

УДК 621.573(047):536.24

В. Б. Кунтыш, А. Б. Сухоцкий, Е. С. Данильчик
Белорусский государственный технологический университет

**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЕТА АППАРАТОВ
ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПО ОБОБЩЕННЫМ
И ЧАСТНЫМ УРАВНЕНИЯМ ПОДОБИЯ
ТЕПЛОАЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

В теплообменных секциях аппаратов воздушного охлаждения (АВО) химической, нефтеперерабатывающей, газовой промышленности, а также для теплоносителей энергетических установок применяются преимущественно биметаллические трубы с накатными поперечными ребрами из алюминия и лишь не более чем в 10% АВО трубные пучки теплообменных секций состоят из труб с навитыми спиральными из алюминиевой ленты KLM-ребрами или ребрами, основание которых завальцовано в стенку на глубину 0,3–0,5 мм. В решетках теплообменных секций оребренные трубки располагаются шахматно, компоновочными характеристиками их являются поперечный, продольный, диагональный шаги и число поперечных рядов труб по направлению движения охлаждающего воздуха окружающей среды.

При вариантных расчетах АВО, оптимизации геометрических параметров ребра (высоты, шага, толщины) и компоновочных характеристик пучка применяют обобщенные уравнения подобия для теплоотдачи и аэродинамического сопротивления, охватывающие широкий диапазон изменения относительных безразмерных симплексов, составленных из параметров оребрения и компоновки труб. Но погрешность уравнений находится в области $\pm 10\text{--}20\%$.

При расчетах АВО применяют и другой метод, базирующийся на использовании частных критериальных уравнений теплоотдачи и аэродинамического сопротивления для заданного типоразмера оребренной трубы и конкретных значений ее шагов расположения в решетках секции. Погрешность таких уравнений не превышает $\pm 5\text{--}7\%$ в интервале рабочих режимов эксплуатации аппарата. Как правило, данные уравнения не всегда имеются у расчетчика. Для получения их необходимо проведение экспериментального исследования модели пучка методами теплового моделирования и обработки опытных данных на основе теории подобия. Для этого требуются финансовые затраты, и не малые, экспериментальный стенд в виде аэродинамической трубы и время.

В связи с изложенным в предлагаемой статье материалом применены четыре метода расчета АВО природного газа горизонтального исполнения, трехсекционного с длиной труб 12 м. Рассмотрены шахматная и коридорная компоновка биметаллических ребристых труб с коэффициентом оребрения 19,9. Тепловой поток аппарата 3629 кВт. Сочетание методов расчета следующее: теплоотдача и сопротивление вычислялись по частным уравнениям подобия; теплоотдача – по обобщенному уравнению, сопротивление – по частному; теплоотдача – по частному уравнению подобия, сопротивление – по обобщенному уравнению; теплоотдача и сопротивление – по обобщенным уравнениям подобия. Выполнен сравнительный анализ результатов расчета и даны соответствующие рекомендации.

Ключевые слова: аппарат воздушного охлаждения, шахматный и коридорный пучок, теплоотдача, аэродинамическое сопротивление, тепловой поток, объемный расход воздуха, мощность вентилятора.

V. B. Kuntys, A. B. Sukhotskiy, E. S. Danil'chik
Belarusian State Technological University

**COMPARATIVE ANALYSIS OF THE METHODS OF CALCULATION
AIR COOLER HEAT EXCHANGER ON GENERALIZED AND SPECIFIC
SIMILARITY EQUATIONS OF THERMAL- AND AERODYNAMIC RESEARCH**

Bimetallic pipes with rolled cross-section fins of aluminum are used mainly in the heat-exchange sections of the air-cooler heat exchangers of the chemical, oil refining and gas industries, as well as for heat transfer agents of power plants and only in no more than 10% of the air-cooler heat exchangers the tube bundles of the heat-exchange sections consist of tubes with coiled spiral of aluminum tape with KLM-ribs or ribs, the bases of which are rolled into the wall to a depth of 0.3–0.5 mm. In the grids of the heat-exchange sections, the finned tubes are located in a chessboard the layout characteristics of which are the transverse, longitudinal, diagonal steps and the number of transverse rows of tubes in the direction of movement of the ambient cooling air.

