

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-264-279>

УДК 536.244:621.573 (047)

Теплоаэродинамические исследования шахматных пучков для выбора эффективного шага круглоребристых труб

В. Б. Кунтыш¹⁾, А. Б. Сухоцкий¹⁾, Г. С. Маршалова¹⁾, В. В. Дударев¹⁾,
В. Н. Фарафонов¹⁾

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

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Приведены результаты экспериментального исследования локальным моделированием конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных шестирядных пучков из биметаллических труб со спиральными накатными алюминиевыми ребрами при поперечном обтекании воздухом в диапазоне изменения его скорости в сжатом сечении пучка 1,9–11,0 м/с. Скоростной диапазон охватывает возможные режимы эксплуатации промышленных аппаратов воздушного охлаждения. Ребра диаметром приблизительно 57 мм накатаны на стальной несущей трубе наружным диаметром 25 мм. Коэффициент оребрения трубы $\varphi = 19,26$. Такие трубы широко применяются в теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения природного газа, в частности в ООО «Грибановский машиностроительный завод» (Россия). Для измерения коэффициентов теплоотдачи использован разработанный авторами электрокалориметр с подводимой мощностью 600–1300 Вт. Температура поверхности стенки у основания ребер не выходила за интервал 77–92 °С. Поперечный шаг труб в пучках $S_1 = 64,0; 68,0$ мм, а продольный $S_2 = 54,4$ или 50,0 мм. Проведено измерение теплоотдачи каждого поперечного ряда шестирядных пучков, а также средней теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, которые обобщены уравнением подобия степенного вида. Теплоотдача последнего поперечного ряда по направлению движения воздуха на 0–5 % меньше теплоотдачи стабилизированных рядов, и здесь обнаружены новые особенности изменения теплоотдачи в недостаточно изученной области изменения шагов S_1 и S_2 . Измерено термическое контактное сопротивление (ТКС) в диапазоне средней температуры контактных поверхностей $t_k = (79–95)$ °С и не выявлено зависимости значения ТКС от t_k для указанного интервала. Численное среднее значение ТКС: $R_k = 2,13 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт; оно характерно для надежного механического соединения оребренной алюминиевой оболочки с несущей стальной трубой из углеродистой стали. Вариантными теплоаэродинамическими расчетами с использованием полученных данных установлена технико-экономическая целесообразность размещения труб в вершинах равнобедренного треугольника с шагами: $S_1 = 68–69$ мм; $S_2 = 55$ мм, с отказом от применения расположения

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

труб по равностороннему треугольнику с $S_1 = S'_2 = 64$ мм (где S'_2 – диагональный шаг). При $Q = \text{idem}$ и прочих равных условиях количество труб на аппаратах воздушного охлаждения уменьшается на 5,7 % с понижением электропотребления до 4,0 %.

Ключевые слова: аппараты воздушного охлаждения, биметаллические трубы со спиральными накатными алюминиевыми ребрами, моделирование, конвективный теплообмен, аэродинамическое сопротивление, шахматные шестирядные пучки, размещение труб, равносторонний и равнобедренный треугольники

Для цитирования: Теплоаэродинамические исследования шахматных пучков для выбора эффективного шага круглоребристых труб / В. Б. Кунтыш [и др.] // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 3. С. 264–279. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-264-279>

Thermal and Aerodynamic Researches of Staggered Bundles for Choice of an Effective Spacing of Round-Finned Tubes

V. B. Kuntysh¹⁾, A. B. Sukhotskii¹⁾, G. S. Marshalova¹⁾, V. V. Dudarev¹⁾, V. N. Farafontov¹⁾

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

Abstract. The results of an experimental study of local modeling of convective heat transfer and aerodynamic resistance of staggered six-row bundles of bimetallic tubes with spiral knurled aluminum fins under transverse air flow in the range of its velocity alteration in a compressed bundle section of 1.9–11.0 m/s are presented. The velocity range covers the possible modes of operation of industrial air coolers (AVO). The fins with a diameter of approximately 57 mm are rolled on a steel supporting tube with an outer diameter of 25 mm. Tube finning ratio $\phi = 19.26$. Such tubes are widely used in the heat exchange sections of AVO of natural gas, in particular, at “Gribanovskii Engineering Plant” JSC (Russia). To measure the reduced heat transfer coefficients, an electric calorimeter had been developed by the authors with a power input of 600–1300 W. The temperature of the wall surface at the base of the fins did not exceed the range of 77–92 °C. The transverse tube spacing in bundles S_1 was 64.0 or 68.0 mm, while the longitudinal spacing S_2 was 54.4 or 50.0 mm. The heat transfer of each transverse row of six-row bundles was measured, as well as the average heat transfer and aerodynamic drag, which are summarized by the similarity equation of a power type. The heat transfer rate of the last transverse row in the direction of air movement is 0–5 % lower than the heat transfer rate of the stabilized rows, and here new features of heat transfer variations in the insufficiently studied area of spacing changes S_1 and S_2 have been found. The thermal contact resistance (TCR) was measured in the range of the average temperature of the contact surfaces $t_k = (79–95)$ °C, and no dependence of the value of TCR on t_k for the specified interval was found. The numerical average value of TCR was $R_k = 2,13 \cdot 10^{-4}$ m²·K/W, which is typical for reliable mechanical connection of the finned aluminum shell with the supporting steel tube made of carbon steel. The results of variant thermal and aerodynamic calculations with the use of the obtained data established the technical and economic feasibility of placing tubes at the vertices of an isosceles triangle with spacing $S_1 = 68–69$ mm and $S_2 = 55$ mm with failure to use the location of the tubes along an equilateral triangle with $S_1 = S'_2 = 64$ mm (where S'_2 – is diagonal spacing). With $Q = \text{idem}$ and other conditions being equal, the number of tubes on AVO decreases by 5.7 % with a decrease in power consumption to 4.0 %.

Keywords: air coolers, bimetallic tubes with spiral rolling aluminum fins, modeling, convective heat exchange, aerodynamic resistance, staggered six-row bundles, placing tubes, vertices of equilateral and isosceles triangle

For citation: Kuntysh V. B., Sukhotskii A. B., Marshalova G. S., Dudarev V. V., Farafontov V. N. (2019) Thermal and Aerodynamic Researches of Staggered Bundles for Choice of an Effective Spacing of Round-Finned Tubes. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (3) 264–279. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-264-279> (in Russian)

Введение

Биметаллические ребристые трубы (БРТ) со спиральными алюминиевыми ребрами являются основным типом теплопередающей поверхности в теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения (АВО), которые нашли широкое применение в нефтехимической, нефтеперерабатывающей промышленности [1], на газоперерабатывающих комплексах [2], железнодорожном транспорте, в ядерной и тепловой энергетике [3]. Важно отметить, что спрос на АВО в ближайшее время будет неуклонно возрастать вследствие увеличения объемов добычи природного газа и необходимости его транспортировки по магистральным газопроводам на огромные расстояния.

