

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2025-68-2-140-153>

УДК 536.24

Влияние технологических факторов процесса изготовления биметаллической ребристой трубы на интенсивность теплопередачи аппаратов воздушного охлаждения

А. Б. Сухоцкий¹⁾, В. Б. Кунтыш¹⁾

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

Реферат. В статье представлено экспериментальное исследование зависимости интенсивности теплопередачи шестирядного шахматного пучка из биметаллических ребристых труб от технологических факторов изготовления ребристой алюминиевой оболочки холодной накаткой на несущей трубе. Пучок устанавливался в аэродинамической трубе и омывался принудительным перпендикулярным потоком воздуха. Для измерения коэффициента теплоотдачи в центральной части третьего и пятого поперечных рядов пучка устанавливалась электродная труба-калориметр кипящего типа (метод локального теплового моделирования). Экспериментальные данные представлялись в виде зависимостей чисел Нуссельта и Эйлера от чисел Рейнольдса. Также экспериментально исследовались термическое контактное сопротивление (обратная величина теплопроводности при тепловом контакте) и протяженность воздушного зазора в зоне контакта между алюминиевой оболочкой и несущей трубой биметаллической ребристой трубы. Экспериментальными исследованиями установлено, что смазочно-охлаждающая жидкость на поверхности накатных алюминиевых ребер биметаллических ребристых труб не ухудшает интенсивность теплообмена и аэродинамическое сопротивление пучков теплообменной секции аппаратов воздушного охлаждения. Наличие дополнительных обжимных дисков на станах холодной прокатки ребристых труб увеличивает теплопередачу на 8–13 %. При этом усилии выпрессовки не может являться основным критерием оценки качества присоединения оболочки биметаллических ребренных труб, как это принято на предприятиях отрасли в настоящее время. Величина относительной протяженности воздушного зазора более объективно характеризует состояние контакта несущей трубы и ребренной оболочки, но использование его определяющим параметром при экспресс-контроле качества изготовления труб невозможно из-за трудоемкости его вычисления. В контактной зоне биметаллических ребристых труб любая среда с коэффициентом теплопроводности большим, чем у воздуха, снижает термическое контактное сопротивление и является интенсифицирующим фактором теплопередачи. В соответствии с тепловой характеристикой биметаллических ребристых труб аппаратов воздушного охлаждения нецелесообразно удалять консервационную смазку или другое масло с наружной поверхности несущих труб.

Ключевые слова: термическое контактное сопротивление, теплоотдача и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков, поперечно-винтовая прокатка алюминиевой оболочки, труба-калориметр

Для цитирования: Сухоцкий, А. Б. Влияние технологических факторов процесса изготовления биметаллической ребристой трубы на интенсивность теплопередачи аппаратов воздушного охлаждения / А. Б. Сухоцкий, В. Б. Кунтыш // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2025. Т. 68, № 2. С. 140–153. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2025-68-2-140-153>

Адрес для переписки

Сухоцкий Альберт Борисович
Белорусский государственный технологический университет
ул. Свердлова, 13а,
220006, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 327-87-30
alk2905@mail.ru

Address for correspondence

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

The Influence of Technological Factors of the Bimetallic Ribbed Tube Manufacturing Process on the Heat Transfer Rate of Air-Cooling Units

A. B. Sukhotski¹⁾, V. B. Kuntysh¹⁾

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

Abstract. The article presents an experimental study of the dependence of the heat transfer rate of a six-row staggered bundle made of bimetallic ribbed tubes on the technological factors of manufacturing a cold-rolled ribbed aluminum shell on a supporting tube. The bundle was installed in a wind tunnel and washed by a forced perpendicular air flow. To measure heat transfer, a local thermal modeling method was applied using an electrode calorimeter tube of a fluidized type installed in the middle of the third and fifth transverse rows of the bundle. The experimental data were presented in the form of dependences of the Nusselt and Euler numbers on the Reynolds numbers. Also, thermal contact resistance (the inverse value of thermal conductivity during thermal contact) and the length of the air gap in the contact zone between the aluminum shell and the bearing tube of a bimetallic ribbed tube were experimentally studied. Due to experimental studies, it was found that the lubricating and cooling liquid on the surface of rolled aluminum ribs of bimetallic ribbed tubes does not worsen the rate of heat transfer and the aerodynamic resistance of the bundles of the heat exchange section of air-cooling units. The presence of additional crimping discs in cold rolling mills for ribbed tubes increases heat transfer by 8–13 %. At the same time, the extrusion force cannot be accepted as the main criterion for assessing the quality of connecting the shell of bimetallic ribbed tubes, as is customary in the industry at present. The value of the relative length of the air gap more objectively characterizes the state of contact between the main tube and the ribbed shell, but its use as a determining parameter in express quality control of bimetallic tubes is impossible due to the laboriousness of its calculation. In the contact zone of bimetallic ribbed tubes, any medium with a thermal conductivity coefficient greater than that of air reduces the thermal contact resistance and is an intensifying factor of heat transfer. Due to the thermal characteristics of bimetallic ribbed tubes of air-cooling units, it is impractical to remove presservative grease or other oil from the outer surface of the bearing tubes.

