

DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-4-352-366

УДК 536.25

Экспериментальное исследование теплоотдачи однорядного пучка из оребренных труб при смешанной конвекции воздуха

А. Б. Сухоцкий¹⁾, Г. С. Сидорик¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2017
Belarusian National Technical University, 2017

Реферат. Представлены методика и результаты экспериментального исследования теплоотдачи однорядного пучка, состоящего из биметаллических труб со спирально накатными ребрами, при естественной и смешанной конвекции воздуха. Смешанная конвекция, представляющая собой теплообмен, когда вклад свободной и вынужденной конвекции сопоставима, была организована с помощью вытяжной шахты, установленной над теплообменным пучком, а вынужденное движение воздуха создавали за счет разности его плотностей в шахте и окружающей среде. Получены экспериментальные зависимости теплоотдачи оребренных однорядных пучков в выбранных диапазонах чисел Грасгофа и Рейнольдса. Показано, что теплоотдача при смешанной конвекции в 2,5–3 раза выше, чем при свободной, а интенсивность роста теплоотдачи при увеличении числа Рейнольдса больше, чем при вынужденной конвекции. Проанализированы различные формы представления результатов экспериментов и определено, что число Нуссельта имеет единую степенную зависимость от числа Рейнольдса при любой высоте вытяжной шахты. Установлена линейная зависимость числа Рейнольдса от квадратного корня из числа Грасгофа и определены коэффициенты пропорциональности для различных высот шахты. Отмечено, что характер движения частиц воздуха в пучке при свободной конвекции идентичен движению частиц при вынужденной конвекции при малых числах Рейнольдса, т. е. свободно-конвективный поток при возникновении дополнительных движущих сил плавно перетекает в вынужденно-конвективный без характерных провалов или скачков.

Ключевые слова: биметаллическая труба, вытяжная шахта, аппарат воздушного охлаждения, воздухоохлаждаемый теплообменник, энергосбережение

Для цитирования: Сухоцкий, А. Б. Экспериментальное исследование теплоотдачи однорядного пучка из оребренных труб при смешанной конвекции воздуха / А. Б. Сухоцкий, Г. С. Сидорик // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. Т. 60. № 4. С. 352–366. DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-4-352-366

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

Experimental Study of Heat Transfer of a Single-Row Bundle of Finned Tubes in Mixed Convection of Air

A. B. Sukhotskii¹, G. S. Sidorik¹

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

Abstract. The technique and results of experimental study of heat transfer of a single bundle consisting of bimetallic tubes with helically knurled edges, in natural and mixed convection of air are presented. Mixed convection, i.e. a heat transfer, when the contribution of free and forced convection is comparable, was created with the help of the exhaust shaft mounted above the heat exchanger bundle and forced air movement was created by the difference in density of the air in the shaft and the environment. The experimental dependence of the heat transfer of finned single row of bundles in the selected ranges of Grashof and Reynolds numbers has been determined. It is demonstrated that heat transfer in the mixed convection is 2.5–3 times higher than in free one and the growth rate of heat transfer with increasing Reynolds number is more than in the forced convection. Different forms of representation of results of experiments were analyzed and it was determined that the Nusselt number has a single power dependence on the Reynolds number at any height of the exhaust shafts. A linear dependence of the Reynolds number on the square root of the Grashof number was determined as well as the proportionality factors for different shaft heights. It is noted that the characteristics of the motion of air particles in the bundle in free convection is identical to the motion of particles in forced convection at small Reynolds numbers, i.e. a free convection flow smoothly flows into a forced convection one without the typical failures or surges if additional driving forces arise.

Keywords: bimetallic tube, exhaust shaft, air cooling apparatus, air-cooled heat exchanger, energy saving

For citation: Sukhotskii A. B., Sidorik G. S. (2017) Experimental Study of Heat Transfer of a Single-Row Bundle of Finned Tubes in Mixed Convection of Air. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 60 (4), 352–366. DOI: 10.21122/1029-7448-2017-60-4-352-366 (in Russian)

Введение

В различных энергетических и технологических установках применяются рекуперативные теплообменники с пучками из биметаллических труб со спирально накатными ребрами (БРТ) (при числах Рейнольдса $Re > 1000$), обтекаемых поперечным вынужденным потоком воздуха [1, 2]. Широкое применение БРТ нашли в теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения (АВО). По данным [3], сейчас только в России эксплуатируется около 52000 АВО с установленной мощностью привода вентиляторов порядка $2,1 \cdot 10^6$ кВт, при этом парк АВО непрерывно увеличивается. Таким образом, электропотребление аппаратов воздушного охлаждения в ближайшие годы будет только возрастать и доля их в энергоёмкости промышленности станет ощутимее.

Один из способов решения проблемы энергосбережения – применение теплообменников в условиях свободной конвекции без затрат электроэнергии на обеспечение режима вынужденной конвекции охлаждающего воздуха. При температуре охлаждающего воздуха ниже некоторого значения вентиляторы воздухоохлаждаемого теплообменника могут быть полностью отключены с обеспечением нормативной тепловой мощности аппарата [4].

Имеется ряд публикаций [5] по расчету свободно-конвективного теплообмена гладкотрубных пучков в потоке воздуха для широкого диапазона компоновочных характеристик пучка и геометрических параметров трубы. Известно немало экспериментальных исследований [6–12] теплоотдачи шахматных и коридорных пучков из труб со спиральными и шайбовыми ребрами, обтекаемых снаружи поперечным свободным потоком воздуха в неограниченном пространстве.

Практическая реализация свободной конвекции изучена недостаточно, ввиду того что ранее для энергетики исследования в этой области считались неактуальными. Изучение тепловых режимов при эксплуатации АВО в режиме свободной конвекции показало [13], что применение этого вида теплообмена позволяет добиться снижения потребления электрической энергии примерно на 30 %. Однако область использования воздухоохлаждаемых теплообменников в условиях свободной конвекции довольно ограничена.

