

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПУЧКА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ ИЗ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ РЕБРИСТЫХ ТРУБ

Докт. техн. наук, проф. КУНТЫШ В. Б.,
кандидаты техн. наук., доценты ДУДАРЕВ В. В., СУХОЦКИЙ А. Б.,
докт. техн. наук ВОЛОДИН В. И.

Белорусский государственный технологический университет

E-mail: volvic@mail.ru

RESULTS OF INVESTIGATIONS ON THERMAL CHARACTERISTICS OF AIR HEATER BUNDLE MADE OF BIMETALLIC FINNED TUBES

KUNTYSH V. B., DUDAREV V. V., SUKHOTSKY A. B., VOLODIN V. I.

Belarusian State Technological University

Приведены схема и описание нового аэродинамического стенда с поперечным сечением рабочего канала 300×300 мм для изучения теплоаэродинамических характеристик поперечно обтекаемых пучков из ребристых труб натурных размеров. Даны результаты опытного исследования теплоотдачи и сопротивления четырехрядного шахматного пучка из труб со спиральными алюминиевыми ребрами наружным диаметром 26 мм, применяемых в системах вентиляции, кондиционирования и отопления зданий, а также в транспортных теплообменниках.

Ключевые слова: аэродинамический стенд, ребристые трубы, теплоотдача, воздухонагреватель.

Ил. 4. Табл. 1. Библиогр. 7 назв.

The paper presents a scheme and description of a new aerodynamic stand that has a 300x300 mm cross-section operating channel. The stand is used for studying thermal and aerodynamic characteristics of bundles made of finned tubes of actual dimensions in crossflow. The paper provides results of an exploratory test pertaining to heat transfer and resistance of four row staggered bundle made of tubes with aluminium spiral fins having outside diameter of 26 mm which are used in the systems of ventilation, air-conditioning and heating of buildings and also in transport heat exchangers.

Keywords: aerodynamic stand, finned tubes, heat transfer, air heater.

Fig. 4. Tab. 1. Ref.: 7 titles.

Введение. Одним из действенных направлений создания газожидкостных теплообменников высокой энергетической эффективности является применение шахматных пучков повышенной компактности, что реализуется использованием ребристых труб малого диаметра и плотной компоновкой их в решетках пучка [1]. Например согласно [2], уменьшение диаметра d_0 трубы по основанию ребра в 3,44 раза (с 23,4 до 6,8 мм) при постоянном коэффициенте оребрения трубы $\phi = 12,6$ сопровождается возрастанием тепловой эффективности пучка на 53–70 % с увеличением коэффициента компактности Π от 520 до 710 м²/м³. Применение труб с $d_0 = 6,8$ мм позволяет уменьшить объем, необходимый для размещения поверхности теплообмена, более чем в три раза для передачи одинакового теплового потока. Высокая компактность пучка является залогом малой металлоемкости. Теплообменники из таких труб могут успешно конкурировать с аппарата-

ми из профильных листов. Однако в настоящее время теплоаэродинамические исследования поперечно обтекаемых воздухом пучков из ребристых труб малого диаметра весьма ограничены.

Испытательный стенд. Цель работы – восполнение обнаруженного пробела. Для реализации этого был создан аэродинамический стенд (рис. 1), представляющий собой разомкнутый канал квадратного поперечного сечения 300×300 мм в свету, изготовленный из клееных деревянных щитов с толщиной стенки 35 мм. Внутренняя поверхность щитов подвергалась шлифованию с последующим покрытием лаком. Воздух из помещения всасывался через конфузор в стабилизирующий участок I, обеспечивающий формирование развитого поля скорости на входе в рабочий участок II, в котором располагалась модель трубного пучка 17. Затем поток воздуха поступал в измерительный участок III и далее направлялся к всасывающему патрубку центробежного вентилятора 11 типа ВЦ-14-46 № 5 производительностью $8000 \text{ м}^3/\text{ч}$, при полном напоре 2000 Па. Приводом вентилятора служил асинхронный двигатель 1 переменного тока мощностью 5,5 кВт. Регулирование расхода воздуха осуществляли шибером 2 на выходном патрубке вентилятора. Воздух из вентилятора выбрасывался вне помещения.