Key words: thermal contact resistance, heat transfer and aerodynamic resistance of staggered bundles, cross-helical rolling of aluminum shell, calorimeter tube

For citation: Sukhotski A. B., Kuntysh V. B. (2025) The Influence of Technological Factors of the Bimetallic Ribbed Tube Manufacturing Process on the Heat Transfer Rate of Air-Cooling Units. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 68 (2), 140–153. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2025-68-2-140-153> (in Russian)

Введение

Биметаллические ребристые трубы (БРТ) обладают рядом преимуществ, включая высокую прочность, малый вес и устойчивость к коррозии. Они являются теплопередающим элементом аппаратов воздушного охлаждения (АВО), широко используемых в электро- и теплоэнергетике, химической, газовой, нефтеперерабатывающей промышленности, крупных холодильных установках [1]. Ежегодно в странах СНГ для выпуска новых, ремонта и модернизации эксплуатируемых АВО изготавливается около 1,1–1,5 млн погонных метров БРТ.

В настоящее время достаточно полно исследованы [1–8] средняя теплоотдача и аэродинамическое сопротивление шахматных пучков БРТ АВО

и получены уравнения подобия для проектных тепловых расчетов. Однако в них не учтено влияние промышленных технологических факторов изготовления БРТ на процессы теплообмена. В результате этого в процессе эксплуатации АВО возможно снижение действительного от проектного теплового потока АВО.

Конструкция БРТ состоит из круглой несущей трубы и механически соединенной с ней оболочки со спиральными ребрами, которые методом холодной накатки (пластической деформации) вытягиваются из гладкой цилиндрической трубы-заготовки, предварительно насаженной на несущую цилиндрическую трубу [9]. Несущая труба из стали или цветных металлов обеспечивает прочность и долговечность БРТ, а ребристая оболочка из алюминия или другого теплопроводного пластичного металла – высокую теплоотдачу и коррозионную стойкость. Накатка ребер производится на стане тремя расположенными под углом 120° шпинделями с комплектом накатных дисков. Для охлаждения заготовок и повышения эффективности накатки применяется смазочно-охлаждаемая жидкость (СОЖ), которая частично остается на поверхности ребер. При накатке оребрения должно обеспечиваться плотное обжатие оболочки вокруг несущей трубы. Однако в зоне механического соединения несущей трубы и ребристой оболочки возможно образование зазоров, заполненных воздухом или консервационной смазкой заготовок.

Цель статьи – экспериментальное изучение влияния указанных технологических факторов на интенсивность теплопередачи БРТ АВО.

Основная часть

В процессе накатки на трехвалковых станах холодной прокатки ребристых труб (ХПРТ) для снижения износа оборудования и улучшения качества обработки оболочки БРТ рекомендуется смачивание зон воздействия накатных дисков СОЖ в виде 5%-го водного раствора эмульсора. При этом состав эмульсора включает 60 % пластичной антифрикционной смазки СТП-1 (триэтиленгликолевый эфир синтетической жирной кислоты с добавкой 20%-го триэтиленгликолевого эфира олеиновой кислоты), 20 % стерокса-6 (смесь полиоксиэтиленгликолевых эфиров стеариновой кислоты) и 20 % жиромола.

После прокатки остаточное количество СОЖ на поверхности алюминиевой ребристой оболочки, как правило, не превышает $0,3 \text{ г/м}^2$. Удаление этих остатков сопряжено с технологическими и экологическими проблемами для предприятий – производителей БРТ.

В качестве объекта исследования влияния остатков СОЖ на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление воздухоохлаждаемого пучка были выбраны стандартизированные промышленные БРТ без очистки после накатки с двухзаходными спиральными ребрами из алюминия АД1 следующих параметров: $d \times d_0 \times d_n \times h \times s \times \Delta = 56 \times 28 \times 25 \times 14 \times 3 \times 0,75 \text{ мм}$, коэффициент оребрения $\phi = 15,25$. Здесь обозначения параметров соответствуют:

d – наружный диаметр ребра; $d_0 = d - 2h$ – диаметр основания ребра; d_n – внутренний диаметр ребристой оболочки (наружный диаметр несущей стальной трубы); h, s, Δ – высота, шаг и средняя толщина ребра. Трубы в шахматном шестирядном пучке размещались по вершинам равностороннего треугольника с поперечными $S_1 = 58$ мм и продольными $S_2 = 50,2$ мм шагами.

Пучок продувался принудительным поперечным потоком воздуха в разомкнутой аэродинамической трубе с квадратным поперечным сечением канала 400×400 мм [8]. Воздух всасывался центробежным вентилятором через конфузур в стабилизирующий участок, обеспечивающий формирование равномерного поля скорости на входе в трубный пучок. Потери давления на пучке определяли датчиками по разности статического давления воздуха перед пучком и за ним. Для определения коэффициента теплоотдачи был применен метод локального теплового моделирования, который заключался в размещении в центральной части третьего и пятого поперечных рядов пучка электродной трубы-калориметра кипящего типа. Во время проведения опыта температура кипения водного раствора электролита внутри трубы-калориметра соответствовала атмосферному давлению. Температуру основания оребренной оболочки трубы-калориметра находили по показаниям двух термодпар, расположенных с обоих концов оребренной части трубы на угловом расстоянии 95° от лобовой точки трубы, в которых местная и средняя температуры стенки совпадали.

По завершении опытов с загрязненными трубами пучка они были подвергнуты очистке от СОЖ слабым раствором каустической соды до металлического алюминиевого блеска и повторно испытаны по той же методике с параметрами предыдущего пучка.