In the case of variant calculations of air-cooler heat exchangers, optimizing the geometrical parameters of the rib (height, step, thickness) and layout characteristics of bunch are used generalized similar-

ity equations for heat transfer and aerodynamic resistance are used that cover a wide range of variation of relative dimensionless simplexes composed of finning parameters and tube layout. But the error of the equations is in the range of ± 10 –20%.

In the calculations of air-cooler heat exchangers another method is used, based on the use of specific criterial heat transfer equations and aerodynamic resistance for a given standard typical size of the finned tube and the specific values of its placement steps in the lattices of the section. The error of such equations does not exceed ± 5 –7% in the interval of operating modes of operation of the apparatus. As a rule, such equations are not always available to the planner. To obtain them, it is necessary to conduct an experimental study of the beam model by thermal modeling and processing of experimental data based on the similarity theory. This requires financial costs and not a small, experimental stand in the form of an aerodynamic tube and time.

In connection with the foregoing, four methods for calculating the air-cooler heat exchangers of natural gas of horizontal execution, a three-sectional version with a tube length of 12 m, are used in the article. The chess and corridor layout of bimetallic ribbed tubes with a fin coefficient of 19.9 are considered. Heat flow of the device is 3629 kW. The combination of calculation methods is as follows: heat transfer and resistance were calculated from the specific similarity equations; heat transfer – according to the generalized equation, resistance – according to a specific equation; heat transfer – according to the specific similarity equation, resistance – according to the generalized equation; heat transfer and resistance – according to generalized similarity equations. A comparative analysis of the calculation results is made and appropriate recommendations are given.

Keywords: air-cooler heat exchanger, chess and corridor bunch, convective heat exchange, aerodynamic resistance, heat flow, volume flow of air, fan power.

Введение. Аппараты воздушного охлаждения (АВО) конструктивно состоят [1, 2] из блока теплообменных секций, вентиляторного блока и опорной металлоконструкции. Нормативный ресурс работы 25 лет.

Поверхность теплопередачи в теплообменных секциях являются биметаллические ребристые трубы (БРТ) со спиральными накатными алюминиевыми ребрами или KLM-ребрами [2] из алюминиевой ленты толщиной 0,4 мм. При охлаждении высокотемпературных технологических продуктов с температурой большей 400°C применяются трубы, оребренные алюминиевой лентой шириной 16 мм при толщине 0,4 мм, основание которой завальцовано на глубину 0,3–0,4 мм в спиральную канавку в стенке несущей трубы. Это так называемые *I*-ребра. Коэффициент оребрения труб $\phi \approx 19$ –22. Число поперечных рядов по направлению движения охлаждающего воздуха $z = 4, 6$, реже 8. Воздух принудительным однократным потоком обтекает снаружи трубы, которые скомпонованы в шахматный пучок. Длина труб в некоторых конструкциях АВО в настоящее время достигла 17 м. Материальное исполнение несущих труб преимущественно из углеродистой стали, также применяются нержавеющие стали и трубы из цветных металлов. Известно, что коридорная компоновка оребренных труб в пучке характеризуется значительно меньшим до 1,5–2,0 раза аэродинамическим сопротивлением, но и пониженной в 1,2–1,3 раза интенсивностью теплоотдачи по воздушной стороне в сравнении с соответствующими характеристиками шахматного пучка. Естественен вопрос: какая компоновка энергетически эффективна?

АВО широко применяются в химической, нефтехимической [3], нефтеперерабатывающей промышленности с большими сроками эксплуатации. Особенно физически изношенными и загрязненными снаружи оказались БРТ теплообменных секций, что вызвало снижение отводимого теплового потока. Наблюдается модернизация трубных пучков на энергетически более совершенные и замена БРТ в пучках, что обуславливает расширение производства АВО.

Крупным потребителем АВО является газовая промышленность [4], и спрос на них будет неуклонно возрастать ввиду прироста газодобычи за счет районов Крайнего Севера и Западной Сибири и составит 720–750 млрд м³ в 2020 г. [5]. Прирост добычи газа возрастает с интенсивностью 1–2% в год, что диктуется обеспечением энергетической безопасности России. Доля природного газа в потребляемых топливно-энергетических ресурсах остается доминирующей и по прогнозам [4] в 2020 г. составит 46% ввиду его дешевизны (в 3 раза дешевле топчного мазута и в 1,6 раза – угля).

Охлаждать газ необходимо как в местах его добычи при подготовке для транспортировки по магистральным газопроводам, так и в процессе транспортировки газа по ним. Альтернативы воздушному охлаждению нет, поскольку практически все запасы воды в этих районах находятся в твердом состоянии.