Удельная металлоемкость современных аппаратов воздушного охлаждения достигает $b_i = 4,1-16,1$ кг/м² [4], в которой доля трубных пучков теплообменных секций составляет $b_t = (0,4-0,42)b_i$ кг/м², а 58–60 % приходятся на остальные конструктивные элементы секции: трубные решетки, продуктовые крышки с патрубками или камерами, коллекторы, вентиляторное оборудование. В стандартизованных АВО металлоемкость этих конструктивных элементов остается неизменной, и лишь некоторый резерв ее снижения имеется в совершенствовании вентиляторного блока [5].

Использование новых конструкторско-технологических решений механических узлов и деталей для снижения металлоемкости практически исчерпало свои возможности. Это подтверждается следующим. Эффективным параметром снижения металлоемкости и повышения аппаратной тепловой мощности является длина БРТ. По техническим возможностям сборочного производства теплообменных секций и надежным условиям их эксплуатации она достигла 10–12 м [4], приблизившись к предельному значению.

Улучшение энергомассовых характеристик также возможно при совершенствовании конструкции трубного пучка применением интенсифицированного теплообмена воздуха с оребренной стороны трубы. Одним из практических способов данного направления является увеличение коэффициента оребрения ϕ трубы. Но это направление оказалось полностью реализованным, так как теплоэнергетически и технико-экономически целесообразное значение $\phi = 20-22$ [6] сейчас внедрено в производство АВО из БРТ и полностью удовлетворяет эксплуатационным требованиям, предъявляемым потребителями АВО самых различных отраслей промышленности.

Возможна интенсификация теплообмена трубного пучка за счет изменения поперечного S_1 и продольного S_2 шагов БРТ в трубной решетке. Известен ряд исследований [7–10] для шахматных поперечно обтекаемых ребристых пучков, общей особенностью которых являлось изменение значений между смежными шагами большими ступенями: $\Delta S_1 = 8-46$ мм и $\Delta S_2 = 5-40$ мм. Опытные пучки собирались из монометаллических ребристых труб со спиральными ребрами, параметры которых (высота, шаг, толщина, коэффициент оребрения, материальное исполнение) характерны

для поверхностей нагрева котельных агрегатов и существенно отличаются от параметров труб АВО. Однако результаты исследований позволяют просматривать направленность влияния изменений S_1 и S_2 на теплоаэродинамические характеристики пучка. Теплообмен возрастает с увеличением поперечного шага S_1 , а при изменении продольного шага S_2 меняется незначительно. Аэродинамическое сопротивление возрастает с уменьшением S_1 и не зависит от шага S_2 .

Конструктивной особенностью современных шахматных пучков АВО является расположение труб в вершинах равностороннего треугольника с шагом $S_1 = S_2' = 64$ мм, где S_2' – диагональный шаг. Опытными исследованиями теплоаэродинамических характеристик шахматных пучков из БРТ АВО [4] установлена возможность повышения энергетической эффективности АВО путем замены равносторонней компоновки труб на равнобедренную с увеличенным шагом S_1 (против применяемого значения $S_1 = 64$ мм) и поджатым шагом S_2 в неизменных габаритах трубных решеток стандартизованных АВО. Полученная тенденция удовлетворительно согласуется с результатами исследования [11]. Характерная особенность опытов – увеличение шага S_1 ступенями $\Delta S_1 = 1,2-3,0$ мм. Подобные рекомендации содержатся в [12] применительно к БРТ с $\phi \approx 20$ при диаметре ребра $d = 57$ мм. Расчетами установлено [5], что целесообразно применять шаг $S_1 = 69$ мм, который обладает меньшим аэродинамическим сопротивлением и заложен в конструкцию теплообменных секций аппарата АВГ-85МГ, вместо $S_1 = 64$ мм. Однако в работе не указывается, на базе каких уравнений подобия теплоотдачи и сопротивления выполнены расчеты, неизвестен типоразмер БРТ и непонятно, остался ли шаг S_2 характерным для теплообменных секций АВО второго поколения или же он был также увеличен настолько, чтобы компоновка труб осталась равносторонней против целесообразной равнобедренной. Снятию обозначенных выше противоречий посвящено предлагаемое исследование.

Цель исследования – выбор типа шахматной компоновки ребренных труб с конкретными эффективными значениями шагов S_1 и S_2 в теплообменных секциях третьего поколения аппаратов воздушного охлаждения АВГ-75, 2АВГ-75 и АВО горизонтального исполнения общего назначения, обеспечивающей уменьшение металлоемкости и энергосбережение без снижения аппаратной тепловой мощности.

Исследование и анализ

Экспериментальное исследование проводили по единой методике шахматных шестирядных пучков в поперечном потоке воздуха с различными значениями S_1 и S_2 расположения труб в нормализованных габаритах решетки промышленных АВО, но с использованием эффекта интенсификации теплообмена в компактных пучках. По опытным данным получены с одинаковой достоверностью и надежностью уравнения подобия порядного и среднего теплообмена, аэродинамического сопротивления каждого пучка и значение термического контактного сопротивления (ТКС) БРТ.

Объектом исследования были три шахматных шестирядных пучка, обтекаемых перпендикулярно принудительным потоком воздуха. Шаги размещения труб в трубных решетках пучков назначались с учетом изложенных выше рекомендаций и технических решений. Предмет исследования – теплоаэродинамические характеристики пучков, представленные критериальными уравнениями подобия для тепловых расчетов АВО.

Пучок I являлся базовым, так как трубы в решетках располагались в вершинах равностороннего треугольника с шагами: $S_1 = S_2' = 64,0$ мм; $S_2 = 0,866S_1 = 54,4$ мм. Шаги соответствовали таковым в теплообменных секциях стандартизированных АВО второго поколения, включая и аппараты для охлаждения природного газа на компрессорных станциях.

Пучок II имел расположение труб в вершинах равнобедренного треугольника. Данная компоновка достигалась увеличением поперечного шага при трансформации базового пучка I до $S_1 = 68,0$ мм, а продольный шаг был оставлен неизменным и равным $S_2 = 54,4$ мм, как и в базовом пучке I. Принятое значение S_1 обеспечивает равномерное расположение труб при неизменной ширине нормализованной решетки в каждом поперечном ряду. Число труб в поперечном ряду уменьшается на одну штуку по сравнению с числом труб в пучке I.