Результаты экспериментальных исследований обрабатывали в безразмерном виде – в числах Нуссельта $Nu_i = \alpha_i d_0 / \lambda$; Рейнольдса $Re = w d_0 / \nu$; Эйлера $Eu = \Delta p / (\rho w^2)$, где α_i – коэффициент теплоотдачи, вычисленный по площади поверхности оребрения трубы, i -го поперечного ряда пучка, Вт/(м²·К); w – скорость воздуха в самом узком (сжатом) поперечном сечении пучка, м/с; Δp – потери статического давления на пучке при движении потока воздуха, Па; ρ, λ, ν – плотность, кг/м³, коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), и кинематической вязкости, м²/с, воздуха. Теплофизические параметры воздуха принимали по его средней температуре в пучке.

Результаты экспериментов по теплоотдаче 3-го и 5-го рядов и аэродинамическому сопротивлению пучка представлены на рис. 1 (черными точками при наличии СОЖ на оребрении и светлыми – для очищенной поверхности). Как видно из графика, наличие СОЖ в исследованном температурном диапазоне поверхности оребрения 70 – 90 °С не ухудшает интенсивность теплообмена и не увеличивает сопротивление пучка движению потока воздуха. Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что при указанной температуре у основания ребер происходит активное испарение летучей составляющей СОЖ, что приводит к самоочищению труб.

Это объясняет совпадение тепловых характеристик пучков труб БРТ на рис. 1. Стабильность аэродинамического сопротивления обусловлена тем, что СОЖ снижает шероховатость поверхности оребрения, а малая толщина пленки СОЖ не влияет на проходное сечение для воздуха в пучке. Таким образом, по теплоаэродинамическим условиям отсутствует необходимость в очистке от СОЖ БРТ АВО.

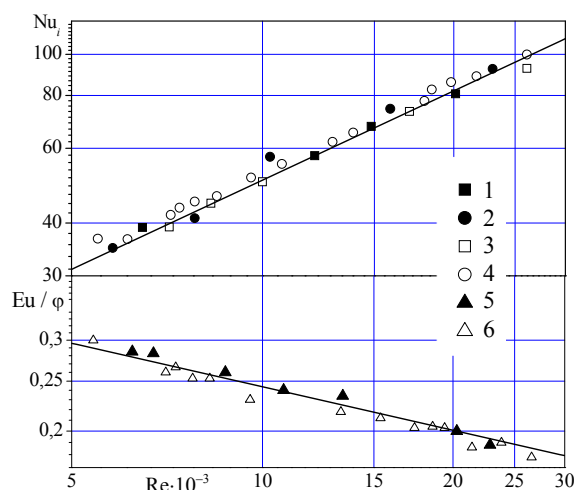


Рис. 1. Зависимости теплоотдачи третьего (1, 3), пятого (2, 4) рядов пучка и аэродинамического сопротивления (5, 6) пучков от числа Рейнольдса: 1, 2, 5 – при наличии смазочно-охлаждаемой жидкости (прокатной смазки); 3, 4, 6 – при отсутствии смазочно-охлаждаемой жидкости

Fig. 1. Dependences of heat transfer of the third (1, 3), fifth (2, 4) rows of the bundle and aerodynamic resistance (5, 6) of the bundles on the Reynolds number: 1, 2, 5 – in the presence of cutting fluid (rolling lubricant); 3, 4, 6 – in the absence of cutting fluid

Исследованный пучок является тесным по компоновке труб, а стабилизация теплоотдачи наступает со второго ряда. Теплоотдача стабилизированных 3-го и 5-го рядов описана уравнением, согласно рис. 1:

$$Nu_{3,5} = 0,08 Re^{0,7}. \quad (1)$$

Теплоотдача 1-го ряда пучка имеет интенсивность, меньшую на 25 % [2] по сравнению с характеристикой последующих рядов, и подчиняется уравнению подобия

$$Nu_1 = 0,063 Re^{0,7}. \quad (2)$$

Средняя теплоотдача пучка обобщена уравнением

$$Nu = 0,0776 Re^{0,7}. \quad (3)$$

Аэродинамическое сопротивление шестирядного пучка обобщается зависимостью

$$Eu = 49 Re^{-0,28}. \quad (4)$$

Уравнения (1)–(4) действительны в интервале числа Рейнольдса $Re = (5-28) \cdot 10^3$ и могут применяться для расчетов шахматных пучков из БРТ как очищенных от СОЖ, так и при наличии остатков СОЖ на поверхности оребрения труб.

Изготовление холодной накаткой БРТ АВО характеризуется прерывистым соприкосновением наружной поверхности несущей трубы с внутренней поверхностью оребренной оболочки. Наличие в зоне контакта зазоров, заполненных средой с низкими теплопроводными свойствами, вызывает стягивание линий теплового потока к точкам непосредственного контакта и соответственно искривлению изотерм. При теплопередаче это приводит к возникновению между элементами трубы разности температур Δt , °С, которая обуславливает термическое контактное сопротивление (ТКС) R_k , м²·К/Вт, вычисляемое количественно с помощью соответствующей формулы

$$R_k = \delta_{cp} / \lambda_3 = \Delta t_k / q_k, \quad (5)$$

где δ_{cp} – средняя толщина зазора между несущей трубой и оребренной оболочкой, м; λ_3 – средний коэффициент теплопроводности среды, заполняющей зазора, Вт/(м·К); $q_k = Q/F_k$ – плотность теплового потока в контактной области, Вт/м²; F_k – площадь контактирующих поверхностей, м².

