

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОДНОРЯДНОГО ПУЧКА ИЗ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ С РАЗЛИЧНОЙ ВЫСОТОЙ ОРЕБРЕНИЯ ПРИ СВОБОДНО-КОНВЕКТИВНОМ ТЕПЛООБМЕНЕ С ВОЗДУХОМ

Е.С. Данильчик, А.Б. Сухоцкий, В.Б. Кунтыш

Белорусский государственный технологический университет, г. Минск,

Республика Беларусь

E-mail: katty.156.156@gmail.com

**Резюме:** Рассмотреть как будет влиять изменение высоты оребрения биметаллических оребренных труб однорядного пучка на тепловые, габаритные и металлоемкостные характеристики в режиме свободной конвекции воздуха при различных углах наклона ( $\gamma = 0, 15, 30, 45, 60$  и  $90^\circ$ ) к горизонтальной плоскости. Исследуемые трубы имели следующие характеристики: материал несущей трубы – углеродистая сталь (наружный диаметр  $d_n = 25$  мм, толщина стенки  $\delta = 2$  мм), материал накатной ребристой оболочки – алюминиевый сплав АД1М. Геометрические параметры ребер:  $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times \varphi \times l = 56,0 \times 26,8 \times 14,6 \times 2,5 \times 0,5 \times 19,3 \times 300$  мм (I тип). Исследования проводились методом полного теплового моделирования на специально разработанном экспериментальном стенде. Затем ребра стачивались путем шлифования с образованием новых типов труб (II–VI), которые компоновались в однорядный пучок с постоянным относительным поперечным шагом  $\sigma_1 = S_1 / d = 1,14 = \text{const}$ . В статье получены критериальные зависимости по теплоотдаче оребренного однорядного пучка из труб с различной высотой оребрения при разных углах наклона к горизонтальной плоскости, а также графическая зависимость поправочного коэффициента на угол наклона пучка ( $\gamma = 0-90^\circ$ ). Установлено, что увеличение угла наклона и высоты оребрения труб однорядного пучка в целом сопровождается снижением теплоотдачи. По габаритным и металлоемкостным характеристикам наиболее эффективным является однорядный пучок при различных углах наклона к горизонтальной плоскости с высотой оребрения трубы 2,0 мм.

**Ключевые слова:** биметаллическая оребренная труба, однорядный трубчатый теплообменник, число Релея, число Нуссельта, критериальное уравнение теплоотдачи, углы наклона к горизонту, высота оребрения, габаритные и металлоемкостные характеристики, свободная конвекция.

**Благодарности:** Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования Республики Беларусь (грант № ГБ 20-052), а также Белорусского республиканского фонда фундаментальных исследований и Российского фонда фундаментальных исследований (проекты T19PM-076 и 19-58-04-006Бел\_мол\_a).

**Для цитирования:** Данильчик Е.С., Сухоцкий А.Б., Кунтыш В.Б. Экспериментальные исследования эффективности однорядного пучка из биметаллических оребренных труб с различной высотой оребрения при свободно-конвективном теплообмене с воздухом // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2020. Т.22. №5. С.128-141. doi:10.30724/1998-9903-2020-22-5-128-141.

## EXPERIMENTAL STUDIES OF THE EFFICIENCY OF A SINGLE-ROW BUNDLE OF BIMETALLIC FINNED TUBES WITH DIFFERENT FINNING HEIGHTS IN FREE CONVECTIVE HEAT EXCHANGE WITH AIR

ES Danil'chik, AB Sukhotski, VB Kuntysch

Belarussian state technological university, Minsk, Republic of Belarus

E-mail: katya.156.156@gmail.com

**Abstract:** Considerer the influence of a change in the height of the finning of bimetallic finned tubes of a single-row bundle on the thermal, overall and metal-capacity characteristics in the mode of free air convection at different angles of inclination ( $\gamma = 0, 15, 30, 45, 60$  and  $90^\circ$ ) to the horizontal plane. The investigated tubes have the following characteristics: the material of the supporting tube was carbon steel (outer diameter  $d_{out} = 25$  mm, wall thickness  $\delta = 2$  mm), the material of the rolling finned shell was aluminum alloy AD1M. Geometric parameters of the fins:  $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta \times \varphi \times l = 56,0 \times 26,8 \times 14,6 \times 2,5 \times 0,5 \times 19,3 \times 300$  mm (type I). The studies were carried out by the method of complete thermal modeling on a specially designed experimental stand. Then the fins were ground by grinding with the formation of new types of tubes (II–VI), which were assembled into a single-row bundle with a constant relative transverse pitch  $\sigma_1 = S_1 / d = 1,14 = \text{const}$ . The article describes the criterion dependences for heat transfer of a finned single-row bundle of tubes with different finning heights at different angles of inclination to the horizontal plane, as well as a graphical dependence of the correction factor for the angle of inclination of bundle ( $\gamma = 0–90^\circ$ ) were obtained. It has been established that an increase in the angle of inclination and the height of the finning of tubes of a single-row bundle is generally accompanied by a decrease in heat transfer. In terms of overall and metal-capacity characteristics, the most effective is a single-row bundle at various angles of inclination to the horizontal plane with a tube finning height 2,0 mm.

**Keywords:** bimetallic finned tube, single-row tubular heat exchanger, Rayleigh number, Nusselt number, criterion equation for heat transfer, tilt angles to the horizon, finning height, overall and metal capacity characteristics, free convection.

**Acknowledgments:** This work was financially supported by the Ministry of Education of the Republic of Belarus (Grant No. GB 20-052), as well as the Belarusian Republican Foundation for Basic Research and the Russian Foundation for Basic Research (projects T19RM-076 and 19-58-04-006Bel\_mol\_a).

**For citation:** Danil'chik ES, Sukhotski AB, Kuntysch VB. Experimental studies of the efficiency of a single-row bundle of bimetallic finned tubes with different finning heights in free convective heat exchange with air. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2020;22(5):128-141. doi:10.30724/1998-9903-2020-22-5-128-141.

### Введение

Воздухоохлаждаемые теплообменники (ВОТ) применяются в различных отраслях промышленности для охлаждения технологических продуктов и энергоносителей. Однорядные пучки нашли распространение в системах отопления в качестве калориферов и системах утилизации сбросного тепла.

В настоящее время ВОТ в основном эксплуатируются в режиме вынужденной конвекции, который позволяет значительно увеличить коэффициент теплопередачи и тем самым снизить габариты теплообменника. Но эксплуатация таких ВОТ требует значительного потребления энергии на привод вентиляторов.

Одним из способов решения проблемы энергосбережения является перевод данных ВОТ в режим свободной конвекции без затрат электроэнергии на привод вентиляторов. Главным недостатком данных ВОТ является малые коэффициенты теплопередачи и существенные габаритно-массовые характеристики. Поэтому очень актуальны углубленные исследования

эксплуатации ВОТ в режиме свободной конвекции, которые связаны с разработкой энергоэффективной поверхности теплообмена ВОТ в данном тепловом режиме.

