

УДК 536.24:66.045

А. Б. Сухоцкий, Е. С. Данильчик, Т. Б. Карлович, В. Н. Фарафонов
Белорусский государственный технологический университет

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ КРУГЛОРЕБРИСТОЙ ТРУБЫ НА СВОБОДНОКОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

Проведено экспериментальное исследование интенсивности теплового потока и распределение температур на оребренной чистой и загрязненной поверхности биметаллической трубы со спиральными алюминиевыми ребрами (БРТ) при свободной конвекции воздуха. Подобные БРТ применяются в воздухоохлаждаемых теплообменниках для технологических систем охлаждения жидкостей и конденсации паров, а также в электрических и водяных калориферах для нагрева вентиляционного воздуха в системах воздушного отопления и при утилизации тепла низко- и среднетемпературных вторичных энергетических ресурсов.

Диаметр несущей стальной трубы – 25 мм, толщина стенки – 2 мм. Геометрические параметры алюминиевого оребрения: наружный диаметр ребра – 56 мм; диаметр по основанию ребра – 26,8 мм; высота ребра – 14,6 мм; шаг ребра – 2,5 мм; средняя толщина ребра – 0,5 мм; коэффициент оребрения трубы – 19,26.

Исследования проводились методом полного теплового моделирования на специально разработанном экспериментальном стенде, а кольцевое равномерное загрязнение оребренной трубы создавалось путем плотной намотки между ребрами льняного шнура.

Обнаружено, что при естественной конвекции в трубах с тесным расположением ребер загрязнение межреберного пространства у основания оребрения не приводит к существенному снижению тепловой мощности (менее 10%), а ухудшение теплоотдающих свойств трубы происходит только при загрязнении верхушек оребрения (на 20,5%). Температура по высоте боковой поверхности ребра уменьшается незначительно (менее 2%), а на верхушке ребра по отношению к основанию – на 6–9%.

Следовательно, при эксплуатации оребренных теплообменников в условиях естественной конвекции (например, конвекторов систем отопления) не обязательна их частая и тщательная очистка от загрязнения.

Ключевые слова: биметаллическая труба, конвектор, загрязнение, тепловая мощность при естественной конвекции воздуха.

A. B. Sukhotski, E. S. Danil'chik, T. B. Karlovich, V. N. Farafontov
Belarusian State Technological University

INFLUENCE OF EXTERNAL CONTAMINATION BIMETALLIC ROUND-BRIDGE TUBE FOR FREE-CONVECTIVE HEAT EXCHANGE

An experimental study of the intensity of the heat flux and temperature distribution on the finned and contaminated surface of a bimetal tube with spiral aluminum fins (BRT) with free air convection has been carried out. Similar BRT are used in air-cooled heat exchangers for technological systems for cooling liquids and vapor condensation, as well as in electric and water heaters for heating ventilation air in air-heating systems and for heat recovery of low- and medium-temperature secondary energy resources.

The diameter of the supporting steel pipe is 25 mm, wall thickness is 2 mm. Geometrical parameters of aluminum fins, mm: outer diameter of the rib 56 mm; the diameter of the base of the rib 26.8 mm; rib height 14.6 mm; edge step 2.5 mm; average thickness of the ribs 0.5 mm; tube finning ratio 19.26.

The studies were carried out by the method of complete thermal modeling on a specially designed experimental stand, and the ring uniform contamination of the finned tube was created by tightly winding between the edges of a flax rope.

It was found that with natural convection in pipes with a close arrangement of fins of the intercostal space at the base of the fins does not lead to a significant decrease in thermal power (less than 10%), and the heat-generating properties of the pipe deteriorate only when the tops of the fins are contaminated (20.5%). The temperature along the lateral surface of the ribs decreases slightly (less than 2%), and at the top of the ribs relative to the base – by 6–9%.

Consequently, when operating finned heat exchangers under conditions of natural convection (for example, convectors of heating systems), their frequent and thorough cleaning from contamination is not necessary.

Key words: bimetallic tube, convector, contamination, thermal power during natural air convection.

