

Тепловые процессы в технике. 2022. Т. 14. № 6. С. 243–254
Thermal processes in engineering, 2022, vol. 14, no. 6, pp. 243–254

Научная статья
УДК 526.24
DOI: 10.34759/tpt-2022-14-6-243-254

Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик поперечно обтекаемых пучков труб с поверхностными генераторами вихрей

Р.Г. Кадыров¹, И.А. Попов^{1✉}, Ю.В. Жукова²,
Г.С. Маршалова³, И.И. Хабибуллин⁴

¹ Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань, Россия

² Институт теплообмена имени А.В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси, Минск, Беларусь

³ Белорусский государственный технологический университет, Минск, Беларусь

⁴ НИИ Турбокомпрессор им. В.Б. Шнелла, Казань, Россия
ropov-igor-alex@yandex.ru[✉]

Аннотация. Проведено экспериментальное исследование конвективного теплообмена шахматных и коридорных пучков труб с нанесенными на их поверхность генераторами вихрей в различной компоновке при обтекании пучков потоком воздуха. Генераторы вихрей – сферические выемки относительной глубины $h/d = 0.5$, нанесенные в шахматном порядке и покрывающие 50, 75 и 100% площади внешней поверхности трубы. Рассматривались различные продольные и поперечные шаги труб в пучке. Определены гидравлические потери и суммарная теплоотдача рассматриваемых пучков труб, а также локальные коэффициенты теплоотдачи по периметру труб в разных рядах пучка. Установлено, что наибольшая теплогидравлическая эффективность (порядка 1.1) при скомпонованных в шахматном порядке трубах характерна для пучков труб со 100%-ной площадью покрытия генераторами вихрей; наименьшая эффективность (0.95) наблюдается у пучка труб с 50%-ной площадью покрытия генераторами вихрей. Для коридорной компоновки труб наибольшая теплогидравлическая эффективность составляет 0.98–1.0 для труб со 100% площадью нанесения генераторов вихрей; наименьшая эффективность (в среднем 0.89) – для труб с 50% и 75% площадью покрытия генераторами вихрей. Полученные результаты позволяют разработать рекомендации по усовершенствованию теплопередающих поверхностей, состоящих их пучков круглых труб, применительно для теплообменных аппаратов для различных областей применения.

Ключевые слова: теплоотдача, гидравлическое сопротивление, пучок труб, эффективность, генератор вихрей

Финансирование. Исследования сопротивления пучков труб выполнены в рамках соглашения с Министерством науки и высшего образования РФ № 075-03-2020-051/3 (номер гос. рег. НИОКТР АААА-А20-120102190039-6), исследования теплоотдачи – в рамках гранта РФФИ 20-58-04002 и гранта БРФФИ T21PM-019.

Для цитирования. Кадыров Р.Г., Попов И.А., Жукова Ю.В., Маршалова Г.С., Хабибуллин И.И. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик поперечно обтекаемых пучков труб с поверхностными генераторами вихрей // Тепловые процессы в технике. 2022. Т. 14. № 6. С. 243–254. DOI: 10.34759/tpt-2022-14-6-243-254

Original article

Experimental study of thermal and aerodynamic characteristics of transversely streamlined tube bundles with vortex generators

R.G. Kadyrov¹, I.A. Popov^{1✉}, Yu.V. Zhukova², G.S. Marshalova³, I.I. Khabibullin⁴

¹ Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI, Kazan, Russia

² A.V. Lykov Institute of Heat and Mass Transfer of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Belarus

³ Belarusian State Technological University, Minsk, Belarus

⁴ V.B. Schnepf Turbocharger Research Institute, Kazan, Russia

popov-igor-alex@yandex.ru✉

Abstract. An experimental study of convective heat exchange of chess and corridor bundles of tubes with vortex generators applied to their surface in various layouts when the bundles flow around the air flow is carried out. Vortex generators are spherical dimples of relative depth $h/d = 0.5$, chess covering 50, 75 and 100% of the outer surface area of the tube. Various longitudinal and transverse steps of tubes in the bundle were considered. The hydraulic losses and total heat transfer of the considered bundles of tubes, as well as local heat transfer coefficients along the perimeter of the tubes in different rows of the bundle are determined. It has been found that the greatest thermal-hydraulic efficiency (of the order of 1.1) in chess bundle of tubes is characteristic of bundles of pipes with 100% coverage area by vortex generators; the lowest efficiency (0.95) is observed in a bundle of tubes with 50% coverage area by vortex generators. For the corridor layout of tubes, the highest thermal-hydraulic efficiency is 0.98–1.0 for tubes with 100% of the area of application of vortex generators; the lowest efficiency (on average 0.89) is for tubes with 50% and 75% of the area covered by vortex generators. The results obtained make it possible to develop recommendations for improving heat transfer surfaces consisting of bundles of round tubes, as applied to heat exchangers for various applications.