Перспективный способ решения проблемы энергосбережения – применение в воздухоохлаждаемых теплообменниках смешанной конвекции. Такой режим теплоотдачи организуется, когда свободное движение воздуха усиливается за счет дополнительных подъемных сил, создаваемых, например, маломощным вентилятором или вытяжной шахтой. При этом вклад в теплоотдачу свободной и вынужденной конвекции сопоставим. Техническая реализация смешанной конвекции не требует значительных материальных затрат, а получаемый теплоперенос в несколько раз больше, чем при свободной конвекции, что обеспечивает значительную экономию энергоресурсов [14–17].

Исследования теплоотдачи смешанной конвекцией при малых числах Рейнольдса ($Re < 1000$) в оребренных пучках практически отсутствуют. Известна лишь работа [17], в которой получены экспериментальные зависимости теплоотдачи оребренных однорядных пучков в диапазоне числа Грасгофа $(11–550) \cdot 10^3$ и числа Рейнольдса в пределах 480–2500.

При смешанной конвекции передача теплоты происходит в результате совместного действия свободной и вынужденной конвекции, а следовательно, возникает задача получения функциональной зависимости между числами подобия для расчета коэффициента теплоотдачи. Традиционно опытные данные для свободной конвекции обобщаются функциональным уравнением подобия

$$Nu = f(Gr, Pr), \quad (1)$$

где $Gr = (g\beta l^3(t_{ст} - t_0))/\nu^2$ – число Грасгофа; $Pr = \nu/a$ – число Прандтля; $Nu = \alpha l/\lambda$ – число Нуссельта; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; β – коэффициент температурного расширения, K^{-1} ; ν – коэффициент кинематической вязкости среды, m^2/c ; l – характерный геометрический параметр, m ; $t_{ст}$, t_0 – температура нагретой поверхности и окружающей среды, K ; a – коэффициент температуропроводности среды, m^2/c ; λ – теплопроводность среды, $Вт/(м \cdot K)$.

Для вынужденной конвекции уравнение подобия имеет вид

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}), \quad (2)$$

где $\text{Re} = w/\nu$ – число Рейнольдса; w – скорость потока воздуха, омывающего нагретую поверхность, м/с.

В ряде исследований в условиях смешанной конвекции [15–17] результаты экспериментов представлялись в координатах с различными комбинациями соотношений чисел Нуссельта, Грасгофа и Рейнольдса: $\text{Nu} - \text{Gr}/\text{Re}^2$, $\text{Nu}/\text{Re}^{0,5} - \text{Gr}/\text{Re}^2$. Известны исследования подбора зависимостей, наиболее точно и полно описывающих процессы теплообмена для оребренных пучков в условиях смешанной конвекции и удобных при этом для инженерных расчетов [16, 17].

В [18] высказано предположение, что энергия, возбуждающая подъемное движение воздуха и определяемая величиной $g\beta l^3(t_{\text{ст}} - t_0)$, эквивалентна кинетической энергии v^2 . Следовательно, число Грасгофа эквивалентно квадрату числа Рейнольдса. Исходя из этой аналогии, авторами [18] предложен определяющий критерий для случая смешанной конвекции в виде $k\text{Re}^2 + \text{Gr}$, где k – некоторый коэффициент пропорциональности.

Методика и результаты исследования

Рассмотрим методику экспериментального определения теплоотдачи однорядного оребренного пучка при смешанной конвекции воздуха.

Экспериментальный стенд (рис. 1) для исследования свободной и смешанной конвекции состоит из камеры размерами $0,8 \times 0,8 \times 1,0$ м, в центре которой размещен опытный однорядный горизонтальный пучок из шести обогреваемых переменным электрическим током труб. При этом одна из центральных обогреваемых труб (калориметр) содержит средства измерения средней температуры для вычисления приведенного коэффициента теплоотдачи.

Трубчатые электронагреватели (ТЭН) шести обогреваемых труб пучка подключали параллельно к регулируемому масляному трансформатору (модель АОМН-40-220-75). Общую мощность, подаваемую на пучок труб, измеряли ваттметром Д57 (класс точности 0,1). Температуру на поверхности трубы-калориметра фиксировали с помощью пяти хромель-алюмелевых термопар диаметром 0,2 мм, которые через переключатель подключали к вольтметру (модель В7-40/5, класс точности 0,4). Термопары были заложены у основания ребер вдоль образующей трубы по винтовой линии на половине окружности трубы, считая, что вторая половина имеет симметричное поле температур. Мощность, подводимую к трубе-калориметру, измеряли ваттметром (модель К505, класс точности 0,5), а температуру воздуха t_0 внутри камеры – ртутным лабораторным термометром с точностью 0,1 °С. Общий для всех термопар холодный спай помещали в сосуд Дьюара с тающим льдом.