Введение. Оребренные биметаллические трубы и пучки, состоящие из них, применяются в воздухоохлаждаемых теплообменниках для технологических систем охлаждения жидкостей и конденсации паров, а также в электрических и водяных калориферах для нагрева вентиляционного воздуха в системах воздушного отопления и при утилизации тепла низко- и среднетемпературных вторичных энергетических ресурсов.

В системах отопления широкое распространение получили конвекторы [1, 2], исполненные в виде стальных труб с круглыми или прямоугольными ребрами, достоинством которых являются малые габариты, наличие воздушной клапан-заслонки для регулирования теплового потока и высокое рабочее давление теплоносителя (до 1 МПа). Основным недостатком – трудоемкость очистки от пыли. При эксплуатации конвектора происходит снижение его тепловой мощности в результате загрязнения внутренней и наружной поверхности труб теплообменных секций.

Методики теплогидравлического расчета оребренных биметаллических труб и пучков из них для вынужденной и свободной конвекции приведены во многих источниках [3–9]. В справочной литературе [3, 4] имеется достаточно большое количество проверенных практикой данных по величине термического сопротивления движущихся внутри трубы различных охлаждаемых технологических продуктов и энергоносителей. Подходы к учету внешнего загрязнения представлены только для вынужденной конвекции и принципиально противоположные. По мнению [4, 5], влияние загрязнения с воздушной стороны можно не учитывать, так как коэффициент теплоотдачи от оребрения к охлаждающему воздуху низок и поэтому термическое сопротивление теплоотдачи с внешней стороны является определяющим в общем термическом сопротивлении теплопередачи. Однако натурные экспериментальные исследования [10, 11] теплопередачи натуральных аппаратов воздушного охлаждения из биметаллических ребристых труб с накатанными алюминиевыми ребрами указывают на уменьшение от внешнего загрязнения оребрения коэффициента теплопередачи до 12% при вынужденной конвекции.

Разработаны также теоретические модели расчета коэффициента теплопередачи оребренной биметаллической трубы с кольцевым равномерным загрязнением [12–15] для разреженных круглых ребер, которые, однако, не подтверждены экспериментальными данными.

Цель работы – экспериментальное исследование интенсивности теплового потока и распределение температур на оребренной чистой и загрязненной поверхности круглой трубы при свободной конвекции воздуха.

Основная часть. Объектом исследования являлась биметаллическая ребристая труба со спиральными накатными ребрами.

Материал ребристой оболочки – алюминиевый сплав АД1М, материал несущей трубы – углеродистая сталь. Диаметр несущей трубы $d_n = 25$ мм, толщина стенки $\delta = 2$ мм. Геометрические параметры оребрения: наружный диаметр ребра $d = 56$ мм; диаметр по основанию ребра $d_0 = d - 2h = 26,8$ мм; высота ребра $h = 14,6$ мм; шаг ребра $s = 2,5$ мм; средняя толщина ребра $\Delta = 0,5$ мм; коэффициент оребрения трубы $\phi = 19,26$. Полная длина биметаллической трубы с торцевыми участками $l_n = 330$ мм, теплоотдающая длина $l = 300$ мм.

Исследования проводились методом полного теплового моделирования на специально разработанном экспериментальном стенде для исследования свободноконвективного теплообмена [1]. В центре стендовой камеры размером $0,8 \times 0,8 \times 1$ м размещалась исследуемая оребренная труба, которая являлась калориметром с установленными средствами измерения.

Конструкция опытной трубы-калориметра представлена на рис. 1. Внутри биметаллической ребристой трубы 1, указанной выше, установлен трубчатый электронагреватель (ТЭН) 2 со следующими параметрами: диаметр – 12,5 мм, материал оболочки – углеродистая сталь, спираль 3 – проволока с высоким омическим сопротивлением, наполнитель – электро-технический периклаз марки ППЭ мощностью 320 Вт. С помощью центровочного кольца 4 обеспечивалась центральное расположение ТЭНа в трубе. А с целью устранения внутренних конвективных токов воздуха и равномерного прогрева трубы между ТЭНом и стальной стенкой трубки засыпался кварцевый песок 5 дисперсным составом 0,16–0,32 мм. Торцы трубок фиксировались высокотемпературной силиконовой замазкой 6.