### Литературный обзор

Ю. А. Короленко определил средние коэффициенты теплоотдачи к воздуху естественной конвекцией однорядного пучка горизонтальных гладких труб диаметром  $d$  [1]. Было установлено, что при относительном шаге труб  $S_1/d > 1,82$  влияние соседних труб не ощущается и теплоотдачу можно рассчитывать по зависимостям для одиночной горизонтальной трубы. При  $1,36 \leq S_1/d \leq 1,82$  влияние соседних труб друг ощущается при  $Gr > 3200$ . При более тесном расположении горизонтальных труб влияние соседних труб на теплоотдачу конвекцией ощущается при всех значениях чисел Грасгофа, что существенно уменьшает коэффициент теплоотдачи по сравнению с одиночной трубой. Однако следует учитывать, что при обработке данных была применена несовершенная методика учета лучистой составляющей теплового потока, которая доходила в опытах до 60%. Полученные выводы не согласуются также с исследованиями С. Е. Гусева [2], проведенными для пучка горизонтальных цилиндров в воде, в которых полученные для относительных шагов труб  $S_1/d > 1,25$  и  $2,0$  коэффициенты теплоотдачи оказались на 12 и 3% выше, чем у одиночного цилиндра при тех же числах Релея.

В работе [3] приведены результаты исследования теплоотдачи однорядного пучка ребристых труб с коэффициентом оребрения  $\phi = 15,23$  при свободной конвекции. Опыт выполнялся при относительных шагах труб  $S_1/d = 1,035-4,0$ , где  $d$  – диаметр оребрения. При этом оси труб располагались под углами  $0, 45$  и  $90^\circ$  к горизонтальной плоскости. Опытные серии аппроксимированы степенными уравнениями в интервале чисел Релея  $Ra = (3,5-11,4) \cdot 10^4$ . Анализ результатов исследования показал, что при одинаковых относительных шагах труб  $S_1/d$  теплоотдача уменьшается с возрастанием угла наклона пучка. Для горизонтального пучка наибольшая теплоотдача соответствует шагу  $S_1/d = 1,135$ , а для наклоненных пучков –  $S_1/d = 1,25$ . Отмечается, что для каждого относительного шага в пределах  $S_1/d = 1,25-2,0$  существует критическое значение числа Релея, до которого теплоотдача трубы в пучке развивается по законам свободной конвекции одиночной оребренной трубы. К сожалению, в данной работе неверно учитывался тепловой поток излучением, так как приведенная степень черноты принималась равной нормальной степени черноты алюминиевой поверхности в диапазоне  $0,07-0,15$  в зависимости от температуры и не учитывалось влияние переизлучения между трубами.

В работе [4] проведены исследования свободноконвективной теплоотдачи однорядного пучка ребристых труб с коэффициентом оребрения  $\phi = 16,8$  для относительных межтрубных шагов  $S_1/d = 1,043-1,799$  и углов наклона к горизонтальной поверхности  $0, 15, 30, 45$  и  $60^\circ$ . Предельный интервал изменения числа Релея  $Ra = (3-40) \cdot 10^4$ . Теплоотдача излучением составляла 20–35% от суммарного теплового потока. Обнаружено, что во всем диапазоне шагов теплоотдача горизонтального пучка выше, чем у одиночной трубы на 20–50% при тех же числах Релея. При этом имеется максимум теплоотдачи в интервале шага  $S_1/d = 1,097-1,151$ . Рост теплоотдачи в интервале шага  $S_1/d = 1,043-1,799$  объяснялся увеличением относительной площади проходного сечения и возрастанием скорости потока. Увеличение межтрубного шага  $S_1/d > 1,151$  вызывало уменьшение взаимодействия пограничных слоев соседних труб, что в пределе приведет к достижению минимума теплоотдачи пучка соответствующей теплоотдачи одиночной оребренной трубы. Увеличение угла наклона до  $15^\circ$  практически не оказывает влияние на теплоотдачу пучка. Дальнейшее увеличение угла наклона до  $60^\circ$  вызывало снижение конвективной теплоотдачи на 37–47% обусловленное ухудшением условий обтекания воздухом межреберного пространства. Подобные результаты получены в работе [5] для однорядного горизонтального пучка ребристых труб с коэффициентом оребрения  $\phi = 14,5$  для относительных межтрубных шагов  $S_1/d = 1,027-2,14$ . Максимум теплоотдачи достигался в интервале шага  $S_1/d = 1,084-1,17$ . При всех шагах труб и во всем диапазоне чисел  $Ra$  пучки имеют на 16–80% более высокую теплоотдачу по сравнению с одиночной трубой.

В работе [6] приведены результаты исследования теплоотдачи однорядного горизонтального пучка ребристых труб с коэффициентом оребрения  $\phi = 21$  при свободной конвекции для относительных межтрубных шагов  $S_1/d = 1,036-1,25$ . В результате анализа полученных экспериментальных данных у авторов сформировалась определенная физическая картина структуры потока воздуха, проходящего через однорядный горизонтальный оребренный пучок. Поток воздуха, проходящий через пучок, условно можно разделить на три части: межреберный, обтекающий и межтрубный.

Межреберный поток движется в полостях между ребрами трубы и за счет большой поверхности контакта имеет наибольший отбор тепла и, соответственно, максимальное повышение температуры. При этом он обладает также максимальной подъемной силой, обусловленной низкой весовой плотностью, но из-за малого проходного сечения этот поток воспринимает максимальное сопротивление движению. Обтекающий поток нагревается за счет взаимодействия с поверхности торцов ребер и смешивается с межреберным потоком. Его поведение и характеристики во многом идентичны с потоком, обтекающим гладкую трубу с диаметром равным диаметру оребрения экспериментальной трубы. Сопротивление его движению главным образом оказывает взаимодействие с межтрубным потоком воздуха. Межтрубный поток, по сути, является паразитным, т. к. практически неподвижен при свободной конвекции, препятствует движению обтекающему потоку и непосредственно не участвует в охлаждении трубного пучка.

При больших поперечных шагах дополнительное аэродинамическое сопротивление движению обтекающему потоку создает практически неподвижный межтрубный поток и обтекание трубы воздухом аналогично обтеканию одиночной трубы. При уменьшении шага снижается межтрубное поперечное сечение и соответственно уменьшается влияние паразитного межтрубного потока. При оптимальных шагах  $S_1/d = 1,09-1,14$  межтрубный холодный поток отсутствует, обтекающий поток соседних труб объединяется в единый поток. При малых же поперечных шагах обтекающий поток оказывается зажатым между трубами и его расход снижается, что ведет к снижению теплоотдачи ниже, чем теплоотдача у одиночной трубы (при  $S_1/d < 1,036$ ).

Таким образом, можно сделать вывод, что на основе проведенных исследований [1–6] сформировались ясные представления о влиянии межтрубного шага на теплоотдачу гладкого и оребренного однорядного пучка. Однако имеющиеся экспериментальные данные не позволяют сформулировать однозначное мнение о влиянии параметров оребрения однорядного пучка на эффективность теплообмена. Имеется только небольшое количество работ посвященных изучению влияния высоты оребрения  $h$  и шага ребра  $s$  на свободно-конвективный теплообмен одиночной оребренной трубы [7–13].

### Материалы и методы

Цель работы – экспериментальные исследования влияния высоты оребрения биметаллических оребренных труб однорядного пучка на тепловые, габаритные и металлоемкостные характеристики в режиме свободной конвекции воздуха при различных углах наклона ( $\gamma = 0, 15, 30, 45, 60$  и  $90^\circ$ ) к горизонтальной плоскости.

Опыты проводились на однорядных пучках из шести биметаллических оребренных труб со спиральными (круглыми) накатными ребрами со следующими исходными геометрическими параметрами: 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  $\phi = 19,3$  (I тип,  $h/s = 5,84$ ). Материал ребристой оболочки – алюминиевый сплав АД1М, материал несущей трубы – углеродистая сталь, длина трубы  $l_n = 330$  мм (теплоотдающая длина  $l = 300$  мм). Диаметр несущей трубы  $d_n = 25$  мм, толщина стенки  $\delta = 2$  мм. Однорядный пучок из I-го типа труб собирался из оребренных труб с поперечным шагом установки  $S_1 = 64$  мм.