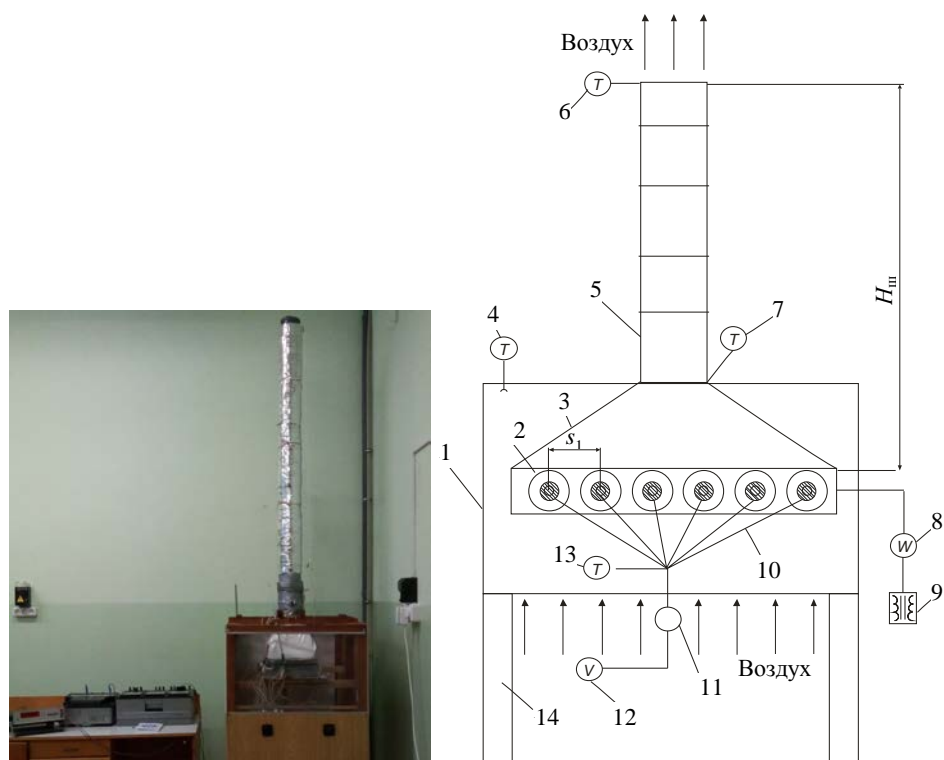


Рис. 1. Фотография и схема экспериментального стенда для исследования свободной и смешанной конвекции: 1 – камера; 2 – однорядный горизонтальный пучок; 3 – диффузор; 4 – лабораторный термометр; 5 – вытяжная шахта; 6 – медь-константановая термопара; 7 – медь-константановая гипертермопара; 8 – ваттметр; 9 – масляный трансформатор; 10 – термопара; 11 – переключатель; 12 – вольтметр; 13 – сосуд Дьюара; 14 – опора

Fig. 1. The photo and the scheme of an experimental stand for the study of free and mixed convection: 1 – camera; 2 – single row horizontal bundle; 3 – diffuser; 4 – laboratory thermometer; 5 – exhaust shaft; 6 – copper-constantan thermocouple; 7 – copper-constantan hyper-thermocouple; 8 – power meter; 9 – oil transformer; 10 – thermocouple; 11 – commutator; 12 – voltmeter; 13 – Dewar bottle; 14 – backup

Опыты проводили на биметаллических ребристых круглых трубах (рис. 2), имеющих параметры: 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 $\phi = 21$. Несущую гладкую трубу с наружным диаметром 25 мм и толщиной стенки 2 мм изготавливали из стали 10. Трубы с данными параметрами широко применяются в аппаратах воздушного охлаждения, в которых для существенного энергосбережения при некоторых температурах окружающего воздуха отвод теплоты осуществляется смешанной конвекцией. Теплоотдающая длина оребренной части трубы $l = 300$ мм. Поперечный шаг труб в однорядном пучке составлял $s_1 = 58$ мм. Пучок с торцов ограничивали деревянными трубными досками, а с боков – планками высотой 60 мм.

Внутри биметаллических ребристых труб (рис. 2) соосно был вставлен изготовленный на Минском заводе ТЭНов стальной трубчатый электро-

нагреватель диаметром $d_{ТЭН} = 12,5$ мм, мощностью 320 Вт. Внутри ТЭНа находились спираль из проволоки с высоким омическим сопротивлением и наполнитель из электротехнического периклаза марки ППЭ. Между ТЭНом и стенкой засыпался кварцевый песок дисперсным составом 0,16–0,32 мм. Торцевые участки обогреваемых труб для уменьшения потерь теплоты были защищены фторопластовыми втулками наружным диаметром $d_{вТ} = 45$ мм и длиной $l_{вТ} = 35$ мм.

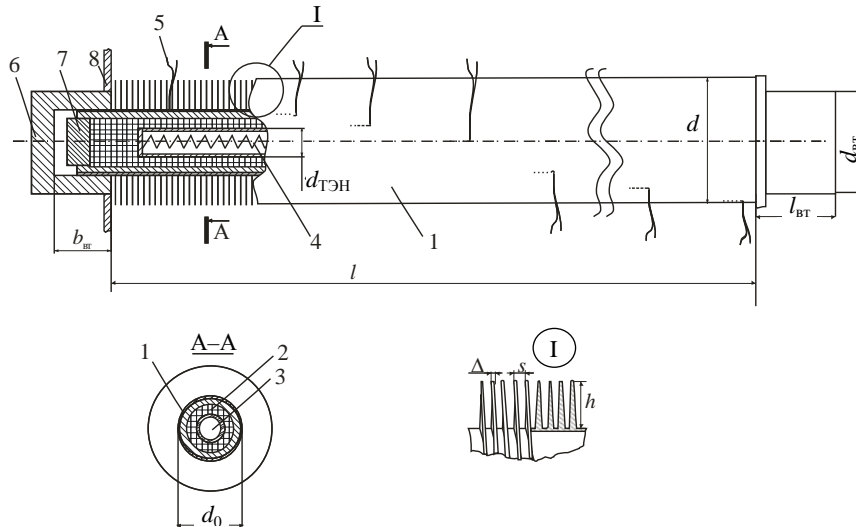


Рис. 2. Общий вид calorиметрической трубы: 1 – биметаллическая ребристая труба; 2 – кварцевый песок; 3 – трубчатый электронагреватель; 4 – спираль трубчатого электронагревателя; 5 – хромель-алюмелевая термопара; 6 – фторопластовая втулка; 7 – керамическая шайба; 8 – трубная доска из фанеры

Fig. 2. General view of calorimeter tube: 1 – bimetallic finned tube; 2 – quartz sand; 3 – heating bundles; 4 – spiral of heating bundles; 5 – chromel-alumel thermocouple; 6 – fluoroplastic bushing; 7 – ceramic bead; 8 – tube sheet of plywood

Во время эксперимента атмосферный воздух нагревался пучком труб, а затем за счет разности плотностей горячего и холодного воздуха возникла подъемная сила, выталкивающая воздух вверх в окружающую среду. Для интенсификации свободной конвекции воздуха над экспериментальным пучком устанавливали вытяжную шахту высотой $H_{ш} = 52; 116; 148; 210$ см (рис. 1) с прямоугольным основанием, переходящим в цилиндрическую трубу диаметром 110 мм. Для измерения средней температуры воздуха на выходе из пучка (на входе в цилиндрическую часть шахты) устанавливали протарированную четырехспайную медь-константановую гипертермопару, а для учета тепловых потерь в шахте на выходе из цилиндрической трубы – медь-константановую термопару (рис. 1). Для снижения тепловых потерь вытяжную шахту снаружи покрыли слоем минерального волокна толщиной 2–3 см.