Для измерения средней температуры поверхности калориметра у основания ребер $t_{осн}$ зачеканивалось свинцом пять медь-константановых термопар 7 вдоль образующей трубы, сдвинутых относительно друг друга на угловое расстояние 45° . Термопары были заложены у основания ребер вдоль образующей трубы по винтовой линии на половине окружности трубы, считая, что вторая половина имеет симметричное поле температур. Также на поверхности ребра, размещенного в центре трубы, припаивались четыре медь-константановые термопары 8 (диаметр провода 0,2 мм) с шагом 3,65 мм от основания по высоте и последней термопарой, размещенной на верхушке ребра (рис. 1, сечение L). Предварительно термопары были протарированы с точностью $0,1^\circ\text{C}$. Торцевые участки

оребренной трубы защищены фторопластовыми втулками 9 наружным диаметром $d_{\text{вт}} = 45$ мм, длиной $l_{\text{вт}} = 35$ мм, глубиной $b_{\text{вт}} = 25$ мм. С целью измерения торцевых потоков тепла на поверхности обеих втулок с противоположных сторон закреплялось по два спая общей 4-спайной медь-константановой дифференциальной термобатарей.

Показания медь-константановых термопар 7 и 8 фиксировались с помощью вольтметра (модель GDM-78341 класса точности 0,25), подключенного через переключатель. Холодный спай всех термопар помещался в сосуд Дьюара.

При исследовании кольцевое равномерное загрязнение оребренной трубы создавалось путем плотной намотки между ребрами льняного шнура 10 диаметром 1,7–2,3 мм, средней теплопроводностью 0,039 Вт/(м·К). Таким образом, в межреберном пространстве создавался слой высотой $h_3 = 3,3; 6,3; 8,7; 11,4; 16,1$ мм с неравномерностью $\pm 0,4$ мм.

Подвод теплового потока к оребренным поверхностям обеспечивался ТЭНом, который подключался к регулируемому масляному трансформатору (модель АОМН-40-220-75). Мощность, подводимая к оребренной трубе, измерялась ваттметром (модель К 505 класса точности 0,5). Температура воздуха t_0 внутри камеры измеря-

лась двумя ртутными лабораторными термометрами со шкалой 0–50°C и ценой деления 0,1°C, расположенными в диагонально противоположных ее углах. Ртутные шарики термометров защищались от излучения пучка экранами из алюминиевой фольги.

Теплота от оребренной поверхности конвекцией и излучением передавалась атмосферному воздуху, который за счет разности плотностей нагретого и холодного воздуха поднимался вверх в окружающую среду.

Во время экспериментального исследования оребренной трубы электрическая мощность, подводимая к трубе, поддерживалась постоянной $W = (40 \pm 2)$ Вт, температура стенки у основания ребер составляла $t_{\text{осн}} = 80\text{--}94^\circ\text{C}$, а температура окружающего воздуха в камере $t_0 = 18,4\text{--}20,1^\circ\text{C}$.

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

$$Q = W - Q_{\text{т}},$$

где $Q_{\text{т}}$ – тепловые потери через торцы труб и топководы (рассчитывались через ранее полученную экспериментальную зависимость по средней температуре на поверхности втулок), Вт.