Динамический напор воздуха определяли трубкой Прандтля 14, соединенной с микроманометром ММН-240 и установленной в центре сопла 15 квадратного сечения 110×110 мм. Сопло расположено в середине измерительного участка. Входная часть сопла спрофилирована по лемнискате. Коэффициент поля скорости воздуха в сопле принимали равным 0,99. По динамическому напору вычисляли скорость воздуха, а затем его расход через пучок. Температуру воздуха перед пучком, за ним и на выходе из сопла измеряли лабораторными ртутными термометрами 10 и 13 с ценой деления $0,1^\circ\text{C}$. При необходимости среднюю температуру воздуха за пучком (полное тепловое моделирование) можно измерять многоспайной гипертермопарой.

Аэродинамическое сопротивление трубного пучка определяли по разности статического давления воздуха перед пучком и за ним, датчиками которого служили трубки Прандтля 9 и 16 с диаметром носика 12 мм. Перепад статического давления измеряли микроманометром 4 типа ММК-240. Дополнительный контроль перепада статического давления воздуха осуществляли по отборам давления через отверстия диаметром 0,5 мм, просверленные заподлицо в боковых и верхней стенках стабилизирующего и измерительного участков канала.

Для изучения теплоотдачи применен пароэлектрический калориметр 22 кипящего типа, подробно описанный в [3, 4]. Подводимую к калориметру электрическую мощность определяли по ваттметру класса 0,5 измерительного комплекта 7 типа К-505. Температуру поверхности трубы-калориметра у основания ребер находили по показаниям медь-константановых термопар 20 и 21, размещенных с обоих концов трубки на угловом расстоянии 95° – 100° от лобовой точки, в которой местная и средняя температуры стенки совпадали. ЭДС термопар считывали по показывающему милливольтметру 18 типа В-7-35 с многопозиционным переключателем 19. Подводимую электрическую мощность регулировали реостатом 6. Холодные

спай термопар помещали в сосуд Дьюра 23 с тающим льдом.