Keywords: heat transfer, aerodynamic drag, tube bundle, efficiency, vortex generator

Funding. The research of the resistance of pipe bundles was carried out within the framework of the agreement with the Ministry of Science and Education of the Russian Federation No. 075-03-2020-051/3 (State R&D Reg. AAAAAA-A20-120102190039-6), heat transfer researches were carried out within the framework of the RFBR grant 20-58-04002 and the BRFFI grant T21RM-019.

For citation. Kadyrov R.G., Popov I.A., Zhukova Yu.V., Marshalova G.S., Khabibullin I.I. Experimental study of thermal and aerodynamic characteristics of transversely streamlined tube bundles with vortex generators. *Teplovye protsessy v tekhnike = Thermal processes in engineering*, 2022, vol. 14, no. 6, pp. 243–254. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2022-14-6-243-254

Введение

В настоящее время исследования по повышению тепловой эффективности и снижению сопротивления пучков труб при их поперечном обтекании актуальны в связи с широким использованием пучков труб в аппаратах воздушного охлаждения технологических жидкостей,

масел, природного газа, в котлах-утилизаторах и экономайзерах энергетических и промышленных котлоагрегатов, кожухотрубчатых теплообменниках при перекрестном токе теплоносителей (на которые приходится 80% всех теплообменников в мире), охладителях холодильных систем и систем кондиционирования и вентиляции и др. [1].

Повышение теплогидравлической эффективности поперечно обтекаемых пучков теплообменных труб может быть достигнуто за счет либо интенсификации теплоотдачи, либо снижения их аэро- или гидродинамического сопротивления, либо комбинации данных методов.

Впервые явление снижения сопротивления обтекаемого тела при увеличении скорости потока было обнаружено Г. Эйфелем [2]. Для ламинарного пограничного слоя при поперечном обтекании цилиндра точка отрыва находится в окрестности угловой координаты 90° , тогда как после турбулизации пограничного слоя при $Re = 1.5 \cdot 10^5$ она смещается вниз по течению – на угловую координату 110° – 140° , что приводит к значительному сужению рециркуляционной области за телом, а распределение давления становится подобным распределению давления при течении без трения. Образуется кризис сопротивления – резкое снижение сопротивления.

Аналитические обзоры по влиянию формы поперечного сечения труб, по использованию генераторов вихрей как интенсификаторов теплоотдачи и для снижения гидравлического сопротивления, по установке ребрения представлены в [3–5]. В настоящее время исследовано сопротивление одиночных труб и пучков труб круглой, овальной, каплеобразной, квадратной, прямоугольной, трапециевидной, плоскооальной и прочих форм.

Существует ряд методов, как пассивных, так и активных, позволяющих внести возмущения в пограничный слой и сместить точку отрыва, сузив зону отрыва потока за трубами и тем самым снизив их сопротивление. Первые экспериментальные исследования искусственной турбулизации пограничного слоя при умеренных числах Рейнольдса провел Л. Прандтль [6], укрепив на поверхности шара перед его миделевым сечением тонкое проволочное кольцо. В качестве генератора вихрей могут быть использованы и другие способы или устройства [7, 8]. Одним из таких способов может служить нанесение системы сферических выемок, хорошо известных в литературных источниках по интенсификации теплоотдачи [9–11]. В качестве методов изменения структуры потока за плохообтекаемым телом, которые приводят к снижению сопротивления и росту теплоотдачи, можно рассматривать следующие: установка направляющих элементов (пластин, тел мень-

шего размера) [12–17]; нанесение упорядоченной шероховатости [18], в том числе нанесение на поверхности плохообтекаемого тела генераторов вихрей [9–12]. Результаты численных исследований для одиночных труб круглого сечения показали уменьшение гидравлического сопротивления и отсутствие роста теплоотдачи [19]. В связи с этим необходим правильный выбор компоновки труб в пучке для повышения теплогидравлической эффективности пучков труб.