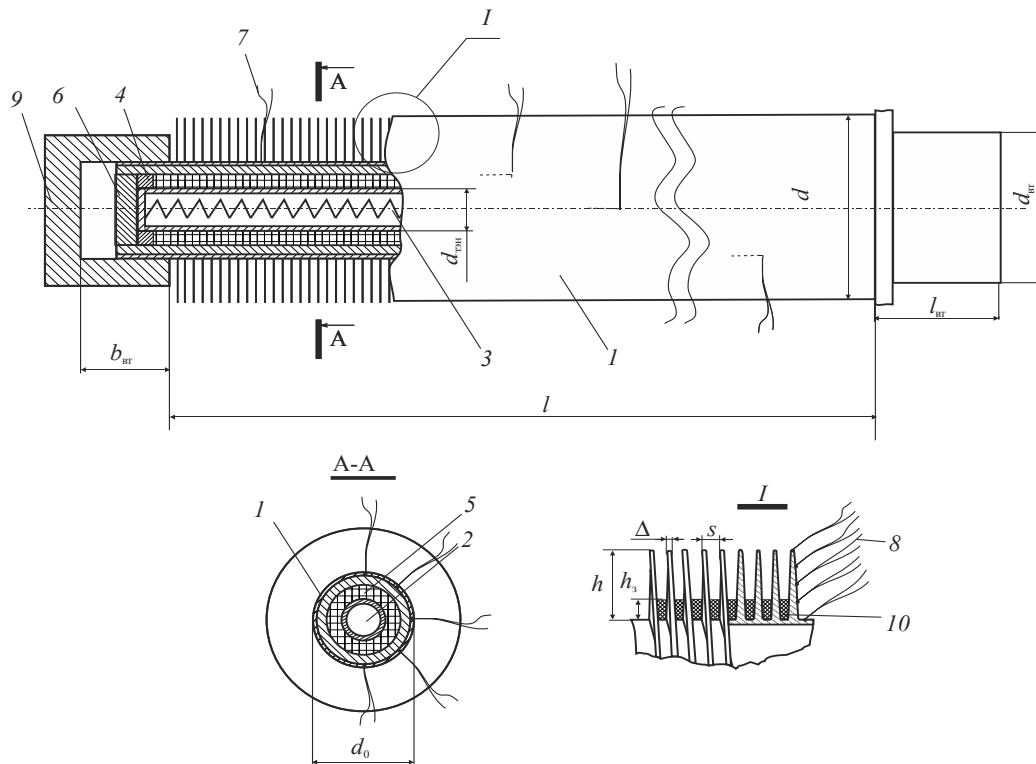


Рис. 1. Общий вид калориметрической трубы:

- 1 – биметаллическая ребристая труба; 2 – трубчатый электронагреватель (ТЭН);
3 – спираль ТЭНа; 4 – центровочное кольцо; 5 – кварцевый песок; 6 – высокотемпературная силиконовая замазка; 7 – медь-константановые термопары у основания ребер;
8 – медь-константановые термопары по высоте ребра; 9 – фторопластовая втулка; 10 – льняная веревка

Результаты экспериментов представлены на рис. 2, 3. На рис. 2 показана зависимость относительной тепловой мощности трубы $Q / \Delta t_{\text{осн}}$ от высоты загрязнения h_3 , где $\Delta t_{\text{осн}} = t_{\text{осн}} - t_0$ – среднее увеличение температуры у основания оребрения над температурой окружающей среды.

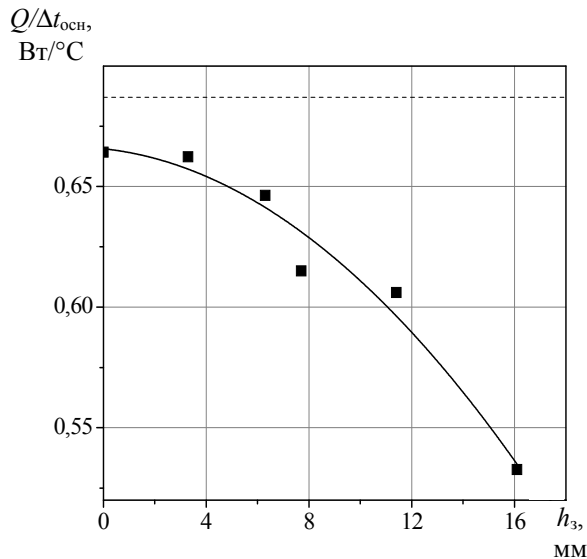


Рис. 2. Зависимость относительной тепловой мощности трубы $Q / \Delta t_{\text{осн}}$ от высоты загрязнения h_3