Каждую серию опытов выполняли в условиях полного теплового моделирования при фиксированной высоте вытяжной шахты. Расчет коэф-

коэффициента теплоотдачи осуществляли только по результатам проведенных измерений на калориметре. В каждой серии опытов варьировали электрическую мощность, подаваемую на трубу-калориметр, в диапазоне 60–220 Вт. Температура стенки у основания ребер изменялась от 32 до 110 °С, температура окружающего воздуха в камере составляла 17–23 °С соответственно. Время выхода установки на стационарный тепловой режим – 60–90 мин после каждого регулирования электрической мощности, подаваемой на пучок.

Средний приведенный коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К), отнесенный к полной наружной поверхности

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

где Q_k – конвективный тепловой поток, Вт; $t_{ст}$ – средняя температура поверхности стенки у основания ребер трубы (среднеарифметическая температура по показаниям термопар), °С; t_0 – температура воздуха в камере, °С; $F = \pi d_0 \varphi$ – площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы, м².

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

$$Q_k = W - Q_{л} - Q_{п}, \quad (4)$$

где W – электрическая мощность, подводимая к калориметру, Вт; $Q_{л}$ – тепловой поток, отведенный излучением от трубы к воздуху, Вт; $Q_{п}$ – тепловые потери через торцы труб и токоподводы, Вт.

Тепловые потери $Q_{п}$, Вт, через торцевые участки оребренной трубы вычисляли на основании предварительно проведенных опытов по следующей формуле [19]:

$$Q_{п} = 0,4125 + 0,08663W + 1,41106 \cdot 10^{-4}W^2. \quad (5)$$

Результирующий тепловой поток излучения между калориметрической трубкой и камерой $Q_{л}$, Вт, образующими замкнутую систему, определяли [20]

$$Q_{л} = \varepsilon_{пр} \varphi_{т-о} \varphi_{гп-о} c_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (6)$$

где $\varepsilon_{пр}$ – приведенная степень черноты системы тел; $\varphi_{т-о}$ – средний угловой коэффициент излучения трубы к окружающей среде; $\varphi_{гп-о}$ – то же излучения от гладкотрубного пучка к окружающей среде; c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела; T_1 , T_2 – абсолютная температура оребренной трубы и окружающего воздуха в камере, К.

Средний угловой коэффициент излучения трубы к окружающей среде рассчитывали по формуле [21]

$$\varphi_{\tau-o} = \frac{(s - \varphi_{o1-o1}(s - \Delta))d}{(d^2 - d_0^2)/2 + (s - \Delta)d_0 + \Delta d}, \quad (7)$$

где φ_{o1-o1} – угловой коэффициент излучения на себя цилиндрической поверхности диаметром d и длиной $(s - \Delta)$, замыкающей межреберную полость.

Значение φ_{o1-o1} для труб АВО может быть принято $\varphi_{o1-o1} = 0,02-0,04$ или рассчитываться согласно [22]

$$\begin{aligned} \varphi_{o1-o1} = 1 - R + \frac{H}{4} + \frac{2R}{\pi} \operatorname{arctg} \left(\frac{2\sqrt{1-R^2}}{H} \right) + \frac{H}{2\pi} \operatorname{arcsin} (1 - 2R^2) - \\ - \frac{\sqrt{H^2 + 4}}{2\pi} \left[\frac{\pi}{2} + \operatorname{arcsin} \left(1 - \frac{2R^2 H^2}{H^2 - 4R^2 + 4} \right) \right], \end{aligned} \quad (8)$$

где $R = d_0/d$; $H = 2(s - \Delta)/d$.

Средний угловой коэффициент излучения от гладкотрубного пучка к окружающей среде вычисляли по данным [20]

$$\varphi_{\text{п-о}} = \frac{2\sigma_1}{\pi z} \left[1 - \left(\sqrt{1 - \frac{1}{\sigma_1^2}} - \frac{1}{\sigma_1} \operatorname{arctg} \sqrt{\sigma_1^2 - 1} \right)^z \right], \quad (9)$$

где $\sigma_1 = s_1/d$ – относительный поперечный шаг.

Приведенная степень черноты

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left[1 + (1/\varepsilon_{\text{эф}} - 1)\varphi_{\text{п-о}} \right]^{-1}, \quad (10)$$

где $\varepsilon_{\text{эф}} = 0,66$ – эффективная степень черноты одиночной оребренной трубы [23].

Результаты эксперимента представляли в числах подобия Грасгофа и Нуссельта. При этом определяющей для теплофизических свойств воздуха λ , ν , β являлась температура окружающего воздуха t_0 . За определяющий размер принимали диаметр трубы по основанию ребер d_0 .

Результаты экспериментального исследования теплоотдачи при смешанной конвекции однорядных пучков представлены на рис. 3. Анализируя данные рис. 3, можно предположить, что за счет подъемной тяги, создаваемой вытяжной шахтой, увеличиваются расход и скорость потока воздуха. Это приводит к его турбулизации и повышению теплоотдачи конвекцией в 1,5–3 раза. Поэтому возникла необходимость представить экспериментальные данные в другом виде с использованием числа Рейнольдса, отражающего влияние вынужденного движения воздуха, возникающего от подъемной силы, и усиливающее свободное движение.