Количество литературных источников по использованию генераторов вихрей для снижения гидравлического сопротивления и повышения теплоотдачи при поперечном обтекании пучков труб ограничено [20–24]. Существует оптимальная компоновка генераторов вихрей на поверхности трубы, при которой теплогидравлическая эффективность трубы с генераторами превышает эффективность гладкой трубы. В работах [20–22] показано, что при коридорном расположении труб в пучке при их поперечном обтекании сопротивление пучка (с геометрическими параметрами нанесенных выемок $d = 0.002$ м, $h = 0.00025$ м) снизилось на 25%, интенсификация теплоотдачи для первого ряда составила не более 10%, а для глубинных рядов не наблюдалась. Для шахматного расположения тех же труб сопротивление пучка снизилось на 35%, а теплоотдача возросла на 20%.

1. Цель и объект исследования

Цель работы – экспериментальное исследование возможности снижения сопротивления пучка теплообменных труб для повышения теплогидравлической эффективности теплообменного аппарата.

Объект исследования – пучки теплообменных труб. Размеры опытных образцов: длина 0.076 м, внешний диаметр образцов $d_m = 0.022$ м. Выемки на опытных образцах наносились на внешнюю поверхность в шахматном порядке и занимали 50, 75 и 100% внешней поверхности образца. Увеличение площади теплоотдающей поверхности образцов составило $f = 1.21, 1.31, 1.41$ соответственно. Основные геометрические размеры выемок на опытных образцах: диаметр выемок $d = 0.006$ м, $h = 0.003$ м продольный шаг $t = 0.012$ м, поперечный (по винтовой линии) шаг выемок $s = 0.008$ м (рис. 1). В экспериментах исследо-

вались относительно глубокие выемки $h/d = 0.5$. Опытные образцы, помещенные в рабочий участок, исследовались при коридорной компоновке труб в пучке (рис. 2) при продольных S_1 и поперечных S_2 шагах. При шахматной компоновке труб в пучке поперечный шаг S_1 составлял 0.044 м и продольный шаг S_2 составлял 0.022 м, что соответствует относительным шагам $a = S_1/d_{тр}$ и $b = S_2/d_{тр}$, $a \times b = 2 \times 1$. При коридорной компоновке труб в пучке исследовались поперечный шаг $S_1 = 0.044$ м и продольный шаг $S_2 = 0.044$ м, что обеспечивало относительные шаги $a = S_1/d_{тр}$ и $b = S_2/d_{тр}$, $a \times b = 2 \times 2$.

2. Экспериментальный стенд и методика обработки результатов

2.1. Описание экспериментального стенда

Экспериментальный стенд представляет собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа и состоит из следующих основных частей: системы подготовки и подачи рабочего тела (воздуха); рабочего участка; системы измерений. Схема экспериментального стенда представлена на рис. 3.

Система подготовки, подачи и контроля параметров воздуха в рабочий участок содержит входное устройство 8. Кондиционер воздушного потока 7 служит для исключения воздействия прямых участков перед расходомером для обеспечения входного профиля скорости. В ресивере 3 установлен центробежный компрессор 2. Входное устройство представляет собой прямой участок длиной 4 м для стабилизации течения и исключения дополнительных возмущений потока. Для контроля расхода воздуха используется частотно-регулируемый привод 9, который позволяет плавно изменять производительность компрессора. Вентиль 4 необходим для отключения трубопровода от компрессора. Расход воздуха через рабочий участок контролируется ультразвуковым расходомером 6 со встроенным датчиком давления и температуры.

Рабочий участок представляет собой прямоугольный канал длиной $L = 0.7$ м, высотой $A = 0.078$ м, шириной $B = 0.074$ м с горизонтально расположенными поперек потока трубками. Измерительная система позволяет определять перепад полного давления на рабочем участке измерителями давления 5. Для опреде-