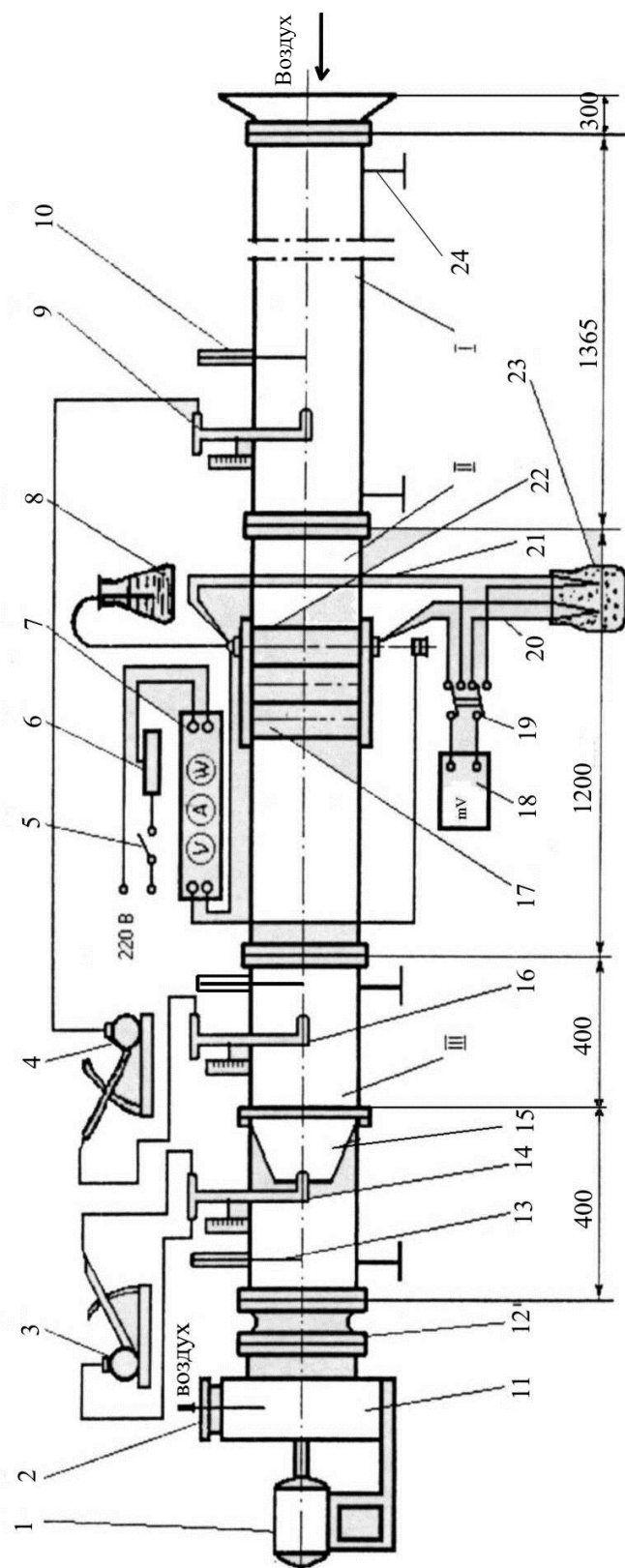


Рис. 1. Схема аэродинамического стенда

На рис. 1 показаны также следующие обозначения: 5 – электропускатель; 8 – гидрозатвор; 12 – эластичная вставка; 24 – опоры канала.

Опытные пучки ребристых труб. Экспериментальному исследованию подвергали два шахматных (I, II) четырехрядных пучка в потоке воздуха. Объект исследования представлял биметаллическую ребристую трубу (БРТ) с накатными по технологии ВНИИМЕТМАШа однозаходовыми спиральными алюминиевыми ребрами следующих геометрических параметров, мм: $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 26 \times 14,5 \times 5,75 \times 2,7 \times 0,33$, где d , d_0 – наружный диаметр ребра и диаметр ребра по его основанию; h , s , Δ – соответственно высота, шаг и средняя толщина ребра. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 7,04$. Ребра накатаны на несущей нержавеющей трубе наружным диаметром $d_n = 12$ мм с толщиной стенки $\delta = 1,25$ мм. Внутренний диаметр трубы $d_1 = 9,5$ мм. Теплоотдающая длина трубы $l = 300$ мм, а отрезная – 330 мм.

Пучки собирали из БРТ натуральных размеров в решетках толщиной 15 мм из древесно-стружечной плиты. Количество БРТ в поперечном ряду пучков I, II было 9 штук. Для сохранения одинакового проходного сечения пучка по направлению движения воздуха в четных рядах пучка с его боковых сторон устанавливали полутрубки, которые получали продольной разрезкой цельной БРТ тонкостенной цилиндрической фрезой. Трубы размещали в решетках пучка по вершинам равностороннего треугольника с шагами $S_1 = S'_2 = 33,3$ мм, а $S_2 = 0,866S_1 = 28,8$ мм. Здесь S_1 , S_2 , S'_2 – поперечный, продольный и диагональный шаги. В пучке II БРТ в рядах располагали без постоянной закономерности со смещением ± 2 мм в сравнении со значениями шагов S_1 и S_2 в пучке I. Определяли только аэродинамическое сопротивление пучка II, так как теплоотдача практически не зависит от изменения величины шагов в небольшом диапазоне [3]. Смещениями БРТ моделировали возможную картину расположения труб в промышленных теплообменниках, возникающую от прогиба труб, выпучивания их от температурных деформаций и иных воздействий. Исследуемые пучки относятся к тесным [3], стабилизация теплоотдачи в которых наступает со второго поперечного ряда [4]. В связи с этим отпала необходимость в измерении теплоотдачи каждого ряда, что предопределило применение авторами локального теплового моделирования. Достаточно было измерить теплоотдачу первого и одного из стабилизированных рядов.