Пучок III преобразовывался из пучка II с расположением труб по равнобедренному треугольнику при оставлении прежнего значения $S_1 = 68,0$ мм и уменьшении (поджатии) продольного шага до $S_2 = 50,0$ мм, который характерен для АВО первого поколения [4].

Пучки собирались из промышленных серийных БРТ ООО «Грибановский машиностроительный завод», входящего в группу компаний «ЦНО-ХИММАШ» (г. Борисоглебск). Геометрические параметры однозаходных алюминиевых спиральных ребер $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 56 \times 26,8 \times 14,6 \times 2,5 \times 0,5$ мм (где d , $d_0 = d - 2h$, h , s , Δ – соответственно наружный диаметр оребренной трубы, диаметр трубы по основанию ребра, высота, шаг и средняя толщина ребра), коэффициент оребрения $\phi = 19,26$. Ребра накатаны на гладкой стальной (Сталь 20) несущей трубе наружным диаметром $d_n = d_1 = 20$ мм. В опытных пучках отрезная длина БРТ составляла 330 мм при длине оребренной части $l = 300$ мм.

Исследования проводились на аэродинамической трубе [13] разомкнутого типа внутренним поперечным сечением 300×300 мм в свету, в рабочем участке которой устанавливали опытные пучки с вертикальным расположением оребренных труб.

Для измерения теплообмена выбран метод локального теплового моделирования, при котором обогревается одна трубка, называемая калориметром, оснащенная температурными датчиками. Калориметр устанавливается в середине соответствующего поперечного ряда (обычно со стабилизированным теплообменом), а при необходимости переустанавливается в любой ряд пучка. Обоснование применимости локального метода моделирования представлено в [4, 8, 9, 12]. В опытах использован разработанный авто-

рами электрокалориметр (рис. 1). Его конструкция включала исследуемую БРТ 1, внутри которой соосно установлен заводского изготовления гладкостенный трубчатый стальной теплоэлектронагреватель (ТЭН) 2 диаметром 18 мм. Кольцевой зазор между внутренней поверхностью несущей трубы 3 и поверхностью ТЭНа заполнен кварцевым песком 4. Внутри ТЭНа расположена проволочная спираль 5 с подведенными к ней проводами электропитания 6 напряжением 220 В. Номинальная мощность ТЭНа составляла 2,5 кВт. Регулирование ее в процессе опытов осуществляли масляным реостатом.

Температуру поверхности у основания ребер измеряли четырьмя хромель-алюминиевыми термопарами 7, расположенными с обоих концов калориметра на угловом расстоянии 95 и 265° от лобовой критической точки трубы (по две термопары у верхнего и нижнего концов), в которых по предварительно проведенным замерам средняя температура поверхности совпадает с локальной (местной). Горячие спаи 12 термопар находились на расстоянии 40–45 мм от концов ребренной части трубы-калориметра, а их электроды выводились по канавке прямоугольного сечения 0,5×0,6 мм в стенке 13 ребристой оболочки и зачеканивались сверху свинцовой пластинкой 14 заподлицо с наружным диаметром d_0 .

В сечениях измерения средней температуры поверхности у основания ребер было установлено по одной термопаре с противоположных концов калориметра, горячие спаи которых зачеканены свинцом на глубину 0,5 мм в стенку несущей трубы. Это позволило измерить скачок (перепад) температуры в зоне механического соединения ребристой оболочки и несущей трубы. Для уменьшения тепловых потерь предусмотрены фторопластовые шайбы 9 толщиной 20 мм и керамические шайбы 8, которыми закрыты торцевые концы калориметра с применением замазки 11 из температуростойкого силикона. Концевые потери учитывались по данным тарировочных опытов. Калориметр устанавливали в трубных решетках 10.

Динамический напор воздуха измеряли микроманометром ММН-240, датчиком для которого являлась трубка Прандтля. Температуру воздуха перед и за пучком измеряли лабораторными ртутными термометрами с це-

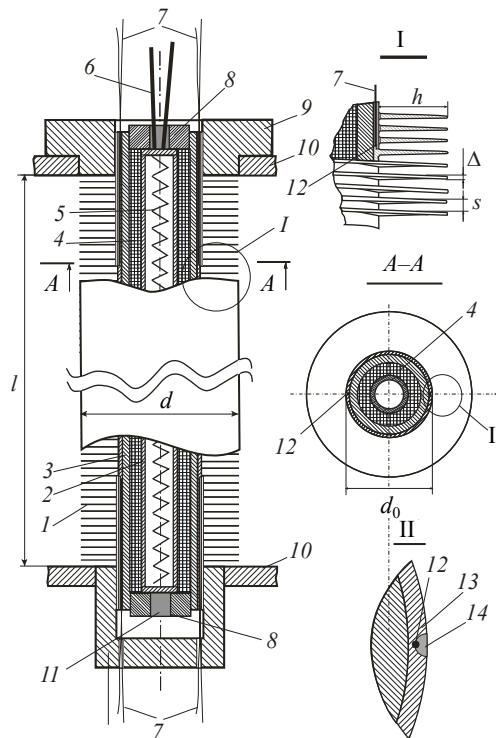


Рис. 1. Конструкция электрокалориметра

Fig. 1. Design of electrocalorimeter

ной деления 0,1 °С. Аэродинамическое сопротивление пучка определяли по разности статического давления воздуха перед и за пучком посредством ММН-240, датчиками для которого служили трубки Прандтля диаметром носика 12 мм. Для измерения перепада применяли прибор testo 512.

Подводимую к калориметру электрическую мощность измеряли ваттметром Д57 класса точности 0,1. ЭДС термопар считывали по показаниям универсального вольтметра GDM-78341, класс точности 0,25.

В опытах определяли средний приведенный коэффициент теплоотдачи i -го поперечного ряда пучка, Вт/(м²·К):

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

где $Q_i = W_i - Q_t$ – тепловой поток, переданный трубой-калориметром воздуху, Вт; W_i – электрическая мощность, подведенная к калориметру, Вт; $Q_t \approx 10$ Вт – торцевые потери теплоты, Вт, предварительно замеренные при тарировке калориметра; $F = \pi d_0 l$ – полная площадь внешней теплоотдающей поверхности калориметра, м²; $t_{\text{сгi}}$ – средняя температура поверхности калориметра у основания ребер, равная средней арифметической температуре из показаний четырех термопар, °С; t_1 – средняя температура потока воздуха перед калориметром, принимаемая равной температуре воздуха перед пучком, °С.