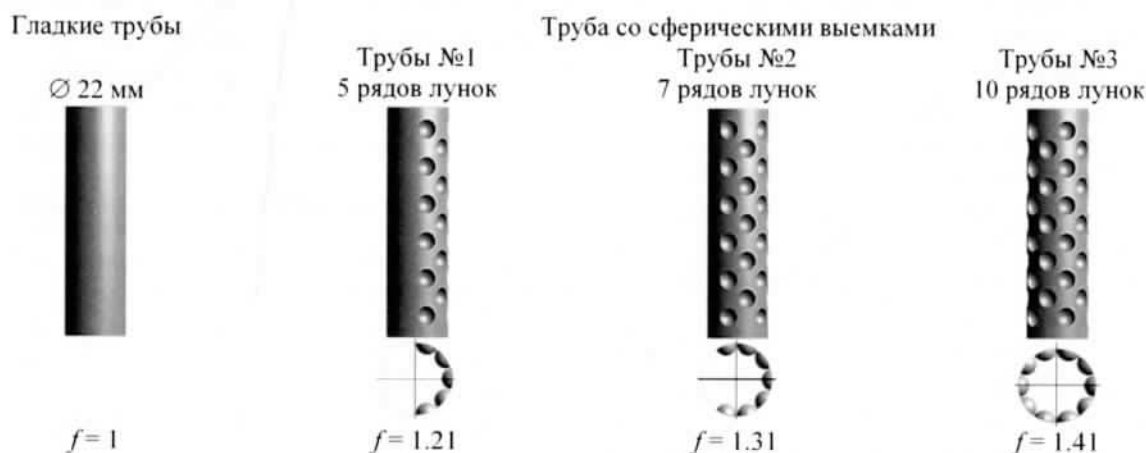


Рис. 1. Опытные образцы

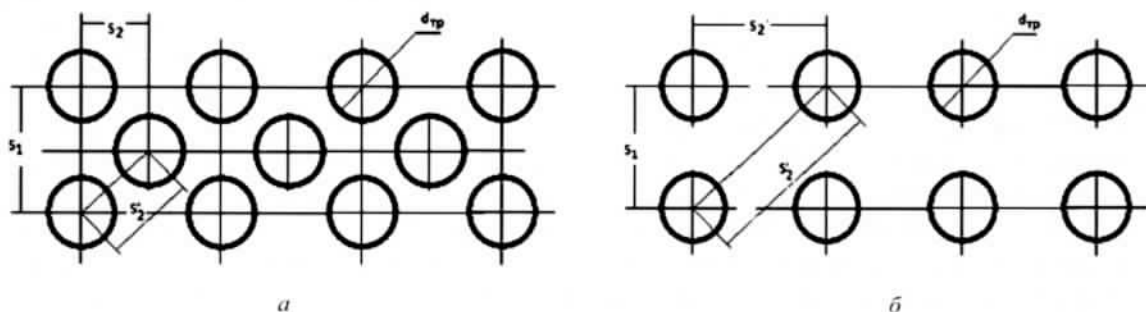


Рис. 2. Схемы расположения опытных образцов в рабочем участке: а – шахматное, б – коридорное

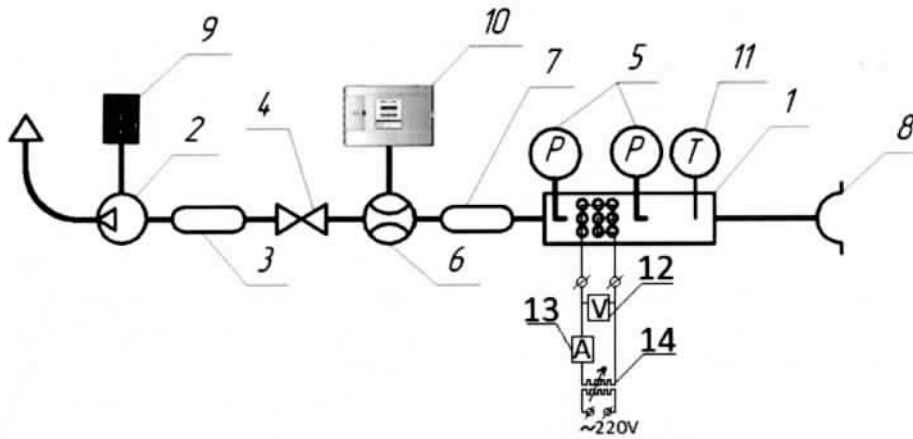


Рис. 3. Схема экспериментального стенда для исследования гидравлических характеристик поперечно-обтекаемых труб: 1 – рабочий участок; 2 – компрессор; 3 – ресивер; 4 – вентиль; 5 – измерители давления; 6 – расходомер; 7 – кондиционер воздушного потока; 8 – воздухозаборник; 9 – преобразователь частоты; 10 – регистратор; 11 – измеритель температуры; 12 – вольтметр; 13 – амперметр; 14 – регулируемый трансформатор напряжения

ления полного давления используются трубки Пито, установленные в координатных устройствах. Перепад статического давления на рабочем участке определяется отборниками статического давления диаметром 0.8 мм на входе и выходе из рабочего участка соответственно. Измерение перепадов давления на рабочем участке производилось для изотермических условий течения воздуха. Температура воздуха измерялась на входе в участок.