Методика обработки. В опытах определяли средний приведенный коэффициент теплоотдачи α_i , Вт/(м²·К), i -го поперечного ряда пучка по формуле

$$\alpha_i = \frac{Q_i}{F \cdot t_{\text{сг}i} - t_1}, \quad (1)$$

где Q_i – тепловой поток, переданный трубой-калориметром воздуху, Вт; $F = \pi d_0 \phi l$ – полная площадь наружной теплоотдающей поверхности трубы-калориметра, м²; $t_{\text{сг}i}$ – средняя температура поверхности стенки трубы-калориметра в i -м ряду у основания ребер, °С; t_1 – средняя температура воздуха перед калориметром, принимаемая равной средней температуре воздуха перед пучком, °С.

Коэффициент теплопередачи i -го поперечного ряда k_i , Вт/(м²·К), вычис-

ляли по формуле

$$k_i = \frac{Q_i}{F (t_n - t_1)},$$

где t_n – температура насыщения водяного пара при барометрическом давлении проведения опыта, °С.

В опытах применяли парозлектрический калориметр кипящего типа, подробно описанный в [3, 4]. Средний приведенный коэффициент теплоотдачи α трубного пучка вычисляли как среднее арифметическое значение коэффициентов теплоотдачи α_i всех четырех рядов. При усреднении α считали, что $\alpha_2 = \alpha_3$, а коэффициент теплоотдачи четвертого (последнего) ряда пучка $\alpha_4 = 0,95\alpha_3$ [5].

Опытные данные обрабатывали и представляли в числах подобия Нуссельта $Nu_i = \alpha_i d_0 / \lambda$, $Nu = \alpha d_0 / \lambda$; Рейнольдса $Re = w d_0 / \nu$; Эйлера $Eu = \Delta p / (\rho w^2)$, где λ , ν , ρ – коэффициенты теплопроводности, кинематической вязкости воздуха и его плотность при средней температуре; Δp – перепад статического давления воздуха в пучке, Па; w – скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка, м/с.

Относительная средняя квадратичная ошибка полученных в опытах значений Nu_i , Re , Eu и k_i не превышала соответственно 5,9; 4,0; 5,1 и 3,5 %.

Результаты эксперимента. Аэродинамическое сопротивление пучка I (рис. 2) описывали уравнением подобия

$$Eu = 5,2 Re^{-0,14}. \quad (2)$$

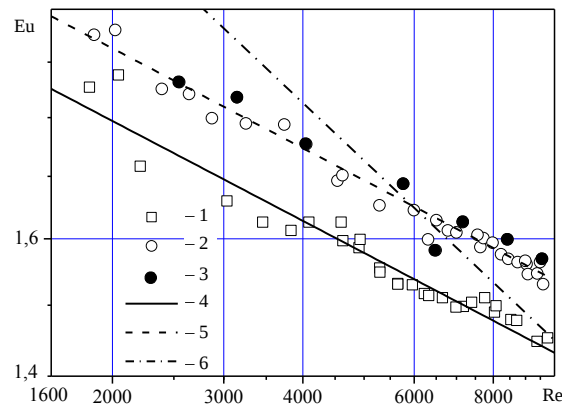


Рис. 2. Зависимость аэродинамического сопротивления (числа Eu) четырехрядных шахматных пучков I, II от безразмерной скорости воздуха (числа Re) в сжатом сечении: 1, 2, 3 – экспериментальные точки; 4, 5 – расчет по уравнениям (2) и (3) соответственно; 6 – расчет по данным [5]

Нерегулярное смещение БРТ в рядах пучка II по сравнению с пучком I приводит к увеличению аэродинамического сопротивления на 7 %, которое подчиняется уравнению

$$Eu = 5,58 Re^{-0,14}. \quad (3)$$

На рис. 2 зачерненными точками 3 нанесено аэродинамическое сопротивление пучка II, измеренное посредством статических отборов, которое полностью согласуется с сопротивлением, полученным по измерениям его с помощью трубок Прандтля.