Наличие ТКС в БРТ является основным недостатком и в случае некачественного соединения ребер с трубой, не поддающегося визуальному выявлению, может привести к уменьшению тепловой мощности АВО против проектной. Значение ТКС может существенно варьироваться в зависимости от ряда факторов: величины объема зазоров между внутренней несущей трубой и наружной ребристой оболочкой, теплопроводных свойств среды в контактной зоне, неровностей контактируемых поверхностей. Как правило, в промышленных БРТ зазор между внутренней несущей трубой и наружной ребристой оболочкой заполнен воздухом с характерным для газовых сред низким коэффициентом теплопроводности. Поэтому наличие этого зазора даже умеренных размеров, как правило, оказывает значительное влияние на коэффициент теплопередачи трубы.

Для измерения ТКС используется устройство [10], по конструкции аналогичное электродной трубе-калориметру кипящего типа, но дополненное датчиками температуры несущей трубы, необходимыми для расчета температурной разности Δt_k . Погрешность определения значения ТКС в экспериментах не превышала $\pm(5-7)$ %.

Относительная протяженность и средняя толщина зазора между несущей трубой и оребренной оболочкой зависят от технологии изготовления труб. На практике установлено, что при поперечно-винтовой прокатке БРТ по технологии ВНИИМЕТМАШ [11] в процессе формообразования профиля ребер из-за интенсивного и неравномерного истечения металла под

основанием оболочки (рис. 2а, б) образуется спиральный воздушный зазор (утяжина) со средней толщиной $\delta_{\text{ср}} = 0,1\text{--}0,2$ мм. Для увеличения плотности контакта (уменьшения протяженности и величины зазора) возможно применение технологии прокатки БРТ с дополнительной накаткой металла оболочки между ребрами обжимными дисками [12], установленными на одной оси с основными дисками (рис. 2с). После этого воздействия средняя толщина воздушного зазора уменьшается до $\delta_{\text{ср}} = 0,03\text{--}0,05$ мм (в 3–4 раза), а объемы утяжин под ребрами сокращаются, что обеспечивает практически беззазорное прилегание ребристой оболочки к несущей трубе. Толщина обжимных дисков постоянна и меньше межреберного зазора, а диаметр на 0,15–0,5 мм больше диаметра последнего основного диска.

После проведения теплоаэродинамических испытаний для определения относительной протяженности воздушного зазора между оболочкой и несущей трубой опытные образцы труб-калориметров разрезались фрезой вдоль диаметральной плоскости. Затем извлекалась несущая стальная труба, а неравномерности алюминиевой оболочки заполнялись раствором мелкодисперсионного гипса. На основе полученного слепка в масштабе $\varepsilon = 20$ вычерчивался профиль осевого сечения внутренней поверхности ребристой оболочки. К полученному графическому изображению профиля (профилограмме) проводилась касательная цилиндрическая поверхность, которая принималась за образующую наружной поверхности несущей трубы. Затем определялось значение относительной протяженности воздушного зазора ϕ , %, по формуле

$$\phi = \frac{1}{n s \varepsilon} \sum_1^n l_3 \cdot 100, \quad (6)$$

где n – количество замеренных межреберных участков с воздушным зазором; ε – масштаб увеличения слепка; l_3 – протяженность зазора в направлении, параллельном оси трубы, мм.

Средняя толщина воздушного зазора (рис. 2а) рассчитывалась по формуле

$$\delta_{\text{ср}} = \sum_1^n f_3 / \sum_1^n l_3 \cdot \frac{1}{\varepsilon}, \quad (7)$$

где f_3 – площадь продольного сечения воздушного зазора, мм².

Параллельно с определением параметров ϕ и $\delta_{\text{ср}}$ для исследованных труб-калориметров измеряли усилие выпрессовки F образца длиной 100 мм. Определение усилия выпрессовки является определяющим критерием оценки качества присоединения оболочки биметаллических ребренных труб на большинстве заводов-изготовителей БРТ. Данный механический метод контроля заключается в измерении усилия прессы, необходимого для выпрессовки несущей трубы из ребристой оболочки. При хорошем качестве изготовления БРТ усилие выпрессовки должно быть более 10 кН.

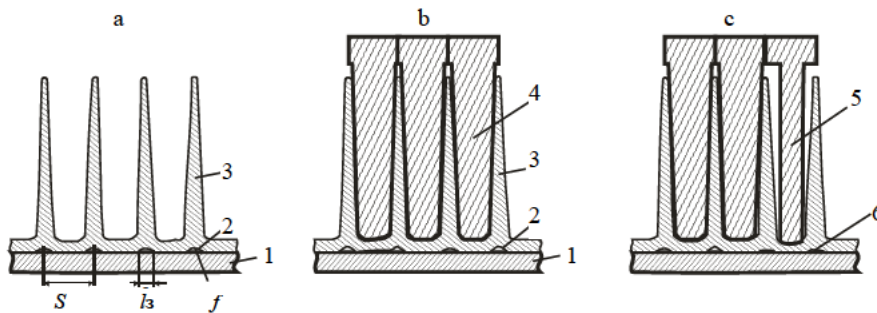


Рис. 2. Схемы: а – зоны контакта биметаллической ребристой трубы; б – винтовой прокатки без обжатия; с – то же с дополнительным обжатием основания ребра;
 1 – несущая труба; 2 – воздушный зазор; 3 – оребренная оболочка; 4 – накатные диски;
 5 – обжимные диски; 6 – воздушные зазоры после обжатия