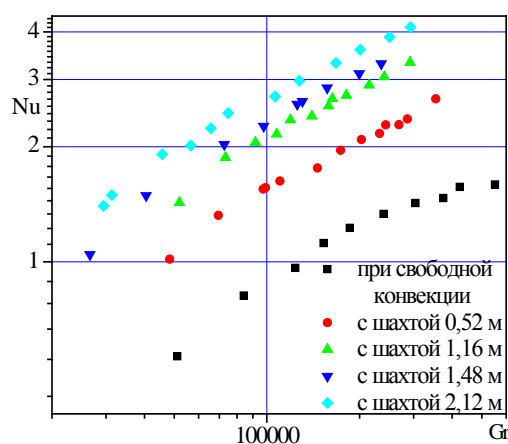


Рис. 3. Интенсификация теплоотдачи пучка воздействием вынужденной конвекцией

Fig. 3. Intensification of the heat of the bundle exposed to forced convection

Для определения скорости потока воздуха в пучке воспользуемся уравнением теплового баланса

$$Q = n(W - Q_{\text{п}}) = c\rho V(t_{\text{ш}} - t_0), \quad (11)$$

из которого вычислим расход воздуха V , $\text{м}^3/\text{с}$, проходящего через однорядный пучок:

$$V = \frac{n(W - Q_{\text{п}})}{c\rho(t_{\text{ш}} - t_0)}, \quad (12)$$

где Q – 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 при средней температуре, $\text{кг}/\text{м}^3$; $t_{\text{ш}}$ – средняя температура воздуха в шахте, $^{\circ}\text{C}$.

Скорость воздуха в пучке

$$w_{\text{п}} = \frac{V}{f_2}, \quad (13)$$

где f_2 – площадь сжатого сечения пучка, м^2 , рассчитываемая по формуле

$$f_2 = l \cdot n \cdot s_1 \left[1 - \left(\frac{1}{s_1} \right) d \right]. \quad (14)$$

Результаты исследования теплоотдачи при смешанной конвекции однорядных пучков в различных координатах $\text{Nu}/\text{Re}^{0.5} - \text{Gr}/\text{Re}^2$ и $\text{Nu} - 0.5\text{Re}^2$ приведены на рис. 4 [15]. Как видно, оба способа представления экспериментальных данных не позволяют получить единую критериальную зависимость.

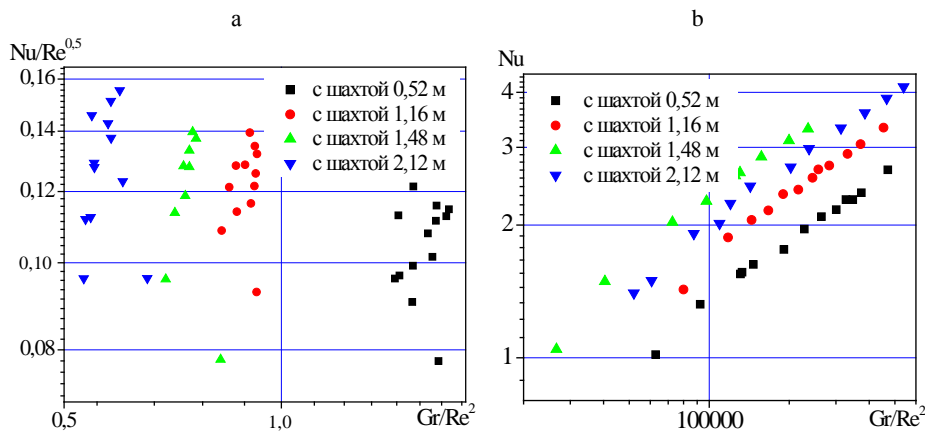


Рис. 4. Теплоотдача при смешанной конвекции однорядных пучков в различных координатах

Fig. 4. Heat interchange of mixed convection in different coordinates

Исследовали теплоотдачу при смешанной конвекции однорядных пучков в виде зависимости чисел Нуссельта от чисел Рейнольдса в логарифмических координатах. Влияние определяющей температуры воздуха на сходимость (обобщаемость) опытных данных представлено на рис. 5. При этом для построения графиков на рис. 5а число Рейнольдса рассчитывали в зависимости от температуры окружающей среды t_0 , а на рис. 5б – от средней температуры воздуха в пучке $t_{cp} = 0,5(t_0 + t_{ш})$.

Как видно из рис. 5, на обоих графиках имеется качественное степенное описание зависимостей числа Нуссельта от числа Рейнольдса, при этом все экспериментальные данные располагаются на одной линии для различных высот шахты. Следовательно, определяющими при смешанной конвекции являются скорость воздуха в пучке и число Рейнольдса, а число Грасгофа для описания процессов теплообмена не требуется.

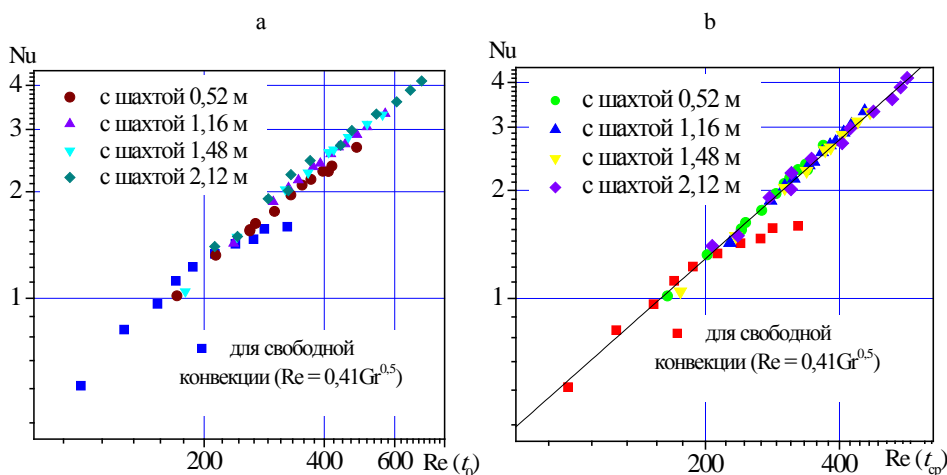


Рис. 5. Влияние определяющей температуры воздуха на сходимость опытных данных

Fig. 5. The effect of determining temperature of air on convergence of the experimental data