Для изменения высоты оребрения труб их ребра стачивались путем шлифования с образованием новых типов труб (рис. 1), при этом компоновка однорядных пучков производилась с постоянным относительным поперечным шагом  $\sigma_1 = S_1/d = 1,14 = \text{const}$ : II тип –  $h = 12,0$  мм;  $d = 50,8$  мм;  $\phi = 15,1$ ;  $S_1 = 57,9$  мм ( $h/s = 4,80$ ); III тип –  $h = 8,0$  мм;  $d = 42,8$  мм;  $\phi = 9,4$ ;  $S_1 = 48,8$  мм ( $h/s = 3,20$ ); IV тип –  $h = 4,1$  мм;  $d = 35,0$  мм;  $\phi = 4,8$ ;  $S_1 = 39,9$  мм ( $h/s = 1,64$ ); V тип –  $h = 2,0$  мм;  $d = 30,8$  мм;  $\phi = 2,8$ ;  $S_1 = 35,1$  мм ( $h/s = 0,80$ ); VI тип –  $h = 0-0,2$  мм;  $d = 26,8$  мм;  $\phi \approx 1$  (условно гладкая труба);  $S_1 = 30,6$  мм ( $h/s \approx 0$ ). После шлифовки всех ребер были получены условно гладкие трубы с элементами дискретной шероховатости вследствие повреждения поверхности основания ребер и межреберных каналов абразивом шлифовальной бумаги (рис. 1, справа), которую проблематично было удалить из-за небольшой толщины алюминиевого основания (0,9 мм). В работе [7] были проведены тарировочные опыты, которые подтвердили, что теплообменные свойства, полученных нами условно гладких труб соответствуют свойствам обычной гладкой трубы

при правильном учете лучистой составляющей [4, 14].



Рис. 1. Образцы экспериментальных труб типов I–VI для однорядных пучков

Исследования проводились методом полного теплового моделирования на специально разработанном в [15] экспериментальном стенде для исследования теплообмена пучков с воздушным потоком. Для этого во внутрь каждой трубы пучка соосно с помощью центровочного кольца вставлялся, изготовленный на ОАО «Минский завод тэнов», стальной теплоэлектронагреватель (ТЭН) диаметром  $d_{\text{ТЭН}} = 12,5$  мм, максимальной мощностью 320 Вт. Для равномерного прогрева трубы между ТЭНом и стенкой засыпался кварцевый песок дисперсным составом 0,16–0,32 мм. Для снижения торцевых потерь на концах труб однорядного пучка применялся теплоизолирующий короб с минеральной ватой [16].

Схема экспериментальной установки (рис. 2), аппаратное оснащение ее измерительными приборами, методика и порядок проведения опытов подробно изложены в [15–16].

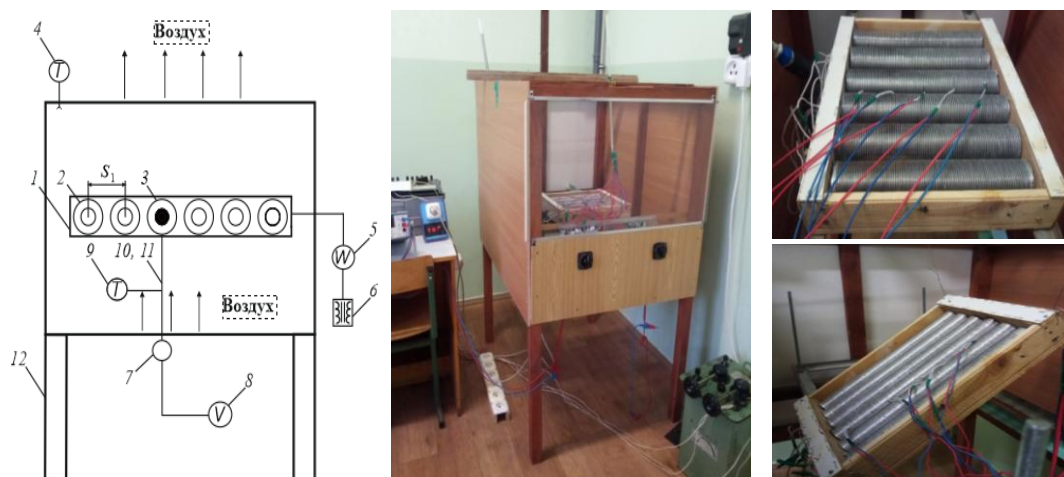


Рис. 2. Схема и фото экспериментальной установки

- 1 – камера; 2 – однорядный пучок; 3 – труба-калориметр; 4 – лабораторный термометр; 5 – ваттметры, 6 – масляной трансформатор; 7 – переключатель; 8 – вольтметр; 9 – сосуд Дьюара; 10 – хромель-алюмелевые термопары; 11 – четырехспайные медь-константановые термопары; 12 – опоры

Во время экспериментального исследования однорядного пучка электрическая мощность, подводимая к трубам, изменялась в пределах  $W = 6\text{--}230$  Вт, средняя температура стенки у основания ребер составляла  $t_{\text{ст}} = 30\text{--}250^\circ\text{C}$ , а температура окружающего воздуха в камере  $t_0 = 16\text{--}27^\circ\text{C}$ . Теплофизические свойства воздуха  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $\alpha$  определяли по температуре окружающего воздуха в камере  $t_0$ . За определяющий размер был принят диаметр трубы по основанию ребер  $d_0$ .

По данным измерений рассчитывался средний приведенный коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесенный к полной наружной поверхности оребренной трубы,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$

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

где  $Q_k$  – конвективный тепловой поток, Вт;  $t_{ct}$  – средняя температура поверхности стенки у основания ребер труб пучка, °C;  $t_0$  – температура окружающего воздуха, °C;  $F = l \cdot \pi \cdot d_0 \cdot \varphi$  – площадь теплоотдающей оребренной поверхности трубы, м<sup>2</sup>.

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

$$Q_k = W - Q_{\text{л}} - Q_{\text{п.к}}, \quad (2)$$

где  $Q_{\text{л}}$  – тепловой поток, отведенный излучением от трубы к воздуху и шахте, Вт;  $Q_{\text{п.к}}$  – тепловые потери через торцы труб и токоподводы при использовании короба с минеральной ватой, Вт.

Для определения тепловых потерь через торцы труб, для минимизации которых использовался теплоизолирующий короб с минеральной ватой, были проведены предварительные опыты с горизонтальными гладкой цилиндрической алюминиевой трубой 25×2 мм и оребренной биметаллической трубой типа I. В работе [14] нами были проведены тарировочные опыты по определению тепловых потерь через торцы трубы при использовании фторопластовых втулок, где для всех типов труб I–VI были получены соответствующие уравнения для определения тепловых потерь в виде  $Q_{\text{п}} = f(W)$ . Зная эти зависимости для гладкой трубы и оребренной трубы I-го типа, экспериментально устанавливали ряд значений суммарного теплового потока  $Q_{\text{сум}} = Q_k + Q_{\text{л}}$ , Вт и далее по уравнению (2) обратным методом находили значение тепловых потерь  $Q_{\text{п.к}} = W - Q_{\text{сум}}$ , Вт. Результаты эксперимента представлены на рис. 3.