Средний приведенный коэффициент теплоотдачи α трубного пучка вычисляли как среднее арифметическое коэффициентов теплоотдачи α_i всех шести поперечных рядов.

Экспериментальные данные обрабатывали и представляли в безразмерном виде: в числах 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 w – скорость воздуха в сжатом (узком) поперечном сечении пучка, м/с; Δp – перепад статического давления воздуха на пучке, Па. Плотность ρ , кг/м³, коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К), и кинематической вязкости ν , м²/с, принимали по средней температуре воздуха в пучке. Относительная средняя квадратичная погрешность полученных значений Nu_i , Re и Eu не превышала соответственно 5,0; 4,2 и 7,0 %.

Результаты исследования аппроксимированы степенными зависимостями вида:

$$Nu_i = c_i Re^{n_i}; \quad (2)$$

$$Nu = c Re^n; \quad (3)$$

$$Eu = B Re^{-m}, \quad (4)$$

где c_i , c , B – коэффициенты пропорциональности; n_i , n , m – показатели степени (табл. 1).

Таблица 1

Постоянные критериальных уравнений
Constants of the criterion equations

Пучок	Коэффициент в уравнениях (2)–(4)											
	1 ряд		2 ряд		3–5 ряды		6 ряд		Среднее для пучка			
	$c_1 \cdot 10$	$n_1 \cdot 10$	$c_2 \cdot 10$	$n_2 \cdot 10$	$(c_3 - c_5) \cdot 10$	$(n_3 - n_5) \cdot 10$	$c_6 \cdot 10$	$n_6 \cdot 10$	$c \cdot 10$	$n \cdot 10$	B	$m \cdot 10$
I	1,98	5,6	0,89	6,6	0,79	6,8	0,77	6,8	0,9	6,6	34,6	2,6
II	1,93	5,6	0,79	6,8	0,79	6,8	0,79	6,8	0,92	6,6	34,6	2,6
III	2,61	5,6	1,98	5,8	1,43	6,2	1,35	6,2	1,63	6,0	61,0	3,2

Термическое контактное сопротивление БРТ, $m^2 \cdot K / Wt$, определялось как

$$R_k = \frac{\Delta t_k}{q_k}, \quad (5)$$

где Δt_k – средний перепад температуры в зоне контакта ребристой оболочки с несущей трубой, $^{\circ}C$; $q_k = Q_i / F_k$ – плотность теплового потока в контактной зоне, Wt / m^2 ; $F_k = \pi d_n l$ – номинальная площадь контактируемых поверхностей, m^2 ; Q_i – тепловой поток калориметра, Wt .

Погрешность измерения R_k не превышала $\pm 10\%$. В опытах скорость воздуха в сжатом сечении пучка $w = 1,9–11,0$ м/с; $t_{cti} = (77–91)$ $^{\circ}C$; $q_k = (23–81) \cdot 10^3$ Wt / m^2 ; средняя температура контактной зоны $t_k = 0,5(t_{ct.n} + t_{cti}) \approx (79–95)$ $^{\circ}C$. Экспериментами охвачен интервал $Re = (3–18) \cdot 10^3$.

Для тестирования электрокалориметра выполнено исследование теплоотдачи первого ряда пучка I, результаты которого показаны на рис. 2 опытными точками, значения которых обобщены критериальным уравнением (2). Видно, что теплоотдача находится ниже на 5 % в сравнении с данными [4] и на 2 % – с результатами исследования [12] для пучка $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 57 \times 27 \times 15,0 \times 2,5 \times 0,6$ мм с $\varphi = 20,7$. Учитывая различия в методах моделирования по способу нагрева калориметра и разные значения геометрии оребрения и φ , а также профиля поперечного сечения ребра, можно заключить, что разработанная конструкция электрокалориметра и использованная аэродинамическая труба обеспечили достоверные результаты тепловых характеристик исследованных шахматных пучков I–III.

Изменение коэффициента теплоотдачи по рядам шахматного пучка из круглоребристых труб в поперечном потоке воздуха исследовано в [7, 8, 10, 14–16]. Установлено, что стабилизация теплоотдачи наступает со второго ряда $S_1/d_0 < 1,8$ [7], а по данным [16], этот процесс достигается при $S_1/d_0 \approx 2$, результаты [14] указывают на стабилизацию теплообмена лишь в восьмом ряду пучка. В опытах [8, 10, 15] отмечается наступление стабилизации теплообмена с третьего поперечного ряда. Полученные результаты противоречивы, что можно объяснить значительно отличающимися геометрическими параметрами ребер, диаметром несущей трубы, коэффициентом оребрения, величина которого изменялась в диапазонах $\varphi \approx 4,22–15,23$.

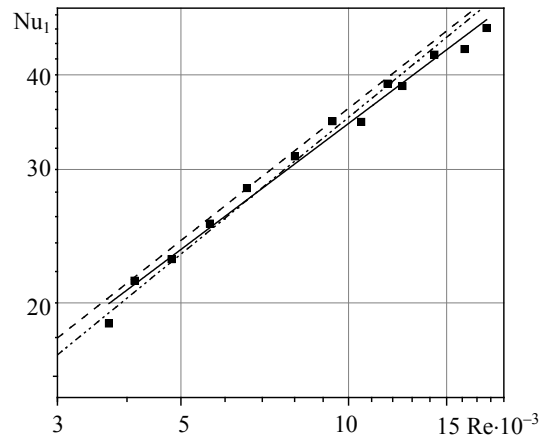


Рис. 2. Теплообмен первого ряда пучка I: ■ – эксперимент;
— – расчет по (2); ---, - · - · - – соответственно по данным [4] и [12]

Fig. 2. Heat exchange of the first row of a bundle I: ■ – experiment;
— – calculation according to (2); ---, - · - · - – corresponding to data of [4] and [12]

Следовательно, для пучков I–III с относительным значением поперечного шага $\sigma_1 = S_1/d_0 = 2,38–2,54$ рост теплоотдачи должен происходить по схеме «первый, второй, третий ряды», когда достигается стабилизация теплообмена, сохраняющаяся в четвертом и пятом рядах. Теплоотдача последнего (шестого) ряда может сохраняться равной теплоотдаче стабилизированных рядов или понижаться не более чем на 5 % по отношению к стабилизированной теплоотдаче [8], что объясняется особенностями аэродинамического обтекания [17] труб последних рядов. Таким образом, для получения среднего теплообмена пучка необходимо измерять теплоотдачу каждого поперечного ряда с последующим ее усреднением на весь пучок. Для этого калориметр последовательно переустанавливался в середине каждого поперечного ряда пучка.