В целом объем водных запасов огромен и оценивается [6] в 1,35–1,45 млрд км³, но пресной воды, применяемой для охлаждения, немного (около 2,5% от общего запаса). При этом запасы пресной воды распределены неравномерно, и в

местах интенсивного развития добычи газа, газоперерабатывающих заводов, нефтеперерабатывающих предприятий наблюдается ее полное отсутствие (южные регионы страны) или вода находится в твердом состоянии, непригодном для целей технологического охлаждения.

В эксплуатационных режимах АВО природного газа коэффициенты теплоотдачи по воздушной стороне изменяются в среднем $\alpha \approx 35\text{--}60 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ [1, 4], теплопередачи $k \approx 10\text{--}25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, что оказывает прямое влияние на значительные габаритно-массовые характеристики. Снижение их возможно несколькими способами, среди которых практически реализуемыми без дополнительных капитальных затрат являются увеличение коэффициента оребрения трубы и длины труб между решетками. Но оба способа к настоящему времени свои потенциальные возможности исчерпали – коэффициент оребрения доведен до значений 20–22, который близок к теплоэнергетически оптимальному и соответствует достигнутому уровню развития машиностроения в области прокатки и навивки ребер; длина труб доведена до 17 м против применяемых 10–12 м.

Некоторый резерв снижения габаритно-массовых характеристик АВО имеется в совершенствовании методов проектирования [7–9]. Проектирование теплообменной секции как основного конструктивного элемента, оказывающего определяющее влияние на энерго- и ресурсосбережение аппарата, возможно двумя методами.

При выполнении теплоаэродинамического расчета секции на заданные тепловой поток, технологические, расчетно-температурные параметры теплоносителей, типоразмер БРТ и ее компоновки в трубном пучке для вычисления коэффициента теплоотдачи и перепада давления воздуха используются известные обобщенные уравнения подобия, погрешность которых составляет 15–20%. Площадь поверхности теплопередачи секции (аппарата) равновероятно может быть как завышена, так и занижена против необходимой, что в итоге сопровождается увеличением металлоемкости или недоохлаждением продукта. И здесь для устранения непредсказуемого результата расчета вводят коэффициент запаса площади ориентировочно в 1,2–1,3 раза, что обеспечивает при эксплуатации аппарата достижения данных проектного задания. Достоинство метода на стадии проектирования очевидно – его дешевизна, так как отсутствуют финансовые издержки на получение уточненных зависимостей для расчета теплоотдачи по воздушной стороне и потери давления охлаждающего воздуха. Но какая цена неоправданных материальных и энергетических затрат в запроектированном аппарате?

Выполнение теплоаэродинамического расчета секции возможно на базе применения частных уравнений подобия для принятых к разработке конкретного типоразмера БРТ и шага расположения их в трубной решетке. Погрешность таких уравнений значительно меньше и не выходит за пределы 5–7%.

Однако в периодических научных публикациях не всегда имеются требуемые уравнения и необходимо прибегать к постановке экспериментального исследования. Процесс длительный и финансово затратный. Но этот метод гарантирует получение надежных достоверных конечных проектных результатов, при этом обеспечивает снижение металлоемкости и энергосбережения. Каким из методов целесообразно пользоваться при проектировании АВО? Дать ответ на этот вопрос – цель настоящей работы.

Основная часть. Предметом исследования являлся двухсекционный аппарат воздушного охлаждения природного газа 2АВГ–75. Вентиляторный блок включает два осевых вентилятора «Торнадо» Т–50–4 [2] с установленной мощностью двигателя 37 кВт. Частота вращения вала электродвигателя $4,2 \text{ с}^{-1}$ (250 мин^{-1}). Диаметр колеса вентилятора – 5 м. Аппарат горизонтальный, состоит из трех теплообменных секций ($z_c = 3$) с длиной БРТ в секции 12 м.