Как видно, при высоте загрязнения меньше высоты ребра ($h_3 < h = 14,6$ мм) тепловая мощность трубы уменьшается незначительно (менее 10%). При полном закрытии оребрения слоем загрязнения ($h_3 = 16,1$ мм) тепловая мощность уменьшается на 20,5%. По-видимому, это обусловлено тем, что при естественной конвекции в трубах с тесным расположением ребер в межреберном пространстве воздух остается практически неподвижным и является естественным изолятором, а основной отвод теплового потока осуществляется с верхушек оребрения. Поэтому загрязнения межреберного пространства у основания оребрения не приводит к существенному снижению тепловой мощности, а ухудшение теплоотдающих свойств трубы происходит только при загрязнении верхушек оребрения.

Это предположение косвенно подтверждается путем сравнения относительной тепловой мощности оребренной трубы с тепловой мощностью гладкой трубы диаметром, равным диаметру оребрения $d = 56$ мм (на рис. 2 представлена в виде пунктирной линии), рассчитанной по [16]. Как видно, тепловые мощности чистой оребренной трубы и гладкой трубы сопоста-

вимы, что подтверждает представление об интенсивном отводе тепла с верхушек ребер.

На рис. 3 представлены зависимости относительного перепада температуры $(t_p - t_0) / Q$ по высоте ребра h для чистой и загрязненной оребренной трубы, где t_p – температура на поверхности ребра, определенная термомпарами δ (рис. 1, сечение I). Пунктирной линией на рис. 3 показана граница раздела чистой и загрязненных областей оребренной поверхности (выше пунктирной области температуры t_p определялись термомпарами, закрытыми загрязнением).

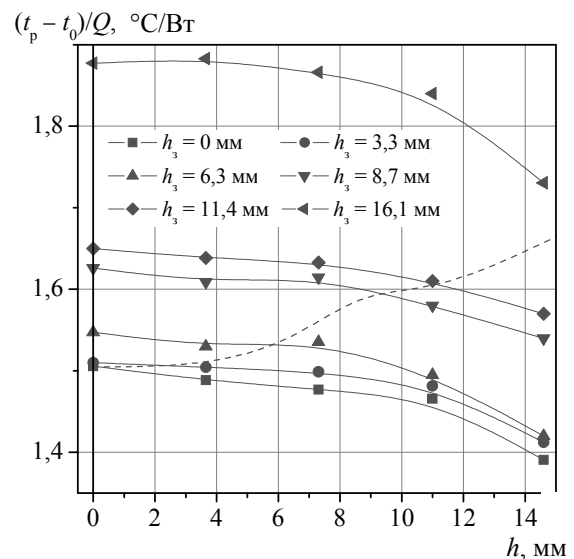


Рис. 3. Зависимости относительного перепада температуры $(t_p - t_0) / Q$ по высоте ребра h для чистой ($h_3 = 0$) и загрязненной оребренной трубы с высотой загрязнения h_3

Как видно, температура по высоте боковой поверхности ребра уменьшается незначительно (менее 2%), а на верхушке ребра по отношению к основанию – на 6–9%.

Заключение. Проведено экспериментальное исследование интенсивности теплового потока и распределение температур на оребренной чистой и загрязненной поверхности круглой трубы при свободной конвекции воздуха.

При загрязнении оребренной поверхности только у основания ребер тепловая мощность теплообменной трубы уменьшается менее чем на 10%. Следовательно, при эксплуатации оребренных теплообменников в условиях естественной конвекции (например, конвекторов систем отопления) не обязательна их частая и тщательная очистка от загрязнений.

Литература

1. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха / В. М. Гусев [и др.]. Л.: Стройиздат, 1981. 343 с.
2. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. В 2 ч. Ч. 2. М.: Стройиздат, 1949. 258 с.