Для исследованных пучков I–III опытные значения безразмерных коэффициентов теплоотдачи Nu_i поперечных рядов и потерь давления E_u для шести рядов в зависимости от безразмерной скорости (Re) воздуха приведены соответственно на рис. 3, 4, которые аппроксимированы критериальными уравнениями (2)–(4), а численные значения коэффициентов в них принимаются из табл. 1.

Анализ опытных данных на рис. 3 и числовых значений в табл. 1 выявил следующее.

В пучке I с равносторонней компоновкой труб наименьшая теплоотдача характерна для первого ряда. Количественный прирост теплоотдачи второго ряда составил соответственно 5 и 17 % для $Re = 5000$ и 15000 , что вызвано возросшей степенью турбулентности воздуха, так как первый ряд пучка выступает в роли турбулизирующей решетки. Индикатором изменения степени турбулентности воздуха является показатель степени n_i , который возрос до $n_2 = 0,66$ против $n_1 = 0,56$. Более крутое расположение кри-

вой $Nu_i = f(Re)$ второго ряда в сравнении с аналогичной кривой первого ряда согласуется с данными [4, 7]. Стабилизация теплоотдачи в пучке наступает с третьего ряда. В сравнении с тепловой характеристикой второго ряда теплоотдача стабилизированных рядов (третьего – пятого) увеличилась на 5 и 7 % для $Re = 5000$ и 15000 .

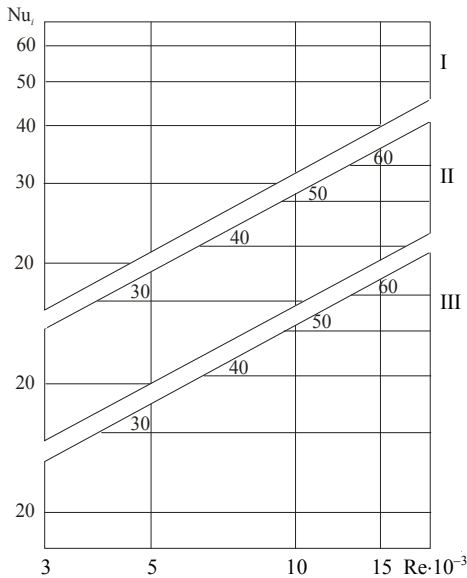


Рис. 3. Результаты исследований теплообмена поперечных рядов пучков I–III:
 ■, ○, ▲, ▽, ◇, ◁ – соответственно первый, второй, третий, четвертый, пятый, шестой ряды
 Fig. 3. Results of researches of heat exchange of the transverse rows of bundle I–III:
 ■, ○, ▲, ▽, ◇, ◁ – the first, second, third, fourth, fifth, sixth rows correspondingly

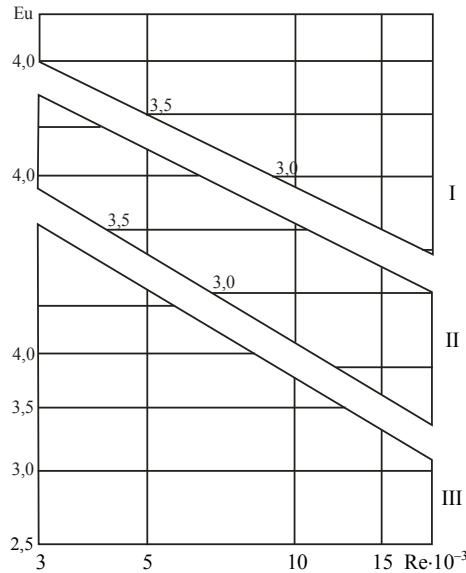


Рис. 4. Результаты исследований аэродинамического сопротивления для шести рядов пучков I–III:
 ■ – эксперимент
 Fig. 4. Results of researches of an aerodynamic resistance for six rows of bundles I–III: ■ – experiment

Последний (шестой) ряд пучка имеет гидродинамические особенности обтекания потоком. Ввиду отсутствия за ним следующего ряда, поток воздуха не поджимается в кормовой области труб, что увеличивает размер аэродинамического следа, создавая тем самым неблагоприятные условия для теплообмена на тыльной поверхности оребрения в сравнении с лобовой частью трубы. Вследствие воздействия этого фактора теплоотдача последнего ряда на 2,5 % меньше теплоотдачи стабилизированных рядов, что качественно согласуется с экспериментами [4, 8, 17].

В пучке II по сравнению с пучком I в 1,063 раза увеличен поперечный шаг S_1 при сохранении неизменного значения $S_2 = \text{const}$, что вызвало появление некоторых особенностей в тепловых характеристиках. Теплоотдача стабилизировалась со второго ряда и осталась неизменной, включая и последний ряд пучка, т. е. $c_2 = c_3 = c_4 = c_5 = c_6 = 0,079$ и $n_2 = n_3 = n_4 = n_5 = n_6 = 0,68$. Интенсивность теплообмена стабилизированных рядов не изменилась и соответствует ее значению для пучка I. Однако средняя тепло-

отдача пучка II возросла на 2,2 %, что вызвано более интенсивным теплообменом во втором ряду (в 1,064 раза) в сравнении с аналогичной характеристикой для пучка I и отсутствием понижения интенсивности теплообмена последнего ряда. Результаты экспериментов не противоречат общему направлению изменения теплоотдачи от увеличения S_1 [9], но полученные численные значения являются новыми, и они не могли быть выявлены в ранних исследованиях пучков с большими изменениями ΔS_1 . Аэродинамическое сопротивление пучка II (рис. 4) практически не изменилось в сравнении с пучком I.

В пучке III осуществлено поджатие труб последующего поперечного ряда к трубам впереди стоящего ряда вследствие уменьшения продольного шага до $S_2 = 50$ мм, т. е. в 1,1 раза в сравнении с $S_2 = 55$ мм в пучках I, II. Степень уменьшения составила лишь $\Delta S_2 = 55 - 5 = 5$ мм, что не было охвачено в опытах [7–9]. Значение шага S_1 не претерпело изменений по отношению к пучку II. Картина изменения теплоотдачи в этом пучке подобна пучку I. Стабилизированный теплообмен наступил с третьего ряда, сохраняя постоянное значение в четвертом и пятом рядах, и увеличился в среднем на 4 % против второго ряда, теплоотдача которого на 20 % превысила теплоотдачу первого ряда. Известно, что в тесных пучках при $S_1 = \text{const}$ уменьшение S_2 вызывает генерацию повышенной турбулизации потока. Отмечено снижение интенсивности теплоотдачи последнего ряда на 6 % в сравнении со стабилизированными рядами. Средняя теплоотдача пучка III увеличилась на 7 % в сравнении с пучком II и на 5 % – против пучка I. Поджатие шага S_2 при $S_1 = \text{const}$ очень слабо повлияло на изменение сопротивления, отмечен рост лишь на 2,5–3,0 %.