Объектом расчетно-аналитического исследования являлись теплообменные секции, состоящие из труб с накатными спиральными алюминиевыми ребрами следующих геометрических размеров, мм: $d \times d_0 \times h \times s \times \Delta = 55,85 \times 25,85 \times 15,0 \times 2,56 \times 0,75$, где d , d_0 , h , s , Δ – соответственно наружный диаметр ребра; диаметр по основанию ребра; высота, шаг и средняя толщина ребра. Коэффициент оребрения трубы $\phi = 19,9$. Несущая оребренная труба наружного диаметра $d_n = 25$ мм с толщиной стенки $\delta = 2$ мм выполнена из углеродистой стали. Шахматная компоновка труб в решетках равносторонняя с шагом $S_1 = S_2 = 70$ мм, $S_2 = 0,866 \cdot S_1 = 60,6$ мм, при коридорной компоновке труб $S_1 = 70$ мм, $S_2 = 60,6$ мм, где S_1 , S_2 , S_2' – поперечный, продольный и диагональный шаги.

Тепловая нагрузка аппарата $Q = 3629$ кВт. Каждая секция по трубному пространству выполнена односторонней ($z_x = 1$). Обвязка секций по газу параллельная, т. е. из подводящего коллектора газ одновременно поступает во все три секции аппарата, охлаждается до требуемой температуры и выходит из них в общий отводящий коллектор. Охлаждающий воздух принудительным потоком обтекает снаружи оребренные трубы однократно. Движение теплоносителей в пределах секций перекрестно-противоточное. Количество труб в поперечном ряду секции – 27 шт.

Природный газ под давлением 7,5 МПа охлаждается от температуры на входе в секцию $t_1' = 75^\circ\text{C}$ до температуры на выходе $t_1'' = 45^\circ\text{C}$. Температура охлаждающего воздуха на входе $t_2' = 30^\circ\text{C}$.

Для режима поставленной задачи были выполнены 4 варианта расчета 2АВГ-75 по общепринятой методике [10] с соответствующими дополнениями. Целью расчетов являлось вычисление из уравнения теплопередачи расчетной площади поверхности F_p теплообмена аппарата для отвода заданного теплового потока Q , при этом коэффициент запаса площади k_z выдерживался во всех вариантах практически одинаковым, чтобы исключить его влияние на сравнительное сопоставление полученных результатов и соответствующие выводы. Также вычислялась затрата мощности вентилятором.

При шахматной компоновке БРТ для вычисления конвективного коэффициента теплоотдачи по воздушной стороне использовалось обобщенное уравнение подобия АГТУ [10]:

$$\text{Nu}_s = 0,132 C_z C_\gamma C_\psi \times \left(\frac{S_1 - d_0}{S_2' - d_0} \right)^m \left(\frac{d_0}{s} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{s} \right)^{-0,14} \text{Re}_s^{0,73},$$

где $\text{Re}_s = ws / \nu$ – число Рейнольдса, $\text{Nu}_s = \alpha_k s / \lambda$ – число Нуссельта; α_k – конвективный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к полной площади оребрения; $m = (0,53 - 0,019) \phi$ – показатель степени; w – скорость воздуха в сжатом поперечном сечении пучка секции при рабочих условиях, м/с; λ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м К); ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с; $C_z = f(z)$ – поправочный коэффициент на число поперечных рядов z в пучке; C_γ – поправочный коэффициент на угол подъема винтовой линии спирального ребра; C_ψ – поправочный коэффициент на угол атаки ψ потоком воздуха пучка труб.

Для рассматриваемого аппарата $C_z = 1,0$; $C_\gamma = 1,0$; $C_\psi = 1,0$.

При коридорной компоновке БРТ использовали обобщенное уравнение подобия ЦКТИ им. И. И. Ползунова [11]:

$$\alpha_k = 0,174 (\lambda / l) C_z C_s \phi^{-0,7} \text{Re}_l^n, \quad (2)$$

где $l = \frac{F_{\text{тр}}}{F} d_0 + \frac{F_p}{F} \sqrt{0,7859(d^2 - d_0^2)}$ – определяющий размер оребренной трубы, м; $\text{Re}_l = w l / \nu$ – число подобия Рейнольдса; $F_{\text{тр}}$ – площадь поверхности трубы, не занятая ребрами (площадь межреберных участков на диаметре d_0), м²; F_p – площадь поверхности ребер, м²; F – полная площадь поверхности оребренной трубы, м²; C_s – коэффициент формы пучка; $n = 0,65 \phi^{-0,07}$.

При $C_s = S_2 / d_0 \geq 2$ значение $C_s = 1,0$; если $C_s < 2$, то $C_s < 1,0$ и в интервале $C_s = 1,4 - 2,0$ изменяется в диапазоне 0,86–1,0.