Экспериментальные исследования проводились методом полного теплового моделирования, т.е. производился нагрев всех трубок в пучке. Для этого в каждую трубку был вставлен керамический сердечник, на который намотана нихромовая проволока диаметром $d = 0.5$ мм. Снаружи проволока была покрыта изолирующим материалом – слюдой. Нагреватели всех трубок подключались к электрической цепи последовательно. Регулирование мощности электронагрева осуществляется с помощью трансформатора напряжения 14. Контроль напряжения и силы тока, которые подавались на нагреватель каждой трубки, производится с помощью вольтметра 12 и амперметра 13.

На поверхности всех труб в среднем сечении установлены равномерно по полупериметру четыре хромель-копелевые термопары для измерения температуры поверхности труб. Провода термопар уложены в канавки и покрыты термопастой для обеспечения гладкости поверхности. Все термопары заведены на коммутатор автоматизированной системы сбора и обработки информации National Instruments.

При обработке результатов исследований по сопротивлению пучков труб определяется число Эйлера

$$Eu = \frac{\Delta P_{av}}{\rho_{air} \cdot w^2},$$

где $\Delta P_{av} = \frac{\Delta P_{st} + \Delta P_{din}}{2}$ – средний перепад давления по длине канала; ΔP_{st} – перепад статического давления, Па; ΔP_{din} – перепад динамического давления;

$\rho_{air} = \frac{P_{ch}}{R_{air} \cdot T_f}$ – плотность

воздуха в канале, определяемая по рабочему давлению в канале $P_{ch} = P_{atm} - P_{vac}$; R_{air} – газовая постоянная воздуха; T_f – средняя температура потока; P_{atm} – атмосферное давление, P_{vac} – вакуумметрическое давление в канале;

$w = \frac{\dot{m}}{\rho_{air} \cdot A_{min}}$ – скорость потока в минимальном

сечении канала; $\dot{m} = \frac{\dot{P}_{norm} \cdot \dot{V}_{norm}}{R_{air} \cdot T_{norm}}$ – массовый

расход в канале; ρ_{air} – плотность воздуха; $P_{norm} = 101325$ Па – «нормальное» атмосферное давление; \dot{V}_{norm} – нормальный объемный расход воздуха; $T_{norm} = 273.15^\circ\text{C}$ – «нормальная» температура потока; $A_{min} = A_{ch} - h_t \cdot d_t \cdot n$ – площадь минимального проходного сечения канала; $A_{ch} = H_{ch} \cdot W_{ch}$ – площадь проходного сечения канала; H_{ch} – высота канала; W_{ch} – ширина канала; n – количество трубок в поперечном сечении канала; h_t – длина трубы; d_t – диаметр трубы.

Расчет чисел Рейнольдса и Прандтля производится по формулам

$$Re_d = \frac{\rho_{air} \cdot w \cdot d_t}{\mu_{air}} \text{ и } Pr_f = \frac{v_{air}}{a_f},$$

где для воздуха λ_f , C_p , μ_{air} , $v_{air} = \frac{\mu_{air}}{\rho_{air}}$,

$$a_f = \frac{\lambda_f}{C_p \rho_{air}} - \text{коэффициенты теплопроводности,}$$

удельной изобарной теплоемкости, динамической и кинематической вязкости, температуропроводности, взятые при T_f . Для расчета числа Прандтля Pr_w при температуре стенки используются свойства воздуха, определяемые по средней температуре стенки T_w .

Для определения коэффициентов теплоотдачи используются результаты измерений температуры стенки i -й трубки $T_{w\phi}^i$ (рис. 4) в точке установки термодпары ($n = 6$ – количество точек измерений температуры по периметру поперечного сечения трубы), расположенной под углом ϕ к потоку, общий перепад напряжения на нагревателе – U_{tot} , перепад напряжения на i -й трубке – U_i и сила тока в цепи – I .