В заключение этой части опытов для наглядности на рис. 5 изображено изменение коэффициента теплоотдачи по рядам исследованных пучков для скорости воздуха $w = 9,48$ м/с, которое наглядно демонстрирует новые обнаруженные особенности в мало изученной области изменения S_1 и S_2 . Снижение теплоотдачи последнего поперечного ряда находится в диапазоне 0–5 % теплоотдачи стабилизированных рядов.

Также выполнено экспериментальное определение ТКС, значения которого приведены на рис. 6 символами. В температурном интервале $t_k = (80–95)$ °С не проявляется зависимость ТКС от средней температуры контактной зоны, что согласуется с более ранними результатами [4, 18]. Поэтому полученные опытные данные были обобщены линейной зависимостью с постоянным значением $R_k = 2,13 \cdot 10^{-4}$ м²·К/Вт. Рассеивание опытных точек ТКС на ± 18 % относительно R_k характерно для экспериментов [19] с применением электрокалориметра.

Таким образом, при проектировании АВО из БРТ с $\phi = 19,3$ производства ООО «Грибановский машиностроительный завод» следует учитывать полученное значение R_k при расчетах коэффициента теплопередачи аппаратов для охлаждения природного газа.

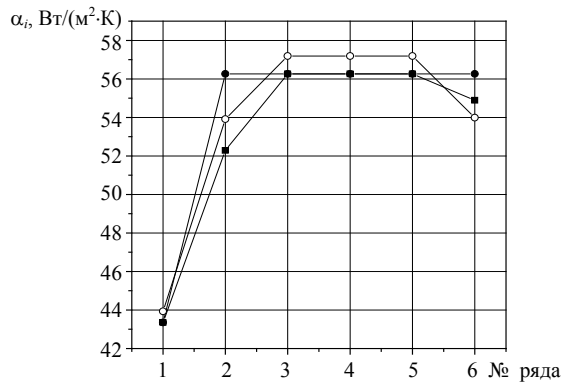


Рис. 5. Изменение теплообмена по рядам шестирядных пучков:
 ■, ●, ○ – соответственно пучки I–III

Fig. 5. Change of heat exchange on rows of six-row bundles:
 ■, ●, ○ – bundles I–III correspondingly

Для проверки надежности механического соединения алюминиевой ребристой оболочки с несущей трубой авторами выполнены расчеты составляющих термического сопротивления теплопередачи БРТ [4], $m^2 \cdot K / Wt$:

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5, \quad (6)$$

где $R_1 = \frac{1}{\alpha_{вн}} \cdot \frac{\varphi d_0}{d_1}$, $R_2 = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \cdot \frac{\varphi d_0}{d_1}$, $R_4 = \frac{\delta_a}{\lambda_a} \cdot \frac{\varphi d_0}{d_n}$, $R_5 = \frac{1}{\alpha_{пр}}$ – соответственно термическое сопротивление теплоотдачи с внутренней стороны трубы, стенки несущей трубы, стенки ребристой оболочки, с внешней (воздушной) стороны трубы; $R_3 = R_k \frac{\varphi d_0}{d_n}$ – приведенное значение ТКС трубы;

d_1 – внутренний диаметр несущей трубы; $\delta_{ст}$, δ_a – толщина стенки несущей трубы и ребристой оболочки; $\lambda_{ст}$, λ_a – коэффициент теплопроводности несущей трубы и алюминиевой оболочки, $Wt/(m \cdot K)$.

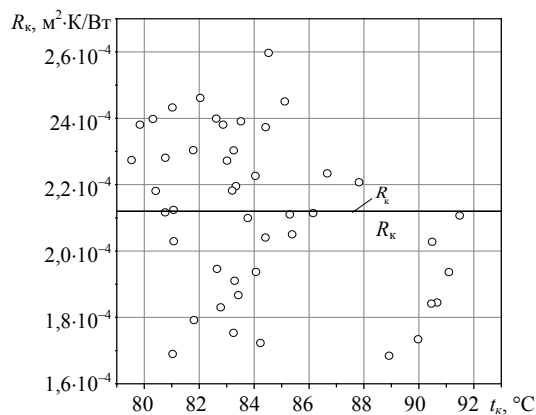


Рис. 6. Зависимость термического контактного сопротивления от средней температуры контактной зоны биметаллической ребристой трубы: ○ – эксперимент

Fig. 6. Dependence of a thermal contact resistance on an average temperature of a contact zone of bimetallic finned tube: ○ – experiment

Для исследованной БРТ: $d_1 = 20$ мм; $\delta_{ст} = 2,5$ мм; $\delta_a = 0,7$ мм; $\lambda_{ст} = 55$ Вт/(м·К); $\lambda_a = 200$ Вт/(м·К). Если принять в среднем коэффициент теплоотдачи [4, 6] внутри трубы для охлаждаемых продуктов $\alpha_{вн} = 1000$ Вт/(м²·К) и с воздушной стороны $\alpha_{пр} = 50$ (Вт/м²·К), то получим:

$$R_1 = \frac{1}{1000} \cdot \frac{19,26 \cdot 26,8}{20} = 25,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$$

$$R_2 = \frac{0,0025}{55} \cdot \frac{19,26 \cdot 26,8}{20} = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$$

$$R_3 = 2,13 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{19,26 \cdot 26,8}{25} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$$

$$R_4 = \frac{0,0007}{200} \cdot \frac{19,26 \cdot 26,8}{25} = 0,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт};$$

$$R_5 = \frac{1}{50} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Из сравнения R_3 с R_1 и R_5 видно, что приведенное значение ТКС трубы соответственно в 5,86 и 4,54 раза меньше наиболее неблагоприятных термических сопротивлений с внутренней и внешней сторон трубы. Оно не является доминирующим сопротивлением процесса теплопередачи. Тепловая проводимость контакта $\alpha_k = 1/R_k = 1/(2,13 \cdot 10^{-4}) = 4695$ Вт/(м²·К) указывает на исключительно высокую интенсивность контактного теплообмена, значение которого сопоставимо с наиболее эффективными процессами конденсации водяного пара, аммиака. Контактный теплообмен не является «запирающим» процессом при передаче теплового потока БРТ, если соблюдается технологический регламент накатывания ребер [6]. Прямое подтверждение этого заключения – начальное усилие выпрессовки несущей трубы из нескольких отрезков испытанных БРТ длиной 100 мм каждый, равное $P_{ср} = 13\,800$ Н, которое, согласно ГОСТ [20], должно быть не менее $P = 10000$ Н.