При расчете потерь давления перпендикулярно обтекаемым воздухом пучков из БРТ нами применены обобщенные уравнения ЦКТИ им. И. И. Ползунова [11]:

для шахматных пучков в интервале $\text{Re}_l = 2 \times 10^3 - 1,8 \cdot 10^5$ и $l / d_3 = 0,15 - 6,5$

$$\text{Eu} = 2,7 z C_z' \left(\frac{l}{d_3} \right)^{0,3} \text{Re}_l^{-0,25}, \quad (3)$$

для коридорных пучков при изменении параметров $\text{Re}_l = 4 \cdot 10^3 - 1,6 \cdot 10^5$, $l / d_3 = 0,8 - 11,5$ и $(S_2 - d_0) / (S_1 - d_0) = 0,5 - 2,0$

$$\text{Eu} = 0,26 z C_z' \left(\frac{S_2 - d_0}{S_1 - d_0} \right)^{0,68} \left(\frac{l}{d_3} \right)^{0,3} \text{Re}_l^{-0,08}, \quad (4)$$

где $\text{Eu} = \Delta P / (\rho w^2)$ – число Эйлера; ΔP – перепад давления воздуха, Па; ρ – плотность воздуха, кг/м³; $d_3 = \frac{2[s(S_1 - d_0) - 2\Delta h]}{2h + s}$ – эквивалент-

ный диаметр сжатого поперечного сечения пучка, м; $C_z' = f(z)$ – поправочный коэффициент на число поперечных рядов z в пучке.

Для рассчитываемого аппарата $C_z' = 1,0$. Погрешность расчета ΔP по (3, 4) составляет около 12%.

Частные уравнения подобия для теплоотдачи и сопротивления шахматного и коридорного пучков с принятыми для разработки АВО параметрами S_1 , S_2 и типоразмером БРТ приняты нами по экспериментальному исследованию [12], погрешность которых не превышает 4,4%.

Расчет АВО на заданный тепловой поток Q выполняется по методике [10]. Расход охлаждающего воздуха при нормальных условиях находился в результате определения точки совместной работы вентилятора с теплообменной секцией. Для этого на напорной характеристике вентилятора строим кривую зависимости потерь давления воздуха на теплообменной секции по одному из уравнений вида $\text{Eu} = f(\text{Re})$, обобщенному или индивидуальному (частному). Скорость воздуха в сжатом сечении пучка теплообменной секции назначали $w = 3, 5, 7$ и 9 м/с. Точка пересечения $\Delta P = f(V)$ теплообменной секции с характеристикой $H = f(V)$ вентилятора Т-50-4 для конкретного угла $\beta = \text{const}$ установки лопасти определяет расчетный расход воздуха V при нормальных условиях. По расчетному расходу вычисляли рабочий расход воздуха для эксплуатационного режима. Предварительным расчетом по укрупненным показателям установили, что требуемый расход воздуха обеспечивается при $\beta = 5^\circ$.

Сводные результаты расчетов АВО

Параметры	Варианты							
	Первый		Второй		Третий		Четвертый	
	Ш	К	Ш	К	Ш	К	Ш	К
Коэффициент теплоотдачи природного газа α_1 , Вт/(м ² ·К)	1426	1254	1426	1254	1426	1254	1426	1254
Приведенный коэффициент теплоотдачи от обребрения к воздуху $\alpha_{пр}$, Вт/(м ² ·К)	41,96	31,33	46,76	35,00	41,55	31,33	46,25	35,58
Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·К)	20,28	16,73	21,34	17,72	20,18	16,78	21,23	17,95
Коэффициент запаса площади k_3	1,098	1,093	1,16	1,16	1,09	1,10	1,15	1,18
Потеря давления охлаждающего воздуха Δp , Па	133,7	103,7	133,7	103,7	138,3	101,8	138,3	101,8
Потребляемая мощность одним вентилятором N_v , кВт	33,45	35,56	33,45	35,56	33,86	35,10	33,86	35,07

Примечание. Ш – шахматное; К – коридорное.

Первый вариант расчета базировался на применении для вычисления теплоотдачи и потери давления воздуха частных уравнений подобия из [12]; во втором варианте теплоотдача вычислялась по обобщенному уравнению, а потери давления – по частному; в третьем варианте теплоотдача вычислялась по частному уравнению, а потери давления – по обобщенному; в четвертом варианте теплоотдача и потери давления вычислялись по обобщенным уравнениям.