Fig. 2. Diagram of the: a – contact zone of the bimetallic ribbed tube; b – screw rolling without swagging; c – with additional swagging of the rib base;
 1 – bearing tube; 2 – air gap; 3 – ribbing; 4 – knurling disks; 5 – swage disks; 6 – air gaps after swagging

Геометрические параметры экспериментальных труб-калориметров приведены в табл. 1, а технологические параметры, определяющие величины ТКС в трубах-калориметрах, – в табл. 2.

Таблица 1

Геометрические параметры испытанных труб-калориметров
 Geometric parameters of the tested calorimeter tubes

Наименование параметра	Номер трубы-калориметра		
	1	2	3, 4
Наружный диаметр оребрения d , мм	49,35	49,46	50,72
Диаметр по основанию ребра d_0 , мм	27,11	27,66	29,72
Диаметр основания оболочки d_n , мм	25,0	25,0	25,0
Высота ребра h , мм	11,12	11,05	10,50
Средняя толщина ребра Δ , мм	0,75	0,95	1,0
Шаг ребер s , мм	3,33	3,33	3,36
Коэффициент оребрения ϕ	10,6	10,51	9,67

Таблица 2

Технологические параметры испытанных труб-калориметров
 Technological parameters of the tested calorimeter tubes

Наименование параметра	Номер трубы-калориметра			
	1	2	3	4
Накатка обжимными дисками	Нет	Да	Нет	Нет
Среда в контактном зазоре	Воздух	Воздух	Воздух	Масло
Относительная протяженность зазора ϕ , %	88,8	15,5	100	100
Средняя толщина зазора $\delta_{ср}$, мм	0,147	0,05	0,5	0,5
Средняя теплопроводность среды в зазоре λ_3 , Вт/(м·К)	0,668	0,385	0,111	0,217
ТКС $R_k \cdot 10^3$, м ² ·К/Вт	0,22	0,13	4,5	2,3
Усилие выпрессовки F , кН	50,0	44,8	0	0

Исследуемая труба-калориметр устанавливалась в центре 3-го ряда шестирядного шахматного пучка из БРТ следующих средних параметров: $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 49 \times 28 \times 10,5 \times 3,5 \times 0,85$ мм, коэффициент оребрения $\varphi = 9,4$. Поперечные и продольные шаги труб в пучке $S_1 = S_2' = 52$ мм. Результаты эксперимента показали, что дополнительное обжатие оребренной оболочки эффективно снижает термическое контактное сопротивление (перепад температуры на контакте). При числе Рейнольдса $Re = 15000$ разница температур Δt_k уменьшилась с $9,8$ °С у трубы-калориметра 1 до $6,2$ °С у трубы-калориметра 2.

На рис. 3 представлены зависимости ТКС от скорости воздуха в узком сечении пучка для обеих труб-калориметров. Как видно, величина ТКС практически не зависит от скорости воздуха в исследованном диапазоне. При этом применение обжатия ребер дополнительными дисками на трубах с двухзаходным ребром и коэффициентом оребрения $\varphi \approx 9$ позволило уменьшить значение ТКС в 1,7 раза. Тепловая проводимость контакта $\alpha_k = 1/R_k = 1/(0,13 \cdot 10^{-3}) = 7692$ Вт/(м²·К) трубы-калориметра 2 сопоставима с наиболее интенсивными процессами теплообмена (конденсации водяного пара и других сред). Следовательно, если обеспечивается качественный технологический регламент накатывания ребер, то биметаллический контакт практически не препятствует передаче теплового потока.

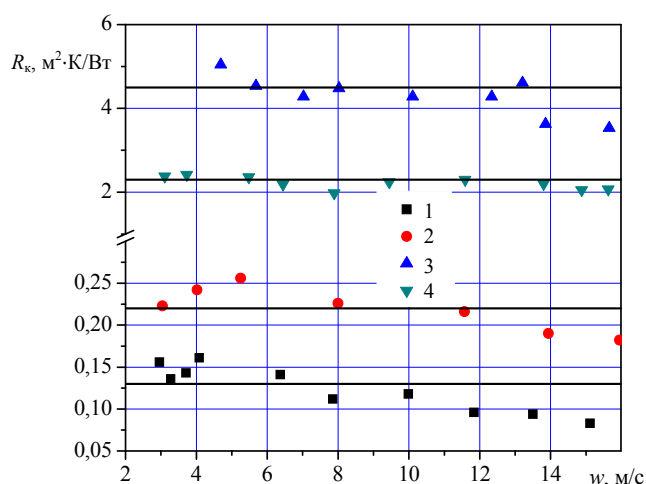


Рис. 3. Контактное термическое сопротивление БРТ с различными условиями накатки и разной средой в зазоре: 1, 2, 3, 4 – номера труб-калориметров

Fig. 3. Contact thermal resistance of the bimetallic ribbed pipe with different knurling conditions and different environments in the gap: 1, 2, 3, 4 – tube calorimeter numbers

Для количественной оценки изменения интенсивности теплопередачи в трубе с улучшенным контактом были экспериментально определены коэффициенты теплопередачи $k = Nu_k \cdot \lambda / d_0$ труб-калориметров 1 и 2 при идентичных условиях.