Прямое сопоставление характеристик $Nu = f(Re)$ и $Eu = f(Re)$ пучков I, II и III не позволяет однозначно определить преимущества конкретного типоразмера пучка для внедрения в промышленные АВО. В связи с этим по методике [21] выполнены расчеты АВО типа АВГ на основе полученных авторами уравнений подобия и значения ТКС. Исходные данные для расчета: температура бензина на входе 110 °С, на выходе 50 °С; давление бензина 4 МПа; температура охлаждающего воздуха на входе в аппарат 25 °С. Аппарат трехсекционный, трехходовой по бензину в пределах секции, активная длина оребренных БРТ 4 м, число поперечных рядов труб – шесть. Количество труб в базовой секции (пучок I) – 111 шт., в пучках II и III – 105 шт. Вентилятор осевой с колесом диаметром 2,8 м

типа ЦАГИ УК–2М, угол установки лопастей вентилятора 20°, частота вращения колеса 425 мин⁻¹.

Результаты расчета представлены в табл. 2.

Таблица 2

Сводная таблица теплового расчета аппаратов воздушного охлаждения типа АВГ

The summary table of thermal calculation of air coolers of AVG type

Параметр	Номер пучка			Сравнение пучка I с пучками II и III, %	
	I	II	III	II	III
Площадь поверхности теплообмена F_y , м ²	2163	2046	2046	-5,7	-5,7
Тепловой поток аппарата, кВт	1615	1589	1555	-1,7	-3,9
Скорость бензина в трубах, м/с	0,45	0,46	0,45	+2,0	+1,8
Скорость воздуха в сжатом сечении секции, м/с	10,5	10,1	10,2	-3,7	-3,1
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К)	18,39	18,58	18,51	+1,03	+0,65
Коэффициент теплоотдачи бензина, Вт/(м ² ·К)	697	708	707	+1,6	+1,4
Коэффициент теплоотдачи воздуха, Вт/(м ² ·К)	56,5	56,5	56,0	0	-0,1
Потребляемая вентилятором мощность, кВт	41,52	40,19	40,14	-3,3	-3,4

Применение в АВО пучка II с размещением труб в вершинах равнобедренного треугольника является эффективным ресурсо- и энергосберегающим конструкторским решением, сопровождающимся при одинаковом тепловом потоке $Q \approx idem$ меньшим количеством БРТ на 5,7 %, соответствующим снижением массы трубного пучка и пониженным электропотреблением (до 4 %).

Подобная картина улучшения технических характеристик подтверждается расчетами аппарата 2АВГ-75 для охлаждения компримированного природного газа давлением 7,5 МПа с вентилятором Т-50-4 «Торнадо». Вентилятор потребляет на 5,3 % меньше электроэнергии в сравнении с базовым пучком I.

ВЫВОД

В стандартизированных аппаратах АВГ общего назначения, а также в аппаратах 1АВГ-75, 2АВГ-75, АВГ-85МП энергетически и технико-экономически целесообразно использовать теплообменные секции с равнобедренной вместо равносторонней компоновкой биметаллических ребристых труб при $d = 56-57$ мм и $\varphi \approx 19-20$ в трубных решетках с шагами $S_1 = 68,0-69,0$ мм и $S_2 = 55,0-55,4$ мм. Принципиально то, что переход на предлагаемую компоновку биметаллических ребристых труб не потребует изменения технологической сборки теплообменных секций, габаритов решеток, продуктовых крышек, рабочих камер, патрубков, фланцев. При сегодняшнем масштабе применения этих аппаратов будет достигнут много-миллионный экономический эффект.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шмеркович, В. М. Применение АВО при проектировании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов / В. М. Шмеркович. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1971. 112 с.
2. Альбом технологических схем процессов переработки нефти и газа / под. ред. Б. Н. Бондаренко. М.: Химия, 1983. 128 с.
3. Воздушные конденсаторы для паротурбинных установок малой и средней мощности / О. О. Мильман [и др.] // Теплоэнергетика. 1998. № 1. С. 35–39.
4. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.
5. Маланичев, В. А. Разработка и модернизация вентиляторных блоков аппаратов воздушного охлаждения / В. А. Маланичев, О. Л. Мятлов, А. М. Типайлов // Химическая техника. 2004. № 2. С. 12–27.
6. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / А. Н. Бессонный [и др.]. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
7. Легкий, В. М. Влияние шаговых соотношений на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление шахматных поперечно омываемых пучков труб с внешним спирально-ленточным оребрением / В. М. Легкий, Ю. К. Тупицын, Е. Н. Письменный // Теплообмен в энергетических установках: сб. Киев: Наук. думка, 1978. С. 78–82.
8. Юдин, В. Ф. Теплообмен поперечнооребранных труб / В. Ф. Юдин. Л.: Машиностроение, 1982. 189 с.
9. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. М.: Наука, 1982. 472 с.
10. Письменный, Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб / Е. Н. Письменный. Киев: Альтерпресс, 2004. 244 с.
11. Wierman, C. Correlation Ease the Selection of Finned Tubes / C. Wierman // Oil and Gas. 1976. Vol. 74, No 36. P. 94–100.
12. Пиир, А. Э. Исследование и разработка энерго- и материалосберегающих конструкций воздухонагревателей / А. Э. Пиир. Архангельск, 1999. 40 с.
13. Результаты исследования тепловых характеристик воздухонагревателя из биметаллических ребристых труб / В. Б. Кунтыш [и др.] // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2014. № 1. С. 48–56.
14. Lapin, A. Heat Transfer Coefficient for Finned Exchangers / A. Lapin, W. F. Schurig // Industr. and Engn. Chem. 1959. Vol. 51, No 8. P. 941–944.
15. Зозуля, Н. В. Исследование теплоотдачи по рядам шахматных пучков из алюминиевых трубок со спирально-накатным оребрением / Н. В. Зозуля // Химическая промышленность Украины. 1965. № 5. С. 29–31.
16. Кунтыш, В. Б. Экспериментальное исследование местных коэффициентов теплоотдачи труб со спиральными ребрами в поперечно обтекаемых ребристых пучках / В. Б. Кунтыш, Ф. М. Иохведов // Энергетика. Известия вузов. 1977. № 1. С. 105–110.
17. Кунтыш, В. Б. Влияние числа рядов и компоновки поперечно обтекаемого ребристого пучка на местную теплоотдачу последних рядов / В. Б. Кунтыш, Ф. М. Иохведов // Энергетика. Известия вузов. 1979. № 3. С. 58–59.
18. Кунтыш, В. Б. Исследование контактного термического сопротивления биметаллических оребренных труб АВО / В. Б. Кунтыш, А. Э. Пиир, Л. М. Федотова // Лесной журнал. Известия вузов. 1980. № 5. С. 121–126.
19. Руденко, А. И. Исследование контактного термического сопротивления в биметаллических трубах со спирально-накатным оребрением / А. И. Руденко, А. П. Нищик // Промышленная теплотехника. 2009. Т. 31, № 5. С. 15–19.
20. Аппараты воздушного охлаждения. Общие технические требования: ГОСТ Р 51364–99. М.: Изд-во стандартов, 2000. 66 с.
21. Примеры расчетов нестандартизированных эффективных теплообменников / В. Б. Кунтыш [и др.]. СПб.: Недра, 2000. 300 с.