3. Кунтыш В. Б., Кузнецов Н. М. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения. СПб.: Энергоатомиздат, 1992. 280 с.
4. Машины и аппараты химических производств: примеры и задачи / И. В. Доманский [и др.]. Л.: Машиностроение, 1982. 384 с.
5. Bott T. R. Fouling of Heat Exchangers. Amsterdam: Elsevier, 1995. 546 p.
6. Müller-Steinhagen H. Heat Exchanger Fouling. Mitigation and Cleaning Technologies. Essen: PUBLICO Publications, 2000. 382 p.
7. Анализ методик расчета теплопередачи аппаратов воздушного охлаждения / В. Б. Кунтыш [и др.] // Химическая техника. 2015. № 4. С. 14–17.
8. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
9. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена. М.: Энергия, 1977. 461 с.
10. Камалетдинов И. М. Энергосбережение при эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения на магистральных газопроводах: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2002. 24 с.
11. Беркутов Р. А. Повышение энергоэффективности систем охлаждения газа на компрессорных станциях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2010. 25 с.
12. Влияние внешнего загрязнения на эффективность теплообменных аппаратов воздушного охлаждения / В. И. Володин [и др.] // XIV Минский международный форум по тепло- и массообмену: тез. докл. и сообщ., Минск, 10–13 сент. 2012. В 4 т. Минск: ИТМО имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2012. Т. 3. С. 315–317.
13. Дифференцированный учет термического сопротивления внешнего загрязнения оребрения труб шахматных пучков в тепловом расчете воздухоохлаждаемых теплообменников / А. Б. Сухоцкий [и др.] // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: тез. докл. и сообщ., Минск, 23–26 мая 2016 г. В 4 т. Минск: ИТМО имени А. В. Лыкова НАН Беларуси, 2016. Т. 3. С. 424–426.
14. Карлович Т. Б. Теплопередача круглых ребристых труб при неравномерном эксплуатационном загрязнении межреберного пространства // Инженерно-физический журнал. 2018. Т. 91. № 5. С. 1278–1286.
15. Дударев В. В., Филатов С. О., Карлович Т. Б. Методика расчета и анализ коэффициента теплопередачи биметаллических ребристых труб аппаратов воздушного охлаждения с неравномерным внешним загрязнением // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2017. Т. 60. № 3. С. 237–255.
16. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 319 с.

References

1. Gusev V. M., Kovalev N. I., Popov V. P., Potroshkov V. A. *Teplotekhnika, otopleniye, ventilyatsiya i konditsionirovaniye vozdukh* [Heat Engineering, Heating, Ventilation and Air Conditioning]. Leningrad, Stroiizdat Publ., 1981. 343 p.
2. Maksimov G. A. *Otopleniye i ventilyatsiya* [Heating and Ventilation]. Part. 2. Moscow, Stroiizdat Publ., 1949. 258 p.
3. Kuntyshev V. B., Kuznetsov N. M. *Teplovoy i aerodinamicheskiy raschet orebrennykh teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya* [Thermal and Aerodynamic Calculations of Finned Air Cooling Heat Exchangers]. St.-Petersburg, Energoatomizdat Publ., 1992. 280 p.
4. Domanskii I. V., Isakov V. P., Ostrovskii G. M., Sokolov V. N. *Mashiny i apparaty khimicheskikh proizvodstv: primery i zadachi* [Machines and Apparatuses of Chemical Productions: Cases and Problems]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1982. 384 p.
5. Bott T. R. Fouling of Heat Exchangers. Amsterdam, Elsevier Publ., 1995. 546 p.
6. Müller-Steinhagen H. Heat Exchanger Fouling. Mitigation and Cleaning Technologies. Essen: PUBLICO Publ., 2000. 382 p.
7. Kuntyshev V. B., Sukhotskii A. B., Zhdanovich A. Yu., Piir A. E. Analysis of Methods of Calculation of Heat Transfer of Air Coolers. *Khimicheskaya tekhnika* [Chemical Engineering], 2015, no. 4, pp. 14–17 (In Russian).
8. Kuntyshev V. B., Bessonnyi A. N. (eds.) *Osnovy rascheta i proyektirovaniya teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya: spravochnik* [Fundamentals of Calculation and Design of Heat Exchangers of Air Cooling: reference book]. St.-Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p.
9. Kern D., Kraus A. *Razvityye poverkhnosti teploobmena* [The Developed Surface of Heat Exchange]. Moscow, Energiya Publ., 1977. 461 p.
10. Kamaletdinov I. M. *Energoberezheniye pri ekspluatatsii apparatov vozdušnogo okhlazhdeniya na magistral'nykh gazoprovodakh: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Energy saving during operation of air cooling devices on main gas tube lines. Abstract of thesis PhD (Engineering)]. Ufa, 2002, 24 p.