Теплоотдача трубы-калориметра без накатки обжимными дисками обобщена уравнением

$$\text{Nu}_x = 0,29 \text{Re}^{0,53} . \quad (8)$$

Теплоотдача трубы-калориметра с накаткой обжимными дисками обобщена уравнением

$$\text{Nu}_x = 0,19 \text{Re}^{0,58} . \quad (9)$$

Как видно из рис. 4а, величины прироста интенсивности теплопередачи за счет дополнительной накатки обжимными дисками линейно зависят от числа Рейнольдса (аэродинамического режима эксплуатации АВО). У трубы-калориметра 2 коэффициент теплопередачи выше, чем у трубы-калориметра 1 на 4,2 % при $\text{Re} = 15000$ и на 7,1 % при $\text{Re} = 30000$. Уменьшение термического сопротивления контакта вследствие дополнительного обжатия оребренной оболочки подтверждается также данными табл. 2 – средняя расчетная толщина воздушного зазора сократилась в 2,94 раза (до 0,05 мм). Следовательно, площадь плотно соприкасающихся поверхностей для передачи теплоты теплопроводностью несущей трубы и оболочки БРТ также увеличилась приблизительно в 3 раза.

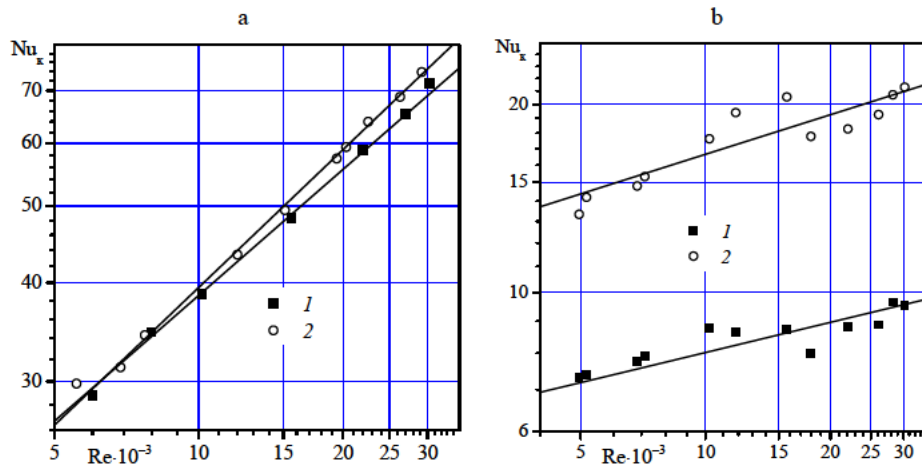


Рис. 4. Теплопередача труб-калориметров: 1 – без накатки обжимными дисками; 2 – с накаткой обжимными дисками; 3 – с воздушным зазором; 4 – с маслом в зазоре

Fig. 4. Heat transfer of calorimeter tube: 1 – without knurling by swage disks; 2 – with knurling; 3 – with air gap; 4 – with oil in the gap

Несмотря на это, усилие выпрессовки F трубы-калориметра 2 снизилось на 11 % по сравнению с усилием для трубы-калориметра 1 (табл. 2). Это указывает на то, что усилие выпрессовки не может служить основным критерием оценки качества присоединения оболочки биметаллических оребренных труб. Достаточность механического прижатия ребристой оболочки к поверхности несущей трубы не определяется величиной усилия

выпрессовки, так как это усилие существенно зависит также от величины шероховатости наружной поверхности несущей трубы, замасленности (загрязненности) зоны контактирования оболочки с несущей трубой, перекоса пуансона в матрице пресса. Относительная протяженность воздушного зазора ϕ более объективно характеризует состояние контакта. Однако при экспресс-контроле определять этим параметром качество изготовления биметаллических труб проблематично из-за трудоемкости его вычисления.

Большие значения ТКС против теплоэнергетически обоснованных обычно возникают в процессе изготовления биметаллических труб при нарушении технологического режима обрешения и не поддаются прямому наружному контролю. В трубе-калориметре 3 установлено наличие кольцевого зазора по всей окружности контакта несущей трубы и ребристой оболочки с шириной зазора $\delta_{\text{ср}} = 0,5 \pm 0,05$ мм. Данный зазор возник вследствие технического брака в изготовлении БРТ при процессе раскатки алюминиевой оболочки с несущей трубой из-за технологических особенностей производства на станках ХПРТ. Экспериментальное исследование таких БРТ позволяет не только оценить влияние воздушного зазора на интенсивность теплопередачи, но и определить минимально возможную теплопроизводительность пучка из некачественных труб.

Перед опытом несущая труба центрировалась относительно ребристой оболочки для исключения непосредственного контактирования обоих элементов трубы. Для создания замкнутого воздушного пространства по всей окружности зазора оба торца трубы герметизированы эпоксидным клеем. Таким образом были созданы условия для теплообмена естественной конвекцией в ограниченном объеме.