Таким образом, при расчете АВО были применены все возможные сочетания уравнений, включенных в оба метода проектирования. Независимо от варианта расчета тепловой поток отводится при шахматном расположении труб шестирядными ($z = 6$ рядов) секциями, а при коридорной компоновке – семирядными ($z = 7$ рядов). При этом потребляемая вентилятором мощность возрастает на 6,1%. Следовательно, переход на коридорную компоновку БРТ сопровождается возросшими электропотреблением и металлоемкостью трубного пучка в $7 / 6 = 1,17$ раза. В реальности металлоемкость увеличивается еще больше.

В шахматной шестирядной секции количество труб $n_c = 162$ шт; а в аппарате – $n_a = z_c n_c = 468$ шт. Установленная площадь поверхности теплопередачи $F_y = \pi d_0 \phi L n_a = 9425$ м².

При коридорной компоновке в семирядной секции количество труб $n_c = 216$ шт., а в аппарате – $n_a = z_c n_c = 648$ шт. Установленная площадь поверхности теплопередачи $F_y = 11\ 000$ м².

Расчетная площадь поверхности F_p теплопередачи вычислялась из уравнения теплопередачи, а при расчете коэффициента теплопередачи значение термического контактного сопротивления между оболочкой и основанием трубы принято равным $R_k = 1,68 \cdot 10^{-4}$ м² К / Вт. Коэффициент запаса площади $k_3 = F_y / F_p$.

Для удобства анализа результаты расчетов сведены в нижеследующую таблицу. Из таблицы видно, что при одинаковом тепловом потоке $Q = idem$ шахматная компоновка БРТ в АВО в сравнении с коридорной является ресурсосберегающей (требуется меньшее количество труб) и потребляет меньше количество электроэнергии на привод вентилятора. Расчет АВО по индивидуальным уравнениям подобия (первый вариант) полностью согласуется с данными третьего варианта, в котором для вычисления теплоотдачи используется индивидуальное уравнение, а потери давления воздуха вычисляются по обобщенному уравнению подобия. Расчеты по второму и четвертому вариантам требуют большего коэффициента запаса площади.

Заключение. При конструировании АВО следует исключительно применять шахматное расположение БРТ в теплообменных секциях. Возможно использовать для вычисления потери давления воздуха обобщенное уравнение при отсутствии индивидуального уравнения, так как конечные показатели АВО хорошо согласуются со случаем расчета по точным уравнениям подобия.

Литература

1. Шмеркович В. М. Современные конструкции аппаратов воздушного охлаждения // Обзорная информация. Сер. Химическое и нефтеперерабатывающее машиностроение ХМ-1. М.: ЦИНТИнефтехим, 1979. 70 с.
2. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения: справочник / под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. СПб.: Недра, 1996. 512 с.
3. Шмеркович В. М. Применение аппаратов воздушного охлаждения при проектировании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. М.: ЦННИТЭнефтехим, 1971. 112 с.

4. Бахмат В. Г., Еремин Н. В., Степанов О. А. Аппараты воздушного охлаждения на компрессорных станциях. СПб.: Недра, 1994. 102 с.
5. Чекардовский С. М., Шаманаев А. В. Повышение эффективности работы охлаждения газа на компрессорных станциях // Нефтегазовый терминал: сб. науч. статей памяти профессора Н. А. Малушина. Тюмень, 2015. С. 279–281.
6. Акулов К. А., Голик В. В., Пономарев Т. Г. Очистка аппаратов воздушного охлаждения газа // Фундаментальные исследования. 2015. № 12. С. 453–456.
7. Абу-Рахма Тайсир Мохаммед Сулейман. Повышение эффективности парогазовых установок при использовании воздушного охлаждения: автореф. дис... канд. техн. наук. СПб., 2007. 22 с.
8. Абдеев Э. Р., Лобанов М. А., Шавалеев Э. И. Модернизация секций аппаратов воздушного охлаждения. Современные технологии в нефтегазовом деле – 2017 // Сб. трудов Междунар. науч.-техн. конф. В 2-х т. Уфа: УГНТУ, 2017. Т. 2. С. 153–167.
9. Шарипов М. И., Абдеев Р. Г. Повышение энергоэффективности аппаратов воздушного охлаждения нефтегазовой отрасли совершенствованием методов проектирования и изготовления // Вестник Оренбургского государственного университета. 2008. № 11. С. 132–135.
10. Примеры расчетов нестандартизированных эффективных теплообменников / В. Б. Кунтыш [и др.]. СПб.: Недра, 2000. 300 с.
11. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечнооребранных труб. Л.: Машиностроение, 1982. 189 с.
12. Кунтыш В. Б., Стенин Н. Н. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление поперечно-обтекаемых переходных коридорно-шахматных пучков из оребренных труб // Теплоэнергетика. 1993. № 2. С. 41–45.