11. Berkutov R. A. *Povysheniye energoeffektivnosti sistem okhlazhdeniya gaza na kompressornykh stantsiyakh: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Improving the energy efficiency of gas cooling systems at compressor stations. Abstract of thesis PhD (Engineering)]. Ufa, 2010, 25 p. (In Russian).
12. Volodin V. I., Kuntyshev V. B., Petreeva N. G., Bessonnyi A. N., Bessonnyi E. A. Influence of External Contamination on Efficiency of Air Cooling Units. *XV Minskiy Mezhdunar. forum po teplo- i massoobmenu: tezisy dokl. i soobshch., Minsk, 23–26 Maya 2016 g. T. 3* [XV Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer: Abstracts of Presentations and Communications, Minsk, 10–13 September, 2012. Vol. 3]. Minsk, A. V. Lykov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus Publ., 2012, pp. 315–317 (In Russian).
13. Sukhotskii A. B., Kuntyshev V. B., Bessonnyi A. N., Minnigaleev A. Sh., Zhdanovich A. Yu. Differentiated Account of Thermal Resistance of an External Contaminant of Tube Fins of Staggered Bundles in the Thermal Calculation of Air-Cooled Heat Exchangers. *XV Minskiy Mezhdunar. forum po teplo- i massoobmenu: tezisy dokl. i soobshch., Minsk, 23–26 maya 2016 g. T. 3* [XV Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer: Abstracts of Presentations and Communications, Minsk, 23–26 May, 2016. Vol. 3]. Minsk, A. V. Lykov Heat and Mass Transfer Institute of the National Academy of Sciences of Belarus, 2016, pp. 424–426 (In Russian).
14. Karlovich T. B. Heat Transfer of Round Finned Tubes at Irregular Operational Contamination of Intercostal Space. *Inzhenerno-fizicheskij zhurnal* [Journal of Engineering Physics], 2018, vol. 91, no. 5, pp. 1278–1286 (In Russian).
15. Dudarev V. V., Filatov S. O., Karlovich T. B. The Method of Calculation and Analysis of Heat Transfer Coefficient of Bimetallic Finned Tubes of Air Cooling Units with Irregular External Contamination. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob'edineniy SNG* [Energetics. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc], 2017, vol. 60, no. 3, pp. 237–255 (In Russian).
16. Miheev M. A., Miheeva I. M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of Heat Transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1973. 319 p.

Информация об авторах

Сухоцкий Альберт Борисович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: alk2905@mail.ru

Данильчик Екатерина Сергеевна – магистрант кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: katya.156.156@gmail.ru

Карлович Татьяна Борисовна – кандидат физико-математических наук, старший преподаватель кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: tbkar@mail.ru

Фарафонов Валерий Николаевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь).

Information about the authors

Sukhotski Al'bert Borisovich – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor, the Department of Energy-Saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: alk2905@mail.ru

Danil'chik Ekaterina Sergeevna – Master's degree student, the Department of Energy-Saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: katya.156.156@gmail.ru

Karlovich Tatyana Borisovna – PhD (Physics and Mathematics), Senior Lecturer, the Department of Energy-Saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: tbkar@mail.ru

Farafontov Valeriy Nikolaevich – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor, the Department of Energy-Saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus).

Поступила 27.03.2019