Для трубы-калориметра 3 получено следующее среднее значение контактного сопротивления: $R_{\text{к}} = 0,45 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (рис. 3). Теплопроводимость контакта $\alpha_{\text{к}} = 1/R_{\text{к}} = 1/(0,45 \cdot 10^{-2}) = 222 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ трубы-калориметра 3 в 10–30 раз меньше коэффициента теплоотдачи жидкости при турбулентном течении в трубе. В данном случае термическое сопротивление биметаллического контакта может привести к существенному снижению производительности теплообменного пучка.

Полученные результаты показали, что при числе Рейнольдса $Re = 15000$ перепад температуры в зазоре составлял $\Delta t_{\text{к}} = 33,4$ °С, что в 3,34 раза превышает значение для трубы-калориметра 1 с меньшим в $\delta_{3 \text{ ср}} / \delta_{1 \text{ ср}} = 0,5 / 0,147 = 3,4$ раза зазором. Следовательно, перепад температуры прямо пропорционален толщине воздушного зазора, а термическое сопротивление теплопередачи через контакт определяется, прежде всего, объемами межконтактных воздушных зазоров.

Теплоотдача трубы-калориметра с воздушным зазором обобщена уравнением

$$Nu_{\text{к}} = 1,84 Re^{0,16}. \quad (10)$$

При числе Рейнольдса $Re = 15\,000$ величина теплового потока через трубу-калориметр 3 уменьшилась в 6,1 раза, а коэффициент теплопередачи (рис. 4b) – в 5,4 раза по сравнению с соответствующими параметрами трубы-калориметра 1.

Для исследования влияния теплопроводности среды кольцевой зазор между несущей трубой и ребристой оболочкой трубы-калориметра 3 был заполнен турбинным маслом (далее труба-калориметр 4). Теплоотдача трубы-калориметра с заполненным турбинным маслом зазором обобщена уравнением

$$Nu_k = 2,4Re^{0,21}. \quad (11)$$

При числе Рейнольдса $Re = 15000$ перепад температуры на контакте не уменьшился по сравнению с данными трубы-калориметра 3 ($\Delta t_k = 34\text{ }^\circ\text{C}$), но коэффициент теплопередачи увеличился в 1,72 раза (рис. 4b). Следовательно, улучшение теплопередающих характеристик трубы-калориметра 4 обусловлено, прежде всего, увеличением коэффициента теплопроводности среды в кольцевом зазоре (теплопроводность турбинного масла выше теплопроводности воздуха примерно в четыре раза). Для трубы-калориметра 4 получено следующее среднее значение контактного сопротивления: $R_k = 0,23 \cdot 10^{-2}\text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$ (рис. 3). Таким образом, наличие масла (или замасленности) в зоне контакта биметаллической трубы интенсифицирует теплопередачу.

Для изучения влияния на ТКС консервационной смазки несущая труба трубы-калориметра 3 была извлечена из ребристой оболочки, ее поверхность обработана слоем солидола марки «С», а затем несущая труба вновь установлена в ребристую оболочку. Во ВНИИМЕТМАШ собранная конструкция БРТ на стане ХПРТ подвергнута накатке дополнительными обжимными дисками толщиной $\sim 1,8$ мм во впадинах между ребрами на величину 0,25–0,30 мм. В результате средняя толщина контактного зазора составила $\delta_{cp} = 0,06$ мм, а относительная протяженность его $\phi = 18,4\%$, что свидетельствует о полной ликвидации воздушного кольца у трубы-калориметра 3. Значение ТКС для БРТ с солидолом в контактной зоне составило $R_k = 0,23 \cdot 10^{-3}\text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$, что хорошо коррелируется с ТКС трубы-калориметра 2 и в 19,6 раза меньше трубы-калориметра 3 (теплопроводность солидола значительно больше теплопроводности воздуха).

Таким образом, по тепловым характеристикам БРТ АВО расконсервацию несущих труб от смазки выполнять нецелесообразно.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментальными исследованиями установлено, что СОЖ на поверхности накатных алюминиевых ребер БРТ не ухудшает интенсивность теплоотдачи (теплопередачи) и аэродинамическое сопротивление пучков теплообменной секции АВО.

2. Наличие дополнительных обжимных дисков на станах ХПРТ увеличивает теплопередачу на 8–13 %. При этом усилие выпрессовки не может являться основным критерием оценки качества изготовления биметаллических оребренных труб.

3. В контактной зоне БРТ любая среда с коэффициентом теплопроводности, больше чем у воздуха, снижает термическое контактное сопротивление и является интенсифицирующим фактором теплопередачи.