Штрихпунктирная линия на рис. 2 соответствует рассчитанному сопротивлению пучка I по обобщенному уравнению [5]. Расхождение опытных значений числа Eu с рассчитанными обусловлено отличием тангенса угла наклона кривых $Eu = f(Re)$, который для исследуемого пучка равен 0,14 против 0,25 в обобщенном уравнении. Последнее получено на основании обработки преимущественно опытов для пучков из стальных ребристых труб увеличенного диаметра, характеризующихся большей в 1,7–3 раза толщиной ребра, острыми кромками торца, повышенной шероховатостью боковой поверхности.

Теплоотдача 1-го и 3-го рядов пучков I, II изображена на рис. 3 опытными точками и обобщается уравнениями подобия степенного вида

$$Nu_i = c_i Re^{n_i}. \quad (4)$$

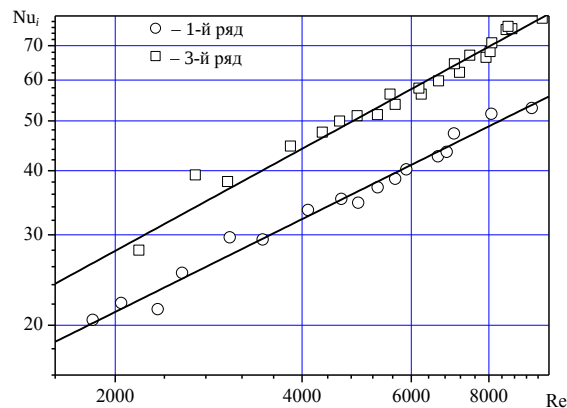


Рис. 3. Зависимость безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Nu_i) поперечных рядов пучков I, II от безразмерной скорости воздуха (числа Re) в сжатом сечении:

1, 2 — соответственно 1-й и 3-й ряды в пучке; 3 — расчет по уравнению (4)

Для 1-го ряда: $c_i = 0,222$; $n_i = 0,600$. Для 2-го и 3-го рядов: $c_i = 0,185$; $n_i = 0,660$, а для 4-го ряда: $c_i = 0,176$; $n_i = 0,660$. Турбулизация потока воздуха первым рядом пучка увеличивает интенсивность теплоотдачи стабилизированных рядов на 31–45 % в интервале $Re = (2-10) \cdot 10^3$.

Средняя теплоотдача пучков подчиняется уравнению

$$Nu = 0,2 Re^{0,64}. \quad (5)$$

Представляет интерес сравнение теплоаэродинамических характеристик исследованного пучка I с характеристиками стандартизованного серийного парового воздухонагревателя [6] Костромского калориферного завода (ККЗ) с наиболее близким типоразмером труб $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 39 \times 20 \times 9,5 \times 3,4 \times 0,825$ мм; $\phi = 9,5$; $d_n \times \delta = 16,0 \times 1,2$ мм; $d_1 = 13,6$ мм; $S_1 = S'_2 = 41,5$ мм; $S_2 = 36,0$ мм. Алюминиевые однозаходные ребра накатаны на несущей трубе из углеродистой стали. Однако для такого сравнения

необходимо опыты по пучку I представить в виде зависимости коэффициента теплопередачи i -го ряда от числа Re (рис. 4) с последующим осреднением данных изложенным способом для получения зависимости среднего коэффициента теплопередачи от массовой скорости воздуха ρw , кг/(м²·с), в сжатом фронтальном сечении пучка, т. е. $k = f(\rho w)$, Вт/(м²·К)