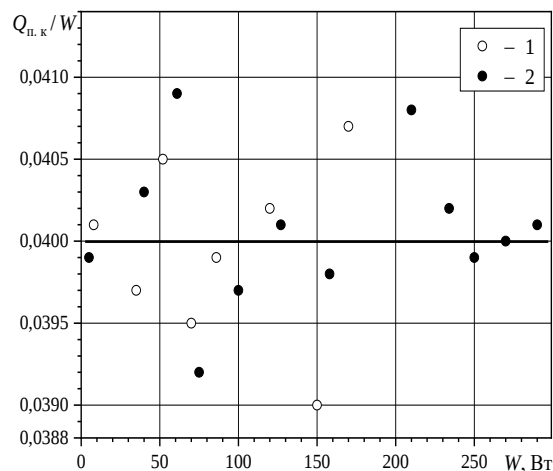


Рис. 3. Результаты эксперимента по определению тепловых потерь  $Q_{\text{п.к}}$ , Вт, от подаваемой к трубе электрической мощности  $W$ , Вт: 1 – гладкая труба; 2 – оребренная биметаллическая труба I-го типа

Из рис. 3 следует, что тепловые потери через торцы труб и токопроводы при использовании теплоизолирующего короба с минеральной ватой для труб, как для гладкой, так и для оребренной, составляют  $\approx 4\%$  от электрической мощности, подаваемой на трубу-калориметр ( $Q_{\text{п.к}} \approx 0,04 \cdot W$ , Вт).

Количество теплоты переданного излучением, Вт, при упрощенном методе согласно [4] с небольшим дополнением, что температура поверхности камеры, пола и потолка вокруг пучка равна температуре окружающего воздуха,  $t_k = t_0$ , °C, рассчитывалось по формуле

$$Q_{\text{л}} = c_0 \varepsilon_{\text{пр}} \varphi_{\text{т-с}} \varphi_{\text{г.п-с}} F \left[ \left( \frac{273 + t_{ct}}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + t_k}{100} \right)^4 \right], \quad (3)$$

где  $c_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела;  $\varepsilon_{\text{пр}}$  – приведенная степень черноты системы тел пучок–среда;  $\varphi_{\text{т-с}}$  – средний угловой коэффициент излучения одиночной ребристой трубы к окружающей среде и  $\varphi_{\text{г.п-с}}$  – средний угловой коэффициент излучения от гладкотрубного пучка к окружающей среде определялись по [4].

Для определения приведенной степени черноты в работе [14] опытным путем для труб с каждой высотой оребрения (типы I–VI) из которых составлялись однорядные пучки, определяли эффективную степень черноты  $\varepsilon_{\text{эф}}$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \left[ 1 + (1/\varepsilon_{\text{эф}} - 1)\varphi_{\text{г.п-с}} \right]^{-1} \quad (4)$$

Результаты эксперимента представлялись в виде зависимости числа Нуссельта от числа Релея

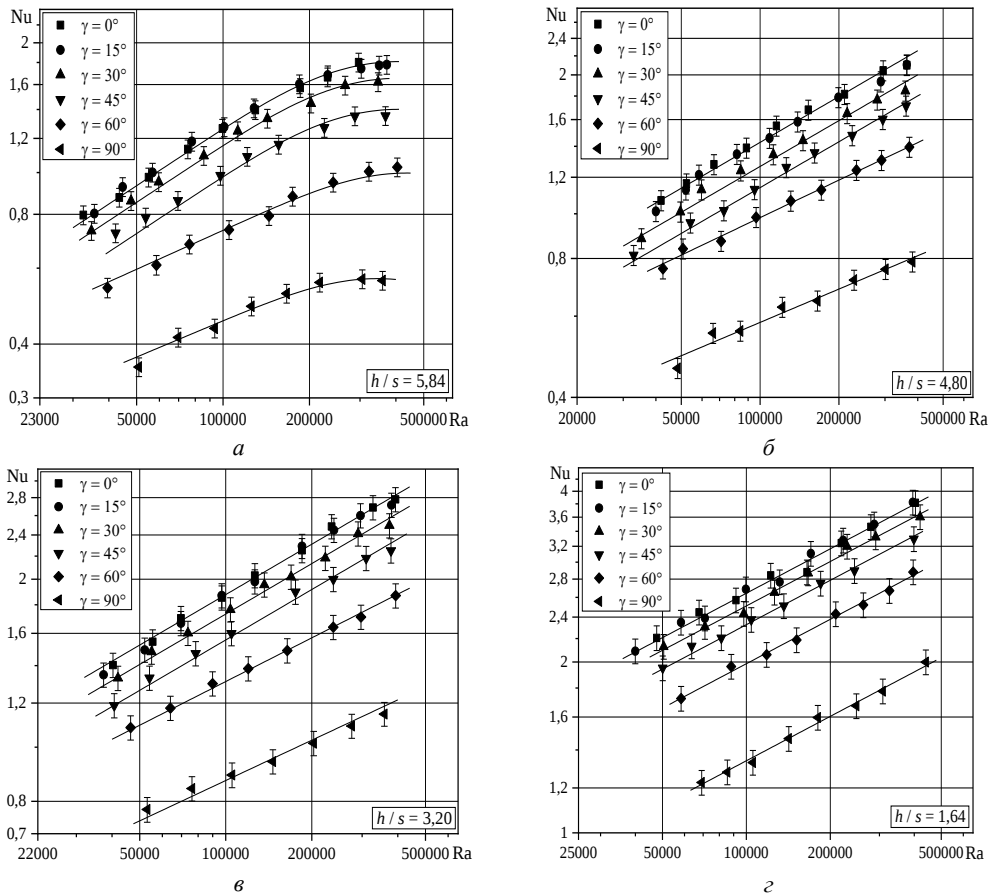
$$\text{Nu} = \frac{\alpha_{\text{к}} \cdot d_0}{\lambda}, \quad (5)$$

$$\text{Ra} = \text{Gr Pr} = \frac{g\beta d_0^3 (t_{\text{ст}} - t_0)}{\nu a}, \quad (6)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности воздуха,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ; Gr – число Грасгофа; Pr – число Прандтля;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $\beta$  – коэффициент температурного расширения,  $\text{К}^{-1}$ ;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $a$  – коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

#### Результаты и обсуждения

Результаты экспериментального исследования свободно-конвективной теплообмена однорядных пучков из ребристых труб с различной высотой оребрения при разных углах наклона  $\gamma$  к горизонтальной плоскости представлены на рис. 4.



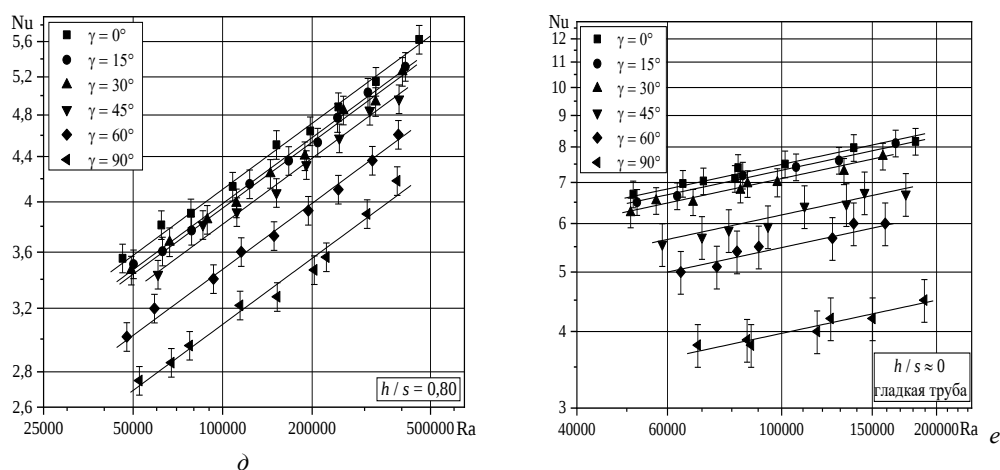


Рис. 4. Теплоотдача в режиме свободной конвекции воздуха однорядных пучков из труб экспериментальных типов: а) – I тип, б) – II тип, в) – III тип, г) – IV тип, д) – V тип, е) – VI тип, при различных углах наклона  $\gamma = 0, 15, 30, 45, 60$  и  $90^\circ$