REFERENCES

1. Shmerkovich V. M. (1971) *Air Cooling Apparatuses Implementation in Design of Refineries and Petrochemical Plants*. Moscow, CRIITERpetrochem. 112 (in Russian).
2. Kiselev B. D., Gun R. B., L'vova A. I., Bondarenko B. I. (ed.) (1983) *Album of Technological Schemes of Oil and Gas Processing*. Moscow, Khimiya Publ. 128 (in Russian).
3. Mil'man O. O., Federov V. A., Lavrov V. I., Demochkin V. A., Gerasimov A. V., Serezhkin N. I., Khochkin I. A. (1998) Air Condensers for Steam Turbine Units of Low and Medium Power. *Teplotenergetika = Thermal Engineering*, (1), 35–39 (in Russian).
4. Kuntysh V. B., Kuznetsov N. M. (1992) *Thermal and Aerodynamic Calculations of Finned Air-Cooling Heat Exchangers*. Saint-Petersburg, Energoatomizdat Publ. 280 (in Russian).
5. Malanichev V. A., Miatov O. L., Tipailov A. M. (2004) Development and Modernization of Ventilator Units of Air Cooling Apparatuses. *Khimicheskaya Tekhnika [Chemical Engineering]*, (2), 12–27 (in Russian).
6. Bessonnyi A. N., Dreitser G. A., Kuntysh V. B. [et al.] (1996) *Fundamentals of Calculation and Design of Air Cooling Heat Exchangers*. Saint-Petersburg, Nedra Publ. 512 (in Russian).
7. Legkii V. M., Tupitsyn Yu. K., Pis'mennyyi E. N. (1978) Effect of Step Ratio on Heat Transfer and Aerodynamic Resistance of the Staggered Transversally Washed Bundles of Spirally Finned Tubes. *Teplotobmen v Energeticheskikh Ustanovkakh: Sbornik [Heat Exchange in Power Plants: Collection]*. Kiyv, Naukova Dumka Publ., 78–82 (in Russian).
8. Yudin V. F. (1982) *Heat Exchange of Transversely Finned Tubes*. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 189 (in Russian).
9. Zhukauskas A. A. (1982) *Convective Transfer in Heat Exchangers*. Moscow, Nauka Publ. 472 (in Russian).
10. Pis'mennyyi E. N. (2004) *Heat Transfer and Aerodynamics of Packages of Transversely Finned Tubes*. Kiyv, Al'terpress Publ. 244 (in Russian).
11. Wierman C. (1976) Correlation Ease the Selection of Finned Tubes. *Oil and Gas*, 74 (36), 94–100.
12. Piir A. E. (1999) *Research and Development of Energy-and-Material-Saving Designs of Air Heaters*. Arkhangelsk. 40 (in Russian).
13. Kuntysh V. B., Dudarev V. V., Sukhotsky A. B., Volodin V. I. (2014) Results of Investigations on Thermal Characteristics of Air Heater Bundle Made of Bimetallic Finned Tubes. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Educational Institutions and Power Engineering Associations*, (1), 48–56 (in Russian).
14. Lapin A., Schurig W. F. (1959) Heat Transfer Coefficient for Finned Exchangers. *Industrial & Engineering Chemistry*, 51 (8), 941–944. <https://doi.org/10.1021/ie50596a038>.
15. Zozulya N. V. (1965) The Study of Heat Transfer Through the Rows of the Staggered Bundles of Aluminum Spirally and Knurlly Finned Tubes. *Khimicheskaya Promyshlennost' Ukrainy [Chemical Engineering of the Ukraine]*, (5), 29–31 (in Russian).
16. Kuntysh V. B., Iokhvedov F. M. (1977) Experimental Study of Local Heat Transfer Coefficients of Spirally Finned Tubes Arranged in Transversely Flown Finned Bundles. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii Ministerstva Vysshego i Srednego spetsial'nogo Obrazovaniya SSSR*. [Energetics. Higher Educational Institutions of the Ministry of Higher and Secondary Special Education of the USSR], (1), 105–110 (in Russian).
17. Kuntysh V. B., Iokhvedov F. M. (1979) Influence of the Number of Rows and Arrangement of a Cross-Flown Ribbed Bundle on the Local Heat Transfer of the Last Rows. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii Ministerstva Vysshego i Srednego Spetsial'nogo Obrazovaniya SSSR*. [Energetics. Higher Educational Institutions of the Ministry of Higher and Secondary Special Education of the USSR], (3), 58–59 (in Russian).
18. Kuntysh V. B., Piir A. E., Fedotova L. M. (1980) The Study of Contact Thermal Resistance of Bimetallic Finned Tubes of Air Cooling Apparatuses. *Forestry Journal. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii "Lesnoi Zhurnal" = Bulletin of Higher Educational Institutions*, (5), 121–126 (in Russian).
19. Rudenko A. I., Nishchik A. P. (2009) The Study of Contact Thermal Resistance in Bimetal Spirally and Knurlly Finned Tubes. *Promyshlennaya Teplotekhnika = Industrial Heat Engineering*, 31 (5), 15–19 (in Russian).
20. State Standard R 51364–99. *Air Coolers. General Technical Requirements*. Moscow, Standards Publishing, 2000. 66 (in Russian).
21. Kuntysh V. B., Bessonnyi A. N., Dreitser G. A., Egorov I. F. (2000) *Examples of Calculations of Non-Standardized Efficient Heat Exchangers*. Saint-Petersburg, Nedra Publ. 300 (in Russian).