References

1. Shmerkovich V. M. Modern designs of apparatuses of an air cooling. *Obzornaya informatsiya* [Survey information], series Chemical and Oil Refining Engineering Industry. Moscow, CNNITeneftkhim Publ., 1979, 70 p. (In Russian).
2. Kuntyshev V. B., Bessonnyy A. N. *Osnovy rascheta i proektirovaniya teploobmennikov vozdušnogo okhlazhdeniya* [Basic of calculation and design of air-cooled heat exchangers]. St. Petersburg, Nedra Publ., 1996. 512 p.
3. Shmerkovich V. M. *Primeneniye apparatov vozdušnogo okhlazhdeniya pri proektirovanii neftepererabatyvayushchikh i neftekhimicheskikh zavodov* [Application of apparatuses of an air cooling at designing of oil refining and petrochemical factories]. Moscow, CNNITeneftkhim Publ., 1971. 112 p.
4. Bakhmat V. G., Eremin N. V., Stepanov O. A. *Apparaty vozdušnogo okhlazhdeniya na kompressornykh stantsiyakh* [Air cooling apparatuses on compressor plants]. St. Petersburg, Nedra Publ., 1994. 102 p.
5. Chekardovskiy S. M., Shamanaev A. V. Raise of overall performance of cooling of gas on compressor plants. *Neftgazovyy terminal: sbornik nauchnykh statey pamyati professora N. A. Malyushina* [Oil and gas terminal: the collector of scientific articles of memory of professor N. A. Malyushina]. Tyumen', 2015, pp. 279–281 (In Russian).
6. Akulov K. A., Golik V. V., Ponomarev T. G. Clearing of apparatuses of an air cooling of gas. *Fundamental'nyye issledovaniya* [Basic researches], 2015, no. 12, pp. 453–456 (In Russian).
7. Abu-Rahma Taiysir Mohammed Suleijman. *Povysheniye effektivnosti parogazovykh ustanovok pri ispol'zovanii vozdušnogo okhlazhdeniya. Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Raise of efficiency of steam and gas installations at air cooling use. Abstract of thesis cand. of techn. sci.]. St. Petersburg, 2007. 22 p. (In Russian).
8. Abdееv E. R., Lobanov M. A., Shavaleev E. I. Modernisation of sections of apparatuses of an air cooling. *Sovremenyye tekhnologii v neftegazovom dele – 2017. Sbornik trudov Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* [Modern production engineering in oil and gas business – 2017. Collector of works International scient.-tehn. konf.]. Ufa, 2017, vol. 2, pp. 153–167 (In Russian).
9. Sharipov M. I., Abdееv R. G. Raise of power efficiency of apparatuses of an air cooling of oil and gas branch by perfection of methods of designing and manufacturing. *Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta* [The bulletin of the Orenburg state university], 2008, no. 11, pp. 132–135 (In Russian).
10. Kuntyshev V. B., Bessonnyy A. N., Dreyser G. A. *Primery raschetov nestandardizirovannykh effektivnykh teploobmennikov* [Instances of calculations of not standardised effective heat exchangers]. St. Petersburg, Nedra Publ., 2000. 300 p.
11. Yudin V. F. *Teploobmen poperechnoorebrennykh trub* [Heat exchange is transverse ribbe pipes]. St. Petersburg, Mashinostroeniye Publ., 1982. 189 p.

12. Kuntysh V. B., Stenin N. N. Convective heat exchange and aerodynamic resistance of transverse-flowed round transitive koridorno-chess bunches from ribbe tubes. *Teploenergetika* [Heat power engineering], 1993, no. 2, pp. 41–45 (In Russian).

Информация об авторах

Кунтыш Владимир Борисович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: egit@belstu.by

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

Information about the authors

Kuntysh Vladimir Borisovich – DSc (Engineering), Professor, Professor, the Department of Energy-saving, Hydraulics and Heat Engineering. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: egit@belstu.by

Sukhotskiy 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

Поступила 28.02.2017