Экспериментальные данные по теплоотдаче однорядного пучка из труб I-го типа с высотой оребрения  $h = 14,6$  мм при различных углах наклона  $\gamma$ , представленных на рис. 4 а, с отклонением, не превышающим 5–7%, аппроксимированы уравнением вида, где коэффициент  $B$  для углов  $\gamma = 0, 15, 30, 45^\circ$  составил  $6 \cdot 10^5$ , для  $\gamma = 60^\circ - 9 \cdot 10^5$ , а для  $\gamma = 90^\circ - 7,5 \cdot 10^5$

$$Nu = A \cdot Ra^n (1 - \exp(-B / Ra)) \quad (7)$$

При этом степенной вид зависимости с экспоненциальным отклонением по уравнению (7) совпадает с исследованиями работ [4, 6] по свободной конвекции трубных шахматных пучков из биметаллических оребренных труб.

Остальные экспериментальные данные по теплоотдаче однорядных оребренных пучков при различных углах наклона  $\gamma$  на рис. 4 б–д, с отклонением для однорядных пучков из труб II-го и III-го типов 5–7%, IV-го и V-го типов – 10% и VI-го типа – 15%, аппроксимированы традиционной функцией вида

$$Nu = A \cdot Ra^n \quad (8)$$

Значения постоянных  $A, n$  в уравнениях (7) и (8) представлены в табл. 1, где номер типа труб в зависимости от высоты оребрения соответствует номеру однорядного пучка.

Таблица 1

Значения постоянных  $A, n$  в уравнениях (7) и (8) и диапазоны применимости по числу  $Ra$  для теплоотдачи однорядного пучка при постоянном относительном поперечном шаге  $\sigma_1 = S_1 / d = 1,14 = \text{const}$  в режиме свободной конвекции

| Тип трубы (пучка)           | I           | II          | III       | IV        | V         | VI<br>гладкая труба (пучок) |
|-----------------------------|-------------|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------------------------|
| $h$ , мм (ф)                | 14,6 (19,3) | 12,0 (15,1) | 8,0 (9,4) | 4,1 (4,8) | 2,0 (2,8) | 0–0,2 (1)                   |
| $h/s$                       | 5,84        | 4,80        | 3,20      | 1,64      | 0,80      | $\approx 0$                 |
| Диапазон $Ra \cdot 10^{-5}$ | 0,33–4,05   | 0,33–3,82   | 0,37–3,59 | 0,4–4,20  | 0,46–4,58 | 0,51–1,89                   |
| $\gamma = 0^\circ$          |             |             |           |           |           |                             |
| $A$                         | 0,0080      | 0,032       | 0,059     | 0,133     | 0,411     | 0,943                       |
| $n$                         | 0,44        | 0,33        | 0,30      | 0,26      | 0,2       | 0,18                        |
| $\gamma = 15^\circ$         |             |             |           |           |           |                             |
| $A$                         | 0,0080      | 0,032       | 0,059     | 0,133     | 0,399     | 0,923                       |
| $n$                         | 0,44        | 0,33        | 0,30      | 0,26      | 0,2       | 0,18                        |
| $\gamma = 30^\circ$         |             |             |           |           |           |                             |
| $A$                         | 0,073       | 0,028       | 0,055     | 0,126     | 0,395     | 0,894                       |
| $n$                         | 0,44        | 0,33        | 0,30      | 0,26      | 0,2       | 0,18                        |

Продолжение таблицы 1

| $\gamma = 45^\circ$ |        |       |       |       |       |       |
|---------------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $A$                 | 0,0062 | 0,026 | 0,049 | 0,117 | 0,382 | 0,780 |
| $n$                 | 0,44   | 0,33  | 0,30  | 0,26  | 0,2   | 0,18  |
| $\gamma = 60^\circ$ |        |       |       |       |       |       |
| $A$                 | 0,023  | 0,044 | 0,066 | 0,099 | 0,347 | 0,690 |
| $n$                 | 0,30   | 0,27  | 0,26  | 0,26  | 0,2   | 0,18  |
| $\gamma = 90^\circ$ |        |       |       |       |       |       |
| $A$                 | 0,018  | 0,037 | 0,055 | 0,067 | 0,309 | 0,500 |
| $n$                 | 0,28   | 0,24  | 0,24  | 0,26  | 0,2   | 0,18  |

На рис. 5 представлена графическая зависимость поправочного коэффициента  $C_\gamma = Nu_\gamma / Nu_{\gamma=0^\circ}$  на угол наклона  $\gamma$  для различных типов экспериментальных однорядных пучков, где числа  $Nu$  при соответствующих числах  $Ra$  вычислялись по уравнениям (7) и (8). Данный коэффициент  $C_\gamma$  определялся как среднее арифметическое расчетных точек на исследовательском диапазоне  $Ra = 33000\text{--}458000$ . Отклонение кривых  $C_\gamma = f(\gamma)$  от экспериментальных данных на рис. 4 составило 3% за исключением точек, где происходит смена степени  $n$  функции  $Nu = f(Ra)$  в пределах однорядного пучка с одной высотой оребрения при различных углах  $\gamma$  (см. табл. 1), тогда отклонение при  $\gamma = 60$  и  $90^\circ$  составляет 7–10%.

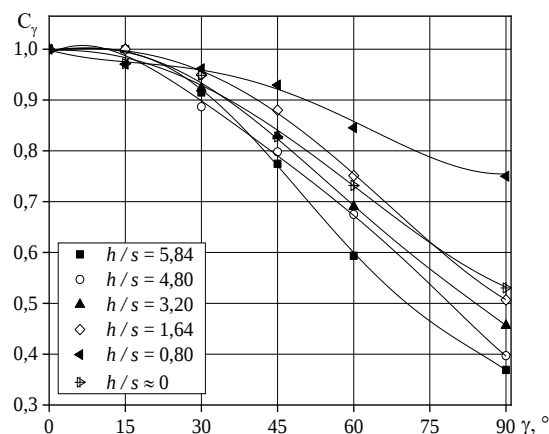


Рис. 5. Зависимость поправочного коэффициента  $C_\gamma$  на угол наклона  $\gamma$  к горизонтальной плоскости для однорядных пучков различных типов I–VI

На рис. 6 представлены рассчитанные по (7) и (8) зависимости при числе  $Ra = 100000$  для сравнения тепловой эффективности теплоотдачи в режиме свободной конвекции однорядного оребренного пучка разной относительной высоты  $h/s$  (типы I–VI) при различных углах наклона  $\gamma$ .