$$k_i = c_i Re^{m_i}. \quad (6)$$

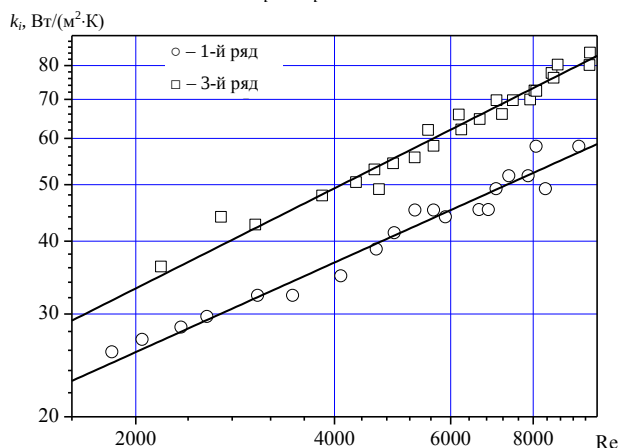


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплопередачи поперечных рядов пучка I от безразмерной скорости воздуха (числа Re) в сжатом сечении: 1, 2 – соответственно 1-й и 3-й ряды в пучке; 3 – расчет по уравнению (6)

Для 1-го ряда: $c_i = 0,535$; $m_i = 0,510$. Для 2-го и 3-го рядов: $c_i = 0,436$; $m_i = 0,570$, а для 4-го ряда: $c_i = 0,510$; $m_i = 0,570$.

Средний коэффициент теплопередачи пучка

$$k = 0,47 Re^{0,56}. \quad (7)$$

Формула (7) также может быть записана в виде

$$k = 19,3 \rho w^{0,56}. \quad (8)$$

В таком виде принято представлять тепловую характеристику пучка для расчетов промышленных калориферов, воздухонагревателей, воздухоохладителей.

Расчетные значения коэффициента теплопередачи и потери давления Δp воздуха на опытном пучке и пучке парового калорифера для двух значений числа Re (2000 и 10000) при средней температуре воздуха 20 °С представлены в табл. 1. Этим числам Re соответствует значение ρw , равное 2,5 и 12,5 кг/(м²·с).

Таблица 1

Результаты сравнения теплоаэродинамических характеристик двух типов шахматных пучков

Параметр	ρw , кг/(м ² ·с)			
	2,5		12,5	
	Пучок I	Пучок калорифера	Пучок I	Пучок калорифера

k , Вт/(м ² ·К)	33,2	13,7	81,7	31,2
k_{ϕ} , Вт/(м ² ·К)	234	130	575	296
Δp , Па	9,3	5,3	185	86,3

Произведение k_{ϕ} характеризуется съемом теплоты, отнесенной к площади поверхности гладкой трубы диаметром d_0 . Из табл. 1 видно, что съем теплоты с пучка парового калорифера ККЗ в 1,8–1,94 раза меньше по сравнению с пучком I, но при этом и потери давления Δp воздуха также существенно (в 1,75–2,14 раза) ниже. По этим сравниваемым значениям затруднительно выбрать наиболее эффективный пучок. В таких случаях целесообразно определять теплоэнергетическую эффективность [7] при $\rho_w = \text{idem}$ анализируемых пучков по формуле

$$\varepsilon = \frac{k_{\phi I} / k_{\phi \text{эт}}}{\Delta p_I / \Delta p_{\text{эт}}}, \quad (9)$$

в которой за эталон принят пучок ККЗ.

Получено: для $\rho_w = 2,5$ кг/(м²·с) $\varepsilon_1 = 1,03$, а для $\rho_w = 12,5$ кг/(м²·с) $\varepsilon_2 = 0,91$. Но при этом сравнении не учтено различие в термическом сопротивлении стенки несущей трубы. Замена нержавеющей стали на углеродистую увеличивает коэффициент теплопередачи в 1,07–1,1 раза. При учете влияния этого фактора в области небольших значений ρ_w предпочтительнее опытный пучок, а при увеличенных ρ_w оба пучка по теплоэнергетической эффективности равноценны. Расход дорогостоящего алюминия на пучок ККЗ заметно больше ввиду увеличенной толщины ребра биметаллической трубы в $0,825/0,33 = 2,5$ раза и больше толщины стенки ребристой оболочки в $2/1,25 = 1,6$ раза, что отрицательно скажется на стоимости промышленного теплообменника в целом.