Наиболее качественно зависимости представлены при расчете числа Рейнольдса по средней температуре воздуха в пучке (рис. 5b), для которых было получено аппроксимационное уравнение для определения числа Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,038 \text{Re}^{1,1}. \quad (15)$$

Как видно из (15), относительный рост теплоотдачи в пучке (определяемый степенью 1,1) при смешанной конвекции с увеличением числа Рейнольдса более существенен по сравнению с ростом теплоотдачи при вынужденной конвекции воздуха (степень 0,7–0,8). Следовательно, это еще раз подтверждает, что организация малозатратной смешанной конвекции даст значительный энергосберегающий эффект по сравнению с обеспечением вынужденной конвекции воздуха.

Анализируя приведенные выше графики, можно сделать предположение: поскольку движение воздуха обусловлено только подъемными силами, возникшими из-за перепада температур потока в пучке и шахте по сравнению с окружающей средой, в этом случае действительно ранее высказанное предположение [18], что число Грасгофа эквивалентно квадрату числа Рейнольдса. Для изучения данного предположения на рис. 6 приведены зависимости числа Рейнольдса от корня из числа Грасгофа. Как видно, эти зависимости близки к линейным, т. е. имеется прямая пропорциональная связь между корнем из числа Грасгофа и числом Рейнольдса для каждой высоты шахты. Путем аппроксимации экспериментальных данных получены коэффициенты пропорциональности $k_{\text{пр}} = 0,795$ (1,055; 1,596; 1,327) соответственно для шахты высотой $H_{\text{ш}} = 52$; 116; 148; 210 см.

Следовательно, $\text{Re} = k_{\text{пр}} \text{Gr}^{0,5}$. Преобразовав это выражение, получим

$$v^2 = k_{\text{пр}}^2 g \beta d_0 (t_{\text{ст}} - t_0). \quad (16)$$

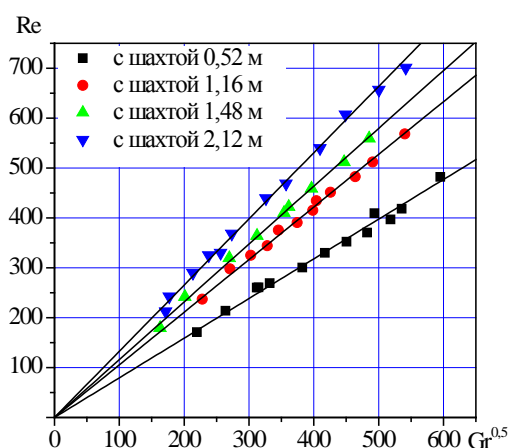


Рис. 6. Зависимость числа Рейнольдса от квадратного корня из числа Грасгофа

Fig. 6. The dependence of the Reynolds number on the square root of the number Grashof

Однако скорость потока воздуха в пучке можно определить через равенство потери давления потока воздуха в шахте и пучке, а также подъемно-вытяжного давления шахты

$$v = \left(\frac{2(\rho_0 - \rho_{\text{ш}})g(H_{\text{ш}} + d_0)}{\rho_{\text{п}}k_{\text{п}} + \rho_{\text{ш}}k_{\text{ш}} \frac{H_{\text{ш}}}{d_{\text{ш}}}} \right)^{0.5}, \quad (17)$$

где $k_{\text{п}}$, $k_{\text{ш}}$ – коэффициент аэродинамического сопротивления пучка и шахты, рассчитанный через скорость потока воздуха в пучке.

Объединив (16) и (17), получим выражение для определения коэффициента пропорциональности

$$k_{\text{пр}} = \left(\frac{2(\rho_0 - \rho_{\text{ш}})(H_{\text{ш}} + d_0)}{\left(\rho_{\text{п}}k_{\text{п}} + \rho_{\text{ш}}k_{\text{ш}} \frac{H_{\text{ш}}}{d_{\text{ш}}} \right) \beta d_0 (t_{\text{ст}} - t_0)} \right)^{0.5}. \quad (18)$$

При отсутствии шахты ($H_{\text{ш}} = 0$) из (17) и (18) можно найти скорость потока в пучке и коэффициент пропорциональности при свободной конвекции воздуха:

$$v = \left(\frac{2(\rho_0 - \rho_{\text{ш}})gd_0}{\rho_{\text{п}}k_{\text{п}}} \right)^{0.5};$$

$$k_{\text{пр}} = \left(\frac{2(\rho_0 - \rho_{\text{ш}})}{\rho_{\text{п}}k_{\text{п}}\beta(t_{\text{ст}} - t_0)} \right)^{0.5}.$$

В процессе исследований авторами статьи определен коэффициент пропорциональности в отсутствие шахты для опытного пучка $k_{\text{пр}} = 0,41$ и построена зависимость $Nu = f(0,41Gr^{0.5})$ (рис. 5, закрашенные квадратики), которая хорошо согласуется с $Nu = f(Re)$. Можно отметить, что характер движения частиц воздуха в пучке при свободной конвекции идентичен движению частиц при вынужденной конвекции при малых числах Рейнольдса, т. е. свободно-конвективный поток при возникновении дополнительных движущих сил плавно перетекает в вынужденно-конвективный без характерных провалов или скачков.