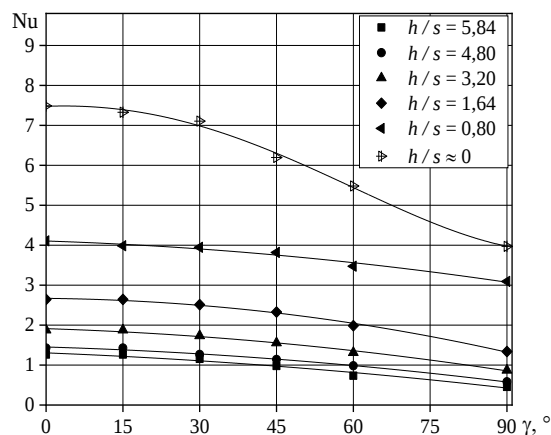


Рис. 6. Зависимость числа  $Nu$  от угла наклона  $\gamma$  к горизонтальной плоскости для однорядного оребренного пучка различной относительной высоты  $h/s$  (типы I–VI) при числе  $Ra = 100000$

Из данных, представленных на рис. 4–6, видно, что увеличение угла наклона однорядного пучка различных типов I–VI в целом сопровождается снижением теплоотдачи.

При вертикальном расположении однорядного пучка с различной высотой оребрения по сравнению с его горизонтальным расположением для типов I, II, III, IV и VI она уменьшается приблизительно в 2–1,8 раза, а для типа V – в 1,4 раза. При этом для пучков типов I–IV теплоотдача горизонтального пучка и под углом  $\gamma = 15^\circ$  одинакова, а для пучков V и VI типов схожа с работой [4]. Отметим, что теплоотдача для всех типов пучков под углом  $\gamma = 30^\circ$  не сильно снижается по сравнению с ее значениями при горизонтальном расположении пучка: I–IV тип приблизительно на 8–10%, а V и VI тип – на 5–6%.

На рис. 4–6 видно, что свободно-конвективная теплоотдача с уменьшением высоты оребрения труб пучка при различных углах наклона  $\gamma$  возрастает, что логично для данных оребренных труб с малым шагом ребра  $s = 2,5$  мм. Это объясняется тем, что при уменьшении высоты оребрения труб пучка площадь теплоотдающей оребренной поверхности уменьшается, при этом конвективный тепловой поток менее ограничен при тесном шаге ребра для свободной конвекции воздуха ребрами по бокам.

В настоящее время, в промышленности, доступное пространство, отведенное на размещение теплообменных аппаратов, зачастую ограничено, следовательно, вопрос компактности теплообменников выходит на передний план. Поэтому, в данной работе была проведена оценка габаритных характеристик теплообменных пучков в режиме свободной конвекции с помощью показателя объемной плотности конвективной теплоотдачи  $A_v$ , Вт/м<sup>3</sup>, полученного на основе работ [17–19] и определяемого по формуле

$$A_v = \frac{Q_k}{V_r \cdot (t_{ct} - t_0)} = \frac{\alpha_k \cdot (t_{ct} - t_0) \cdot F}{V_r \cdot (t_{ct} - t_0)} = \frac{\alpha_k \cdot F}{V_r}, \quad (9)$$

где  $V_r = l \cdot S_1 \cdot d$  – габаритный объем трубы, м<sup>3</sup>.

Для оценки рациональности использования алюминия, из которого изготавливается оребрение для труб теплообменных пучков, была произведена оценка их металлоемкостных характеристик с помощью показателя массовой плотности конвективной теплоотдачи  $A_g$ , Вт/кг, полученного на основе работы [19], рассчитываемого как

$$A_g = \frac{Q_k}{G \cdot (t_{ct} - t_0)} = \frac{\alpha_k \cdot (t_{ct} - t_0) \cdot F}{G \cdot (t_{ct} - t_0)} = \frac{\alpha_k \cdot F}{G}, \quad (10)$$

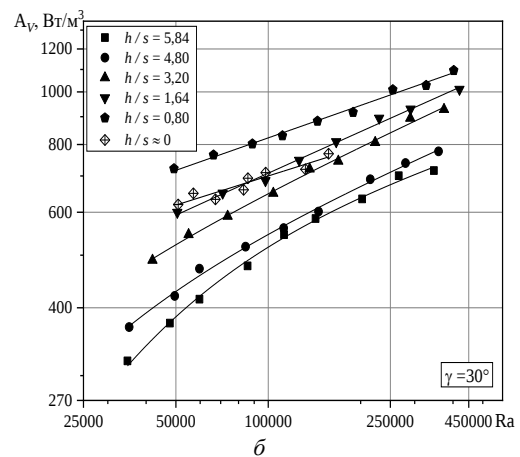
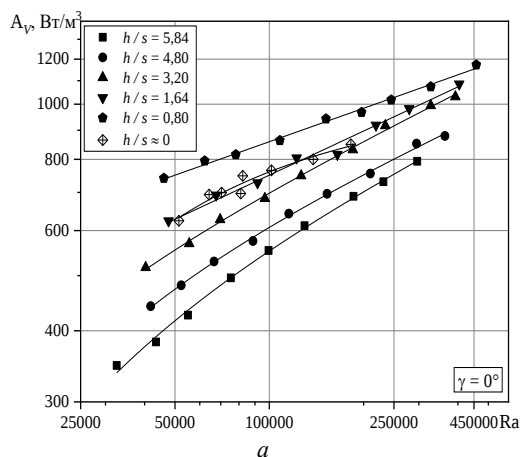
$G$  – масса алюминиевого оребрения одной трубы, кг.

Масса алюминиевого оребрения одной трубы определялся по выражению, м<sup>3</sup>

$$G = \rho_{Al} \cdot (V_k + V_n) \cdot m = \rho_{Al} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (d^2 - d_0^2) \cdot \Delta \cdot m + (d_0^2 - d_n^2) \cdot l \right], \quad (11)$$

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

Результаты оценки по объемной и массовой плотности конвективной теплоотдачи от числа Релея исследуемых однорядных пучков представлены на рис. 7, 8.



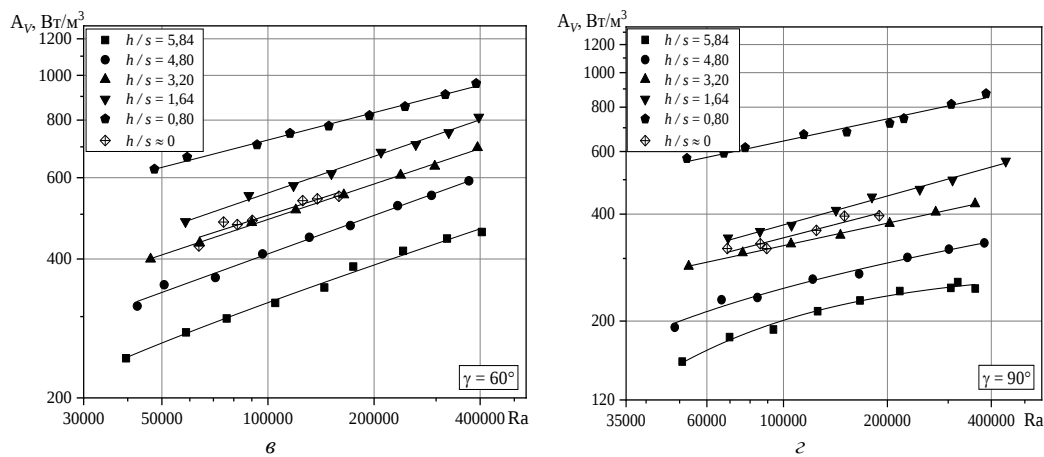


Рис. 7. Графическая зависимость объемной плотности конвективной теплоотдачи от числа Релея для однорядных пучков различных типов I-VI при разных углах наклона  $\gamma$ : а)  $0^\circ$ , б)  $30^\circ$ , в)  $60^\circ$ , г)  $90^\circ$