Средняя температура стенки трубок определяется как $\overline{T_w} = \frac{\sum T_w^i}{z}$, где z – количество трубок

в пучке, оснащенных термодпарами ($z = 8$ – для коридорного пучка, $z = 11$ – для шахматного пучка труб), $\overline{T_w^i} = \frac{\sum T_{w\phi}^i}{n}$ – средняя температура

i -й трубки.

Далее проводится вычисление локальных температурных напоров $\Delta T_{w\phi}^i = T_{w\phi}^i - T_f^i$ (на i -й трубке, в точке под углом ϕ к потоку), температурных напоров по каждой трубке $\Delta T_w^i = T_w^i - T_f^i$ и определяется средний температурный напор $\Delta T_w = \overline{T_w} - T_f$. Температура по-

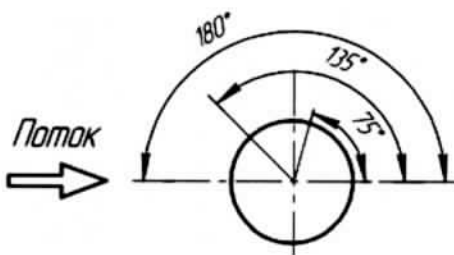


Рис. 4. Расположение термодпар по полупериметру поперечного сечения трубы

тока в окрестности i -й трубки T_f^i вычисляется на основе предположения о линейном характере роста температуры по длине участка:

$$T_f^i = T_{in} + \frac{T_{out} - T_{in}}{L_{ch}} \cdot L_{ch}^i,$$

где L_{ch} – расстояние между термодпарами на входе и выходе; L_{ch}^i – расстояние от входа до i -й трубки, T_{in} – температура потока на входе, T_{out} – температура потока на выходе.

Проводится расчет теплового потока от каждой трубки $Q_i = U_i I$, а также вычисляется тепловой поток, переданный потоку $Q = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in})$, с последующей проверкой выполнения теплового баланса

$$\Delta Q = \frac{Q - \sum Q_i}{Q} \cdot 100 - \text{расхождение теплового}$$

баланса ΔQ не превышало 5%.

Рассчитывались значения локальных коэффициентов теплоотдачи как $\alpha_{\phi}^i = \frac{Q_i}{A_i \Delta T_{w\phi}^i}$ (i -я труб-

ка, в точке под углом ϕ к потоку), средние значения коэффициентов теплоотдачи по каждой трубке равно $\alpha^i = \frac{Q_i}{A_i \Delta T_w^i}$, где $A_i = \pi d_i h_i$ – площадь поверхности трубы, а также среднее значение коэффициента теплоотдачи $\overline{\alpha} = \frac{Q}{z A_i \Delta T_w}$.

По коэффициентам теплоотдачи рассчитывалась величина теплоотдачи (числа Нуссельта). Локальное число Нуссельта определялось как

$Nu_{\phi}^i = \frac{\alpha_{\phi}^i d_t}{\lambda_f}$ (на i -й трубке, в точке под углом ϕ к потоку), среднее по каждой трубке – как

$Nu^i = \frac{\alpha^i d_t}{\lambda_f}$, среднее значение для всего пучка

труб – как $\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} d_t}{\lambda_f}$.

Оценка неопределенности измерений проводилась путем сравнения результатов, полученных на воздушном и водном стендах. Величина коэффициента гидравлического сопротивления E_u на водном стенде определялась с относительной расширенной неопределенностью u_p от 7.0 до 24.1%, величина числа Нуссельта – 13.2 до 19.1%. На воздушном стенде коэффициент

гидравлического сопротивления Eu определялся с относительной расширенной неопределенностью от 7.0 до 13.4%, значения числа Нуссельта – от 9.0 до 14.9% при доверительной вероятности $P = 0.95$.

2.2. Тестовые опыты

Сопоставление экспериментальных данных по средней теплоотдаче шахматного пучка гладких теплообменных труб проводилось с расчетными данными, полученными с использованием зависимости А.А. Жукаускаса [20] при $Re > 10^3$:

$$Nu_d = 0.4 \cdot Re_d^{0.6} \cdot Pr^{0.36}.$$

Отмечено удовлетворительное согласование данных (отклонение не более 2.5%). Сопоставление экспериментальных данных по гидравлическим потерям шахматного пучка гладких теплообменных труб проводилось с данными, полученными с использованием зависимостей А.А. Жукаускаса [25]:

– в диапазоне чисел

$$Re = 6 \cdot 10^2 \dots 7 \cdot 10^3 - Eu = 0.71 \cdot \left(\frac{1}{a-1}\right)^{0.33} \cdot Re^{-0.15} \cdot c,$$

где c – количество рядов в пучке, a – относительный поперечный шаг;

– в диапазоне чисел

$$Re = 7 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^5 - Eu = 2.6 \cdot \left(\frac{1}{a-1}\right)^{0.25} \cdot Re^{-0.29} \cdot c.$$

Отмечено удовлетворительное согласование данных (отклонение не более 6–13%).

