Features of Calculating the Radiant Component of the Heat Flow of Horizontal Bunch from Finned Tubes with Exhaust Shaft. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 63 (4), 380–388. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-4-380-388> (in Russian).
16. Samorodov A. V. (1999) *Improving the Method of Thermal Calculation and Design of Air Cooling Devices with Staggered Finned Bundles*. Arkhangelsk. 176 (in Russian).
17. Danil'chik E. S. (2020) Experimental Studies of the Heat Transfer of a Single Bimetallic Finned Pipe with Different Fin Heights to the Air in the Free Convection Mode. *Teplo- i Massoperenos – 2019: Sb. Nauch. Tr.* [Heat and Mass Transfer – 2019. Collection of Scientific Papers]. Minsk, A.V. Lykov Institute of Heat and Mass Transfer of the National Academy of Sciences of Belarus, 42–52 (in Russian).
18. Sidorik G. S. (2018) The Experimental Stand for a Research of Thermal and Aerodynamic Processes of Mixed Convection Heat Exchange of Round-Finned Pipes and Bundches. *Trudy BGTU. Seriya 1. Lesnoe Khozyaistvo, Prirodopol'zovanie i Pererabotka Vozobnovlyаемых Resursov = Proceedings of BSTU. Forestry. Environmental Management. Reprocessing of Renewable Resources*, (1), 85–93 (in Russian).
19. Sukhotski A. B., Danil'chik E. S. (2019) Research of Free-Convective Heat Exchange Finned Tube and Single-Range Bunch at Different Angles of Tubes Towards Horizontal Plane // *Trudy BGTU. Seriya 1. Lesnoe Khozyaistvo, Prirodopol'zovanie i Pererabotka Vozobnovlyаемых Resursov = Proceedings of BSTU. Forestry. Environmental Management. Reprocessing of Renewable Resources*, (2), 272–272 (in Russian).
20. Kuntyshev V. B., Samorodov A. V., Bessonnyi A. N. (2001) Effects of Diffuser and Nozzle Parameters on Free-Convection Heat Transfer in a Chessboard Bundle. *Chemical and Petroleum Engineering*, (3–4), 222–226. <https://doi.org/10.1023/a:1017654620169>.
21. Žukauskas A., Ulinskas R. (1986) *Heat Transfer of Transversely Streamlined Bundles of Pipes*. Vilnius, Mokslas Publ. 202 (in Russian).
22. Unger S., Krepper E., Hampel U. (2018) *Numerical Analysis of Heat Exchanger Designs for Passive Spent Fuel Pool Cooling to Ambient Air*. *Nuclear Engineering and Design*, 333, 224–234. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2018.04.011>.