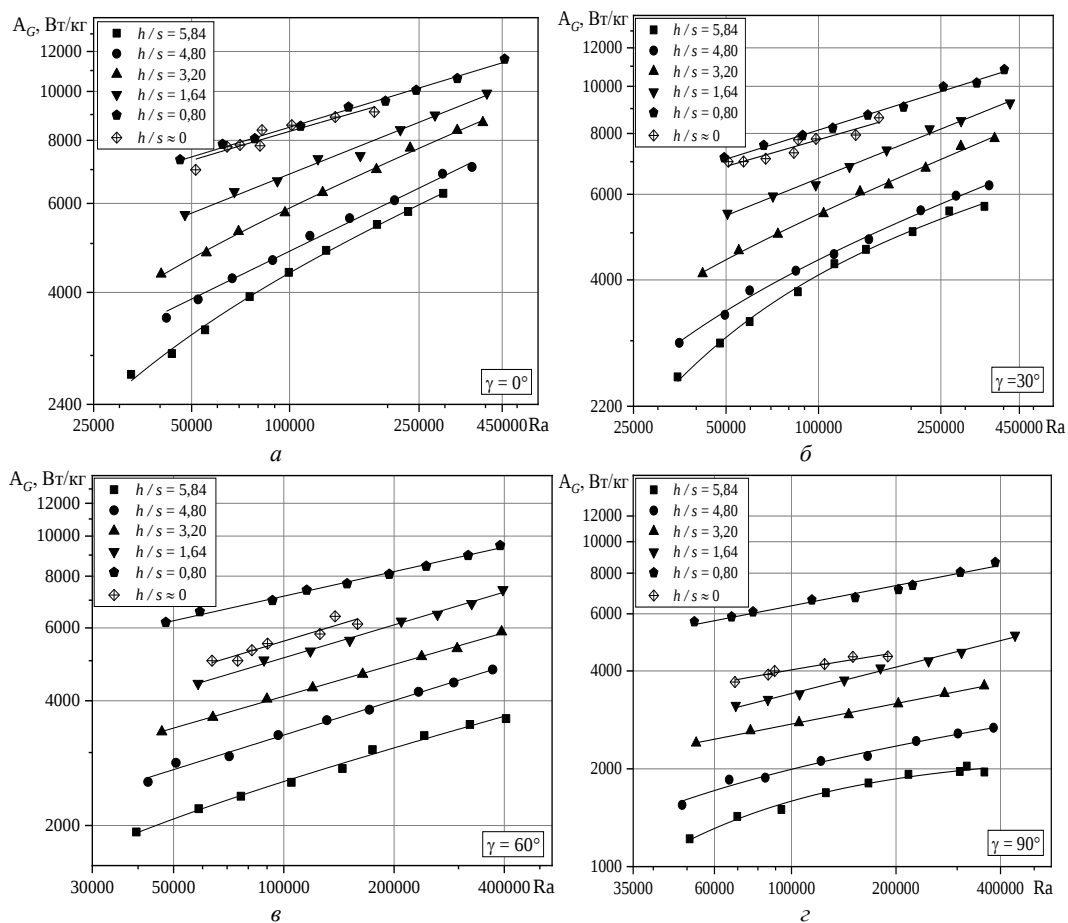


Рис. 8. Графическая зависимость массовой плотности конвективной теплоотдачи от числа Релея для однорядных пучков различных типов I-VI при разных углах наклона  $\gamma$ : а)  $0^\circ$ , б)  $30^\circ$ , в)  $60^\circ$ , г)  $90^\circ$

Из анализа рис. 7, 8 однорядных оребренных пучков при углах наклона  $\gamma = 0, 30$  и  $60^\circ$  к горизонтальной плоскости, наиболее распространенных в промышленности, а также вертикального пучка ( $\gamma = 90^\circ$ ) следует, что наиболее энергетически выгодным с учетом занимаемого габаритного пространства и экономически целесообразным по использованию алюминиевого оребрения является однорядный пучок с высотой оребрения труб  $h \approx 2,0$  мм.

#### Выводы

1. Проведен комплекс экспериментальных исследований конвективной теплоотдачи однорядных пучков из труб с различной высотой оребрения при разных углах наклона к горизонтальной плоскости в режиме свободной конвекции воздуха.

2. Проведены экспериментальные исследования по определению величины тепловых потерь на торцах труб при использовании теплоизолирующего короба с минеральной ватой, которые составляют  $\approx 4\%$  от подаваемой мощности на трубу  $W$ , Вт.

3. Получены критериальные зависимости по теплоотдаче оребренного однорядного пучка из труб с различной высотой оребрения при разных углах наклона к горизонтальной плоскости, а также графическая зависимость поправочного коэффициента на угол наклона пучка ( $\gamma = 0-90^\circ$ ).

4. Установлено, что увеличение угла наклона и высоты оребрения труб однорядного пучка в целом сопровождается снижением теплоотдачи. При этом в промышленности кроме горизонтальных пучков можно использовать однорядные оребренные пучки различных типов I–VI размещенных под углами  $\gamma = 15$  и  $30^\circ$ .

5. По габаритным и металлоемкостным характеристикам наиболее эффективным является однорядный пучок при различных углах наклона к горизонтальной плоскости типа V с высотой оребрения трубы  $h \approx 2,0$  мм.

### Литература

1. Короленко Ю. А. Теплопередача горизонтального пучка труб к воздуху в условиях свободной конвекции // Известия Томского политехнического института. 1962. Т. 110. С. 26-33.
2. Гусев С. Е. Теплообмен и гидродинамика при свободно-конвективном обтекании горизонтальных цилиндрических тел теплоносителем с переменными физическими свойствами: дис. ...докт. техн. наук: 01.04.14. Москва, 2000. 426 с.
3. Кунтын В. Б., Топоркова М. А. Метод расчета подогрева сушильного воздуха при свободной конвекции воздуха в калориферах из труб с накатными ребрами // Актуальные направления развития суши древесины: тез. докл. к Всесоюз. конф. 8–12 сент. 1980 г. Архангельск, 1980. С. 203-207.
4. Самородов А.В. Совершенствование методики теплового расчета и проектирования аппаратов воздушного охлаждения с шахматными оребренными пучками: дис. ...канд. техн. наук: 05.14.14. Архангельск, 1999. 176 с.
5. Волков А.В. Повышение эффективности сушки длительносохнущих пиломатериалов в камерах периодического действия: дис. ...канд. техн. наук: 05.21.05 / А. В. Волков. – Архангельск, 2003. 154 с.
6. Сухоцкий А.Б. Исследование смешанноконвективной теплоотдачи однорядных воздухоохлаждаемых теплообменников при различных поперечных шагах установки труб / Сухоцкий А.Б., Сидорик Г.С. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. №19. С. 3-11.
7. Yildiz, Ş. An experimental investigation on performance of annular fins on a horizontal cylinder in free convection heat transfer / Ş. Yildiz, H. Yüncü // Heat and Mass Transfer. 2004. V. 40. P. 239-251.
8. Hahne, E. Natural convection heat transfer on finned tubes in air / E. Hahne, D. Zhu // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1994. Vol. 37. P. 59-63.
9. Kayansayan, N. Natural convection heat transfer coefficient for a horizontal cylinder with vertically attached circular fins / N. Kayansayan, R. Karabacak // Heat Recovery Systems & CHP. 1992. – V. 12. N. 6. pp. 457-468.
10. Senapati, J.R., Dash K., Roy S. Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder. Int. J. of Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 96. – pp. 330-345.
11. Senapati, J.R., Dash K., Roy S. Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins // Int. J. of Thermal Sciences. 2017. V. 111. pp. 146-159.
12. Chen H.-T., Chou H.-Y., H.-Ch., et. Al. Numerical study on natural convection heat transfer over annular finned tube heat exchanger in chimney with experimental data // Int. J. of Heat and Mass Transfer. 2018. V. 127. pp. 483-496.
13. Данильчик Е. С., Сухоцкий А.Б. Экспериментальные исследования влияния угла наклона оребренной трубы на свободно-конвективную теплоотдачу теплообменников воздушного охлаждения // Энергоэффективность. 2020. № 7. С. 16-20.
14. Данильчик Е. С. Экспериментальные исследования теплоотдачи одиночной биметаллической ребристой трубы с различной высотой оребрения к воздуху в режиме свободной конвекции // Тепло- и массоперенос – 2019. Минск: Институт тепло- и массообмена имени А. В. Лыкова НАН Беларуси. 2020. С. 42-52.
15. Сидорик Г. С. Экспериментальный стенд для исследования тепловых и аэродинамических процессов смешанно-конвективного теплообмена круглоребристых труб и пучков // Труды БГТУ. Серия 1. Лесн. хоз-во, природопольз. и перераб. возоб. рес. 2018. № 1. С. 85-93.
16. Сухоцкий А.Б., Данильчик Е.С. Исследование свободно-конвективного теплообмена оребренной трубы и однородного пучка при различных углах наклона труб к горизонтальной