Сопоставление экспериментальных данных для коридорного пучка гладких теплообменных труб по средней теплоотдаче труб третьего и последующих рядов проводилось с расчетными данными, полученными с использованием зависимости А.А. Жукаускаса [25] при $Re > 10^3$:

$$Nu_d = 0.22 \cdot Re_d^{0.65} \cdot Pr^{0.36}.$$

Отмечено удовлетворительное согласование данных (отклонение не превышало 1–9%). Сопоставление экспериментальных данных по гидравлическим потерям коридорного пучка гладких теплообменных труб проводилось с расчетными данными, полученными с использованием зависимостей А.А. Жукаускаса [25]:

– для большого межрядного пространства ($b > 1.7$) в диапазоне чисел

$$Re = 10^3 \dots 10^4 - Eu = 0.115 \cdot \left(\frac{1}{a-1}\right)^{0.75} \cdot c;$$

– для пучков с $b > 1.7$ в диапазоне

$$e = 10^4 \dots 2 \cdot 10^5 - Eu = 0.26 \cdot \left(\frac{b-0.8}{a-1}\right) \cdot c \cdot Re^r,$$

где $r = -0.12 \cdot [(b-1) \cdot (a-1)]^{0.5}$;

и Н.В. Кузнецова [26]:

$$Eu = 0.265 \cdot \left(\frac{b-0.8}{a-1}\right)^2 \cdot c \cdot Re^m,$$

где $m = 0.88 \cdot \left(\frac{a-1}{b-1} - 0.1\right)^{0.138} - 1$.

Отмечено удовлетворительное согласование данных (отклонение не более 6–13%).

Проведенные тестовые эксперименты показали, что воздушный экспериментальный стенд пригоден для исследования внешнего обтекания трубных пучков со сферическими выемками в широком диапазоне чисел $Re = 700 \div 3.5 \cdot 10^4$, охватывая таким образом ламинарный, переходный и турбулентный режимы течения.

3. Результаты исследований

3.1. Шахматный пучок

Согласно результатам [6, 20–24] было выдвинуто предположение, что нанесение генераторов вихрей в виде набора сферических выемок на поверхность труб должно уменьшить сопротивление. Этому должно способствовать также и неравномерное нанесение рядов выемок (в шахматном порядке). Предполагалось, что нанесение выемок должно сдвинуть точку отрыва потока и изменить структуру ближнего следа за теплообменными трубами, т.е. усилить турбулизацию потока в ближнем следе и способствовать увеличению пульсаций скорости в пограничном слое. Все вышесказанное относится к одиночным трубам и требует проверки для пучков, характеризующихся стесненностью пространства между трубами и уменьшением влияния вышеописанных механизмов, уменьшением гидравлического сопротивления.

При исследовании шахматных пучков труб фиксированного шага при их поперечном обтекании не выявлено ожидаемого снижения коэффициентов сопротивления за счет нанесе-

ния на поверхности труб вихрегенераторов. Однако установлено, что гидравлическое сопротивление труб №3 (относительная площадь выемок 100%) находится на уровне, характерном для обтекания подобных пучков

труб без генераторов вихрей (рис. 5). В каналах с пучками труб №1 и №2 сопротивление выше, чем при гладкотрубном пучке на 5–11%.

Как ранее указывалось, определение локальных коэффициентов теплоотдачи проводится в точках, характеризующихся углами 0° , 75° , 135° , 180° . Проведено сравнение распределений локальных коэффициентов теплоотдачи по поверхности с литературными данными. Установлено качественное согласование экспериментальных результатов данной работы и литературных данных: наибольший коэффициент теплоотдачи наблюдается в передней критической точке, далее коэффициенты теплоотдачи уменьшаются по длине окружности. В районе задней концевой точки коэффициент теплоотдачи несколько возрастает. Полученные результаты в дальнейшем предназначены для верификации результатов численного моделирования.