Некоторое отклонение зависимости $Nu = f(0,41Gr^{0.5})$ при свободной конвекции от линейной в верхней области при высоких температурах ($t_{\text{ст}} > 90$ °C), скорее всего, связано с особенностью изменения физических свойств воздуха и с влиянием диффузных сил в воздухе над пучком. В области высоких температур вязкость воздуха существенно увеличивается, что приводит к идентичному росту аэродинамического сопротивления пучка при движении воздуха в узких межреберных щелях. Также становятся больше диффузные силы, отчего возникают значительные горизонтальные перемещения, которые увеличивают поперечное сечение,

но препятствуют росту столба теплого воздуха над пучком. В результате температура выше 90 °С не приводит к увеличению скорости потока и росту числа Нуссельта. Изменение вязкости воздуха не оказывает существенного влияния на значение аэродинамического сопротивления шахты, а в ограниченном пространстве поток воздуха движется только вертикально вверх, поэтому не наблюдается отклонение $Nu = f(Re)$ от линейной зависимости (рис. 5а, б).

ВЫВОДЫ

1. Теплоотдача при смешанной конвекции в 2,5–3 раза выше, чем при свободной, а интенсивность роста теплоотдачи при увеличении числа Рейнольдса больше, чем при вынужденной конвекции.

2. При смешанной конвекции, организованной за счет установки над пучком вытяжной шахты, число Нуссельта имеет единую степенную зависимость от числа Рейнольдса при любой высоте шахты, а также существует линейная зависимость числа Рейнольдса от корня из числа Грасгофа. Коэффициент пропорциональности определяется через коэффициенты аэродинамического сопротивления шахты и пучка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кунтыш, В. Б. Примеры расчетов нестандартизированных эффективных теплообменников / В. Б. Кунтыш, А. Н. Бессонный. СПб.: Недра, 2000. 300 с.
2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
3. Аппарат воздушного охлаждения: пат. 9446 Респ. Беларусь, МПК 7 F 24 F 3/00, F 28 D 1/00 / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. Ш. Миннигалеев, В. П. Мулин; дата публ. 30.08.2013.
4. Кунтыш, В. Б. Инженерный метод теплового расчета аппарата воздушного охлаждения в режиме свободно-конвективного теплообмена / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. В. Самородов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2013. № 12. С. 3–6.
5. Короленко, Ю. А. Теплоотдача от горизонтального пучка труб к воздуху в условиях свободной конвекции / Ю. А. Короленко // Известия Томского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института имени С. М. Кирова. 1962. № 110. С. 26–33.
6. Мачулин, В. И. Теплообмен вертикального ряда труб при естественной конвекции воздуха / В. И. Мачулин // Холодильная техника. 1976. № 7. С. 24–25.
7. 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.
8. Кунтыш, В. Б. Исследование теплоотдачи однорядных пучков из оребренных труб при совместном действии свободной и вынужденной конвекции воздуха / В. Б. Кунтыш, А. И. Самылов // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 1999. № 4. С. 59–68.
9. Джалурия, Й. Естественная конвекция: тепло- и массообмен / Й. Джалурия; пер. с англ. С. Л. Вишневецкого; под ред. В. И. Полежаева. М.: Мир, 1983. 399 с.
10. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен: в 2 кн. / Б. Гебхарт [и др.]; пер. с англ. М.: Мир, 1991. Кн. 1. 678 с.
11. Гусев, С. Е. Свободно-конвективный теплообмен при внешнем обтекании тел / С. Е. Гусев, Г. Г. Шкловер. М.: Энергоатомиздат, 1992. 160 с.
12. Новожилова, А. В. К расчету теплообмена коридорных пучков из биметаллических ребристых труб при различных углах наклона труб в режиме свободной конвекции / А. В. Но-

- вожилова, З. Г. Марьяна, Е. А. Львов // Тез. докл. и сообщений XV междунар. форума по тепло- и массообмену, Минск, 23–26 мая 2016 г. Минск, 2016. С. 157–161.
13. Кунтыш, В. Б. Перевод эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения в энергосберегающий режим. Технические решения с расчетом экономического эффекта / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. В. Самородов // Химическая техника. 2014. № 6. С. 20–25.
 14. Мильман, О. О. Экспериментальное исследование теплообмена при естественной циркуляции воздуха в модели воздушного конденсатора с вытяжной шахтой / О. О. Мильман, Б. А. Алешин // Теплоэнергетика. 2005. № 5. С. 16–19.
 15. Мартыненко, О. Г. Свободно-конвективный теплообмен: справ. / О. Г. Мартыненко, Ю. А. Соковишин. Минск: Наука и техника, 1982. 400 с.
 16. Новожилова, А. В. Анализ методик определения теплоотдачи воздуха на оребренных поверхностях нагрева при свободной конвекции / А. В. Новожилова // Проблемы теплоэнергетики Европейского севера: сб. науч. тр. Архангельск: Северный (Арктич.) федеральный ун-т, 2010. С. 88–97.
 17. 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.
 18. Кунтыш, В. Б. О нетрадиционном представлении опытных данных по свободно-конвективному теплообмену / В. Б. Кунтыш, В. В. Дударев // Труды БГТУ. Сер. III: Химия и технология неорганич. в-в. 2008. Вып. XVI. С. 10–12.
 19. 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. № 1. С. 169–175.
 20. Самородов, А. В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками / А. В. Самородов. СПб.: СПбГТУ, 1999. С. 3–22.
 21. Самородов, А. В. К расчету теплообмена излучением круглоребристых труб и пучков / А. В. Самородов // Тр. лесинж. факультета Петрозаводского гос. ун-та. 1999. Вып. 2. С. 135–142.
 22. Блох, А. Г. Теплообмен излучением / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. М.: Энергоатомиздат, 1974. 247 с.
 23. Сидорик, Г. С. Экспериментальная установка для исследования свободноконвективного теплообмена ребристых труб воздухоохлаждаемых теплообменников / Г. С. Сидорик // Политехнический молодежный журнал МГТУ имени Н. Э. Баумана. 2016. № 2. С. 1–7.
- Поступила 01.03.2017 Подписана в печать 10.05.2017 Опубликовано онлайн 28.07.2017