4. По тепловой характеристике БРТ АВО целесообразно удалять консервационную смазку или другое масло с наружной поверхности несущих труб.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справ. / под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб.: Недра. 1996. 512 с.
2. Легкий, В. М. Некоторые особенности теплообмена в поперечно-обтекаемых пучках труб с внешним спирально-ленточным оребрением / В. М. Легкий, Ю. К. Тупицын // Изв. вузов. Энергетика. 1978. № 2. С. 86–90.
3. Кунтыш, В. Б. Теплоотдача и энергетическая эффективность шахматных пучков аппаратов воздушного охлаждения из оребренных труб различных геометрических параметров / В. Б. Кунтыш, А. Э. Пиир // Изв. вузов. Энергетика. 1990. № 7. С. 71–75.
4. Кунтыш, В. Б. Исследование влияния формы поперечного сечения спирального ребра на тепловую эффективность шахматного пучка / В. Б. Кунтыш, А. Н. Бессонный, А. Э. Пиир // Изв. вузов. Энергетика. 1998. № 5. С. 67–74.
5. Володин, В. И. Приближенный тепловой расчет конденсатора перегретого пара тепловых насосов / В. И. Володин, С. В. Здитовецкая // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2022. Т. 65, № 3. С. 250–262. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-250-262>.
6. Сухоцкий, А. Б. Конвективная теплоотдача однорядных пучков из труб с накатными алюминиевыми ребрами различной высоты при малых числах Рейнольдса / А. Б. Сухоцкий, Е. С. Данильчик // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2021. Т. 64, № 4. С. 336–348. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-4-336-348>.
7. Кунтыш, В. Б. Исследования теплоаэродинамических и габаритно-массовых характеристик шахматных стесненных пучков труб со спиральнонакатными ребрами / В. Б. Кунтыш, Н. Н. Стенин // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2001. № 3. С. 89–97. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2001-0-3-89-97>.
8. Кунтыш, В. Б. 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>.
9. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.
10. Кунтыш, В. Б. Исследование контактного термического сопротивления биметаллических оребренных труб АВО / В. Б. Кунтыш, А. Э. Пиир, Л. М. Федотова // Изв. вузов. Лесной журнал. 1980. № 5. С. 121–126.
11. Васильчиков, М. В. Поперечно-винтовая прокатка изделий с винтовой поверхностью / М. В. Васильчиков, М. М. Волков. М.: Машиностроение, 1968. 140 с.
12. Способ производства биметаллических ребристых труб: а. с. СССР № 217344, кл. В 21В 16/01 / Ф. П. Кирпичников, В. П. Анисифоров, М. Г. Панфилов. Оpubл. 07.05.1968.

Поступила 14.12.2024 Подписана в печать 16.01.2025 Опубликована онлайн 31.03.2025

REFERENCES

1. Fundamentals of Calculation and Design of Air-Cooled Heat Exchangers. Handbook / Ed. by V. B. Kuntysh, A. N. Bessonnyi. St. Petersburg: Nedra [The Bowels] Publ. 1996. 512 p. (in Russian).
2. Legkii V. M., Tupitsyn Yu. K. (1978) Some Features of Heat Exchange in Transversely Streamlined Bundles of Pipes with External Spiral Ribbon Ribs, *ENERGETIKA. Proceedings of the USSR Higher Education Institutions*. No 2, p. 86–90 (in Russian).
3. Kuntysh V. B. (1990) Heat Transfer and Energy Efficiency of Staggered Bundles of Air Cooling Devices Made of Ribbed Pipes of Various Geometric Parameters *ENERGETIKA. Proceedings of the USSR Higher Education Institutions*, No 7, p. 71–75. (in Russian)
4. Kuntysh V. B., Bessonnyi A. N., Piiir A. E. (1998) Study of the Influence of the Shape of the Cross-Section of the Spiral Rib on the Thermal Efficiency of the Staggered Bundle. *ENERGETIKA. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*. No 5, p. 67–74. (in Russian)
5. Volodin V.I., Zditovetskaya S.V. Approximate Thermal Calculation of the Superheated Steam Condenser of Heat Pumps. *ENERGETIKA. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*. 2022; 65 (3): 250–262. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-3-250-262> (in Russian).
6. Sukhotski A.B., Danil'chik E.S. Convective Heat Exchange of Single-Row Bundles from Tubes with Rolled Aluminum Fins of Various Height at a Low Values of the Reynolds Number. *ENERGETIKA. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*. 2021; 64 (4): 336–348. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2021-64-4-336-348> (in Russian).
7. Kuntysh V. B., Stenin N.N. (2001) Studies of Thermal-and-Aerodynamic as well as Dimensional-Mass Characteristics of Staggered Cramped Bundles of Pipes with Spiral-Rolled Ribs // *ENERGETIKA. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, No 3. P. 89–97. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2001-0-3-89-97> (in Russian).
8. Kuntysh V. B., Sukhotskii A. B., Marshalova G. S., Dudarev V. V., Farafontov V. N. Thermal and Aerodynamic Researches of Staggered Bundles for Choice of an Effective Spacing of Round-Finned Tubes. *ENERGETIKA. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*. 2019; 62 (3): 264–279. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-264-279> (in Russian).
9. Kuntysh V. B., Kuznetsov N. M. (1992) Thermal and Aerodynamic Calculations of Finned Air Cooling Heat Exchangers. St.-Petersburg, Energoatomizdat Publ. 280 (in Russian).
10. Kuntysh V. B., Piiir A. E., Fedotova L. M. (1980) The Study of Contact Thermal Resistance of Bi-metallic Finned Tubes of Air Cooling Apparatuses. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii "Lesnoi Zhurnal" = Bulletin of Higher Educational Institutions Forestry Journal.*, (5). P. 121–126 (in Russian).
11. Vasil'chikov M. V., Volkov M.M. Transverse-helical rolling of products with a helical surface. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering] Publ., 1968. 140 p. (in Russian).
12. Kirpichnikov F. P., Anisiforov V. P., Panfilov M. G. Method of Production of Bimetallic Ribbed Pipes: A. C. USSR No 217344, IPC B 21B 16/01. Published on 05.07.1968 (in Russian).