Полученные данные по локальным коэффициентам теплоотдачи по периметру каждой трубы позволили определить средние коэффициенты теплоотдачи каждой трубы в каждом ряду пучка труб ($Re = 21\ 000$) при шахматной компоновке. Показано, что теплоотдача первого ряда составляет 68%, второго – 88% от уровня теплоотдачи труб третьего и последующих рядов (рис. 6). Полученные результаты качественно близки к литературным данным для шахматных пучков труб, для которых эти значения составили 60 и 70% соответственно.

В ходе обработки данных по средним коэффициентам теплоотдачи каждой трубы определены средние коэффициенты теплоотдачи шахматных пучков труб с генераторами вихрей и без них (рис. 7). Установлено, что наибольшая интенсификация теплоотдачи характерна для пучка теплообменных труб №3. Она составляет 6–14% в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (1-3) \cdot 10^4$. Отметим, что для данных пучков труб наблюдались наименьшие коэффициенты сопротивления. Интенсификация теплоотдачи в пучках теплообменных труб №1 составила всего 1–8%, что находится в пределах погрешности эксперимента. Это наименьшее значение интенсификации теплоотдачи для всех трех исследованных пучков труб.

Установлено, что интенсификация теплообмена вряд ли связана с развитием поверхности за счет нанесения систем сферических выемок, которая значительно выше для описанных здесь теплообменных труб.

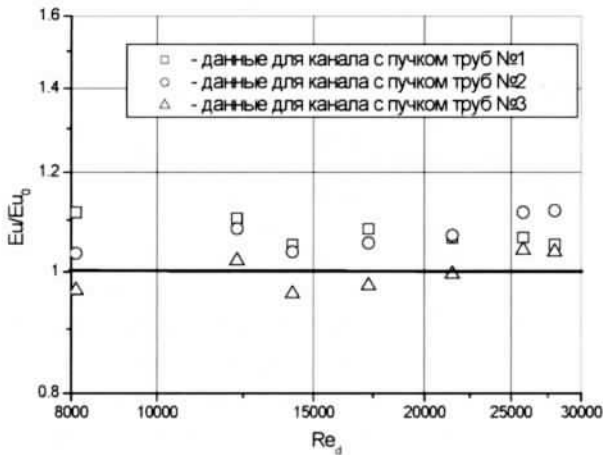


Рис. 5. Гидравлическое сопротивление в канале с пучком труб при шахматной компоновке

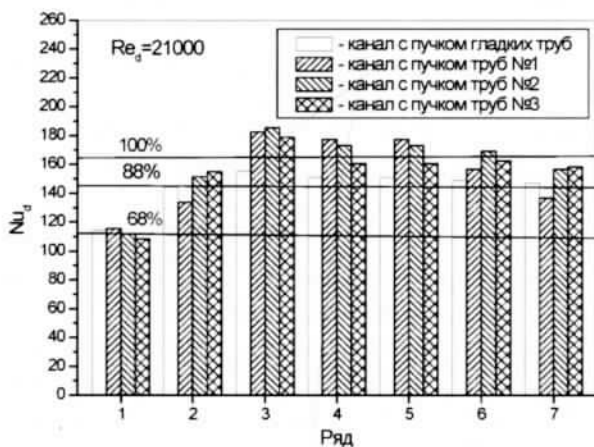


Рис. 6. Теплоотдача в различных рядах пучков труб при шахматной компоновке

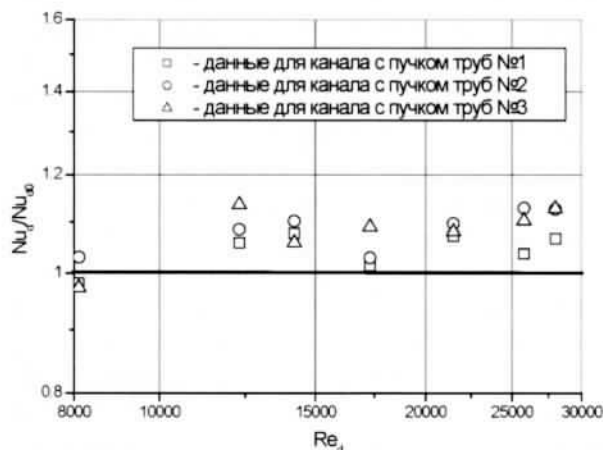


Рис. 7. Теплоотдача в канале с пучком труб при шахматной компоновке