плоскости // Тр. БГТУ. Сер. 1. Лесное хозяйство, природопользование и переработка возобновляемых ресурсов. 2019. № 2. С. 272–279.

17. Unger S., Krepper E., Hampel U. Numerical analysis of heat exchanger designs for passive spent fuel pool cooling to ambient air // Nuclear Engineering and Design. 2018. V. 333. pp. 224-234.

18. Experimental study of the natural convection heat transfer performance for finned oval tubes at different tube tilt angles / S. Unger, M. Beyer, J. Thiele [et. al.] // Experimental Thermal and Fluid Science. 2019. V. 105. pp. 100-108.

19. Данильчик, Е. С. Интенсификация свободно-конвективной теплоотдачи круглоребристой трубы и однорядного пучка из этих труб с различной высотой ребрения / Е. С. Данильчик // Международная молодежная научная конференция «XXIV Туполевские чтения (школа молодых ученых)»: материалы конференции. Сборник докладов, Казань, 7–8 ноября 2019 г.: в 6 т. / КНИТУ-КАИ. Казань: изд-во ИП Сагеева А. Р., 2019. Т. 2. С. 205-211.

#### Авторы публикации

**Данильчик Екатерина Сергеевна** – аспирант, ассистент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники, Белорусский государственный технологический университет.

**Сухоцкий Альберт Борисович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники Белорусский государственный технологический университет.

**Кунтыш Владимир Борисович** – д-р техн. наук, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники Белорусский государственный технологический университет.

#### References

1. Korolenko YA. Heat transfer of a horizontal tube bundle to the air under free convection. *Proceedings of the Tomsk Polytechnic Institute*. 1962;110:26-33.

2. Gusev SE. *Heat exchange and hydrodynamics in free-convective flow around horizontal cylindrical bodies with a heat carrier with variable physical properties*: dis. ... doct. techn. sciences: 01.04.14. Moscow, 2000.

3. Kuntyn VB., Toporkova MA. Method for calculating the heating of drying air with free air convection in heaters made of tubes with rolling fins. *Current trends in the development of wood drying: TEZ. Dokl. to the all-Union. Conf. September 8–12, 1980*. Arkhangelsk, 1980. pp. 203–207.

4. Samorodov AV. *Improvement of methods of thermal calculation and design of air cooling devices with chess finned bunches*: dis. ... cand. tech. sciences: 05.14.14. Arkhangelsk, 1999. 176 p.

5. Volkov AV. *Improving the efficiency of drying long-drying lumber in batch chambers*: dis. ... cand. tech. science: 05.21.05. Arkhangelsk, 2003. 154 p.

6. Sukhotsky AB, Sidorik GS. Investigation of mixed-convective heat transfer of single-row air-cooled heat exchangers at different transverse steps of pipe installation. *News of higher educational institutions. Energy problem*. 2017; 19:3–11. doi: 10.30724/1998-9903-2017-19-11-12-3-11.

7. Yildiz Ş, Yüncü H. An experimental investigation on performance of annular fins on a horizontal cylinder in free convection heat transfer. *Heat and Mass Transfer*. 2004; 40:239–251. doi: 10.1007/S00231-002-0404-X.

8. Hahne E, Zhu D. Natural convection heat transfer on finned tubes in air. *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 1994; 37:59-63.

9. Kayansayan N, Karabacak R. Natural convection heat transfer coefficient for a horizontal cylinder with vertically attached circular fins. *Heat Recovery Systems & CHP*. 1992; 12(6):457-468.

10. Senapati JR, Dash SK, Roy S. Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 2016; 96:330-345. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.01.024.

11. Senapati JR, Dash SK, Roy S. Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins. *Int. J. of Thermal Sciences*. 2017;111:146-159. doi:10.1016/j.ijthermalsci.2016.08.019.

12. Chen H.-T, Chou H.-Y, Tseng H.-Ch, et al. Numerical study on natural convection heat transfer over annular finned tube heat exchanger in chimney with experimental data. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 2018; 127:483-496. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer. 2018.08.055.

13. Danilchik ES, Sukhotsky AB. Experimental studies of the influence of the angle of inclination of a finned tube on the free convective heat transfer of air-cooled heat exchangers. *Energy efficiency*. 2020;7:16-20.

14. Danilchik ES. Experimental studies of heat transfer of a single bimetallic finned pipe with different fin heights to air in the free convection mode. *Heat and mass transfer – 2019*. 2020. pp. 42-52.

15. Sidorik GS. Experimental stand for studying thermal and aerodynamic processes of mixed-convective heat exchange of round-ribbed pipes and bundles. *Proceedings of BSTU. Series 1. Lesn. household, nature management. and pererab. resume.* 2018;1:85-93.
16. Sukhotsky AB, Danilchik ES. Investigation of free-convective heat exchange of a finned pipe and a homogeneous beam at different angles of inclination of tubes to the horizontal plane. *Proceedings of BSTU. Ser. 1. Forestry, nature management and processing of renewable resources.* 2019;2:272-279.
17. Unger S, Krepper E, Hampel U. Numerical analysis of heat exchanger designs for passive spent fuel pool cooling to ambient air. *Nuclear Engineering and Design.* 2018; 333:224-234. doi:10.1016/j.nucengdes. 2018.04.011.
18. Unger. S, Beyer M, Thiele J, et. al. Experimental study of the natural convection heat transfer performance for finned oval tubes at different tube tilt angels. *Experimental Thermal and Fluid Science.* 2019; 105:100-108. doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.03.016.
19. Danilchik ES. Intensification of free-convective heat transfer of a round-ribbed pipe and a single-row beam from these pipes with different fin heights. *International youth scientific conference "XXIV Tupolev readings (school of young scientists)": conference materials. Collection of reports, Kazan, November 7–8, 2019: in 6 vols.* KNITU-KAI. Kazan: publishing house of IP Sagieva A. R., 2019. V. 2. pp. 205-211.

#### Authors of the publication

**Danilchik Ekaterina Sergeevna** – Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University.

**Sukhotski Al'bert Borisovich** – Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University.

**Kuntysh Vladimir Borisovich** – Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University.

*Поступила в редакцию*

*09 ноября 2020г.*