ВЫВОД

Исследованный типоразмер биметаллической ребристой трубы является перспективным при проектировании ресурсосберегающих компактных воздухонагревателей (калориферов) для объектов с ограниченными объемами их размещения и в транспортных энергетических установках. При тепловых расчетах теплообменников из биметаллической ребристой трубы удобно пользоваться приведенным коэффициентом теплоотдачи α' , включающим тепловую проводимость контакта пары «несущая труба – ребристая алюминиевая оболочка». Труба-калориметр позволяла определить этот коэффициент через коэффициенты теплоотдачи соответствующего ряда по формуле (1).

По измеренным значениям 1-го (α'_1) и 3-го (α'_3) рядов изложенным способом вычисляли среднее значение α'_i пучка с представлением теплоотдачи безразмерным числом $Nu' = \alpha' d_0 / \lambda$. В итоге получено уравнение подобия

$$Nu' = 0,223Re^{0,61}. \quad (10)$$

Уравнения (2)–(7), (10) действительны для $Re = (1,8–10) \cdot 10^3$, а формула (8) – для $\rho w = 2,5–12,5 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жукаускас, А. Теплоотдача поперечнообтекаемых пучков ребристых труб / А. Жукаускас, Р. Улинскас. – Вильнюс: Мокслас, 1986. – 204 с.
2. Кунтыш, В. Б. Теплоотдача и сопротивление компактных пучков ребристых труб / В. Б. Кунтыш, Ф. М. Иохведов, И. Г. Таранян // Судостроение. – 1973. – № 2. – С. 26–27.
3. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. – СПб.: Энергоатомиздат, 1992. – 280 с.
4. Экспериментальное исследование теплоотдачи и сопротивления пучков АВО из биметаллических труб / В. Б. Кунтыш [и др.] // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1977. – № 12. – С. 89–93.
5. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечнооребранных труб / В. Ф. Юдин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 189 с.
6. Бельский, А. П. Вентиляция бумагоделательных машин / А. П. Бельский, М. Д. Лотвинов. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 216 с.
7. Кунтыш, В. Б. Конвективная теплоотдача шахматных пучков труб с различной высотой спирального алюминиевого ребра в поперечном потоке воздуха / В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, А. Э. Пиир // Весці Нацыянальнай акадэміі навук Беларусі, сер. фіз.-тэхн. навук. – 2012. – № 3. – С. 13–20.

REFERENCES

1. Zukauskas, A. Heat Transfer of Finned Tube Bundles in Crossflow / A. Zukauskas, R. Ulinskas. – Vilnius: Mokslas, 1986. – 204 p.
2. Kuntys h, V. B. Heat Transfer and Resistance of Close Finned-Tube Bundles / V. B. Kuntys h, F. M. Iokhvedov, I. G. Taranian // Sudostroenie (Shipbuilding). – 1973. – No 2. – P. 26–27.
3. Kuntys h, V. B. Heating and Aerodynamic Calculations of Finned Air-Cooled Exchangers / V. B. Kuntys h, N. M. Kuznetsov. – Saint-Petersburg: Energoatomizdat, 1992. – 280 p.
4. Experimental Investigation of Heat Transfer and Resistance of ACA (Air Cooled Apparatus) Bundles made of Bimetallic Tubes / V. B. Kuntys h [et al.] // Energetika [Power Engineering] (Proceedings of Higher Education Institutions). – 1977. – No 12. – P. 89–93.
5. Yudin, V. F. Heat Exchange of Cross-Fin Tubes / V. F. Yudin. – L.: Mashinostroenie [Mechanical Engineering], 1982. – 189 p.
6. Belsky, A. P. Ventilation of Paper Manufacturing Machines / A. P. Belsky, M. D. Lotvinov. – M.: Lesnaya Promyshlennost [Forest Industry], 1990. – 216 p.
7. Kuntys h, V. B. Convective Transfer of Staggered Tube Bundles Having Various Height of Spiral Aluminium Fin in Air Crossflow / V. B. Kuntys h, A. B. Sukhotsky, A. E. Piir // Bulletin of National Academy of Sciences of Belarus, Series: Physical and Technical Sciences. – 2012. – No 3. – P. 13–20.

Представлена кафедрой
энергосбережения, гидравлики
и теплотехники

Поступила 30.05.2013