REFERENCES

1. Kuntyshev V. B., Bessonnyi A. N. (2000) *Examples of Calculations of Non-Standardized Efficient Heat Exchangers*. St.-Petersburg, Nedra Publ. 300 (in Russian).
2. Kuntyshev V. B., Bessonnyi A. N. (eds.) (1996) *Fundamentals of Calculation and Design of Heat Exchangers of Air Cooling*. St.-Petersburg, Nedra Publ. 512 (in Russian).
3. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Minnigaleev A. Sh., Mulin V. P. (2013). Air Cooling Apparatus. Patent Republic of Belarus No 9446 (in Russian).
4. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Samorodov A. V. (2013) Engineering Method for Thermal Calculation of an Apparatus for Air Cooling by Free Convection Heat Transfer. *Khimicheskoe i Neftegazovoe Mashinostroenie* = Chemical and Petroleum Engineering, (12), 3–6 (in Russian).
5. Korolenko Yu. A. (1962) Heat Transfer from a Horizontal Bundle of Tubes to the Air under Free Convection. *Izv. Tomskogo Ordena Trud. Krasn. Znameni Politekh. In-ta imeni S. M. Kirova* [Bulletin of the Tomsk Polytechnic Institute named after S. M. Kirov], (110), 26–33 (in Russian).
6. Machulin V. I. (1976) Heat Transfer of a Vertical Row of Tubes in Natural Air Convection. *Kholodil'naya Tekhnika* [Refrigeration Equipment], (7), 24–25 (in Russian).

7. Kuntyshev V. B., Pozdnyakova A. V., Melekhov V. I. (2002) Heat Transfer by Natural Convection of Vertical Finned Tubes of Drying Kilns Calorifers. *Izvestiya Vuzov. Lesnoi Zhurnal* = Bulletin of Higher Educational Institutions. Forestry Journal, (2), 116–119 (in Russian).
8. Kuntyshev V. B., Samylov A. I. (1999) The Study of Heat Transfer from Single-Row Bundles of Finned Tubes under the Joint Action of Free and Forced Air Convection. *Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, (4), 59–68 (in Russian).
9. Jaluria Y. (1980) Natural Convection: Heat and Mass Transfer. NY, Pergamon Press (Russ. ed.: *Estestvennaya Konveksiya: Teplo- i Massoobmen*. Moscow, Mir Publ. 399).
10. Gebhart B., Jaluria Y., Mahajan R. L., Sammakia B. (1988) *Buoyancy-Induced Flows and Transport*. New York, Hemisphere Publishing Corp., 678.
11. Gusev S. E., Shklover G. G. (1992) *Free-Convection Heat Transfer in Body External Streamlining*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 160 (in Russian).
12. Novozhilova A. V., Mar'ina Z. G., L'vov E. A. (2016) Towards the Calculation of Heat Transfer in-Line Bundles of Bimetallic Finned Tubes with Different Inclination Angles of the Tubes in Free Convection. *Tez. Dokl. i Soobshchenii XV Mezhdunar. Forumu po Teplo- i Massoobmenu* [Abstracts of Presentations and Communications at the XVth International Forum on Heat and Mass Exchange, Minsk, 23–26 May]. Minsk, 157–161 (in Russian).
13. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Samorodov A. V. (2014) The Transfer of the Air-Cooling Unit Operation in an Energy Saving Mode. Technical Solutions with a Calculation of Economic Effect. *Khimicheskaya tekhnika* [Chemical Engineering], (6), 20–25 (in Russian).
14. Mil'man O. O., Aleshin B. A. (2005) Experimental Investigation of Heat Transfer During the Natural Circulation of Air in a Model of an Air Condenser with an Exhaust Shaft. *Thermal Engineering*, 52 (5), 369–373.
15. Martynenko O. G., Sokovishin Yu. A. (1982) *Free-Convective Heat Transfer*. Minsk, Nauka i Tekhnika Publ. 400 (in Russian).
16. Novozhilova A. V. (2010) Analysis of Methods for Determining Heat Transfer of Air on Finned Heating Surfaces under Free Convection. *Problemy Teploenergetiki Evropeiskogo Severa: Sb. Nauch. Tr.* [Problems of Power Engineering in the European North: Collected Research Works]. Arkhangelsk, Northern (Arctic) Federal University, 88–97 (in Russian).
17. 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).
18. Kuntyshev V. B., Dudarev V. V. (2008) On Non-Traditional Presentation of Experimental Data on Free Convective Heat Transfer. *Trudy BGTU. Ser. III. Khimiya i Tekhnologiya Neorganicheskikh Veshchestv* [Proceedings of BSTU. Ser. III. Chemistry and Technology of Inorganic Substances], Is. XVI, 10–12 (in Russian).
19. 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 Vozobnovlyаемых Resursov* = Proceedings of BSTU. Ser. I. Forestry, Environmental Management and Recycling Renewable Resources. Minsk, Belarusian State Technological University, (1), 169–175 (in Russian).
20. Samorodov A. V. (1999) *Amending of the Method of Thermal Calculation and Design of Air Coolers with Staggered Finned Bundles*. St.-Petersburg, St. Petersburg State Technical University, 3–22 (in Russian).
21. Samorodov A. V. (1999) Towards the Calculation of the Radiative Heat Transfer of Circular-Finned Tubes and Bundles. *Tr. Lesoinzh. Fakul'teta Petrozavodskogo Gos. Un-ta* [Proceedings of the Forest Engineering Faculty of Petrozavodsk State University], (2), 135–142 (in Russian).
22. Blokh A. G., Zhuravlev Yu. A., Ryzhkov L. N. (1974) *Radiative Heat Transfer*. Moscow, Energoatomizdat Publ. 247 (in Russian).
23. Sidorik G. S. (2016) The Experimental Unit for the Study of Free-Convective Heat Transfer of Finned Tubes of Air-Cooled Heat Exchangers; *Politekhnikeskii Molodezhnyi Zhurnal MGTU im. Baumana* = Politechnical Student Journal of BMSTU, (2), 1–7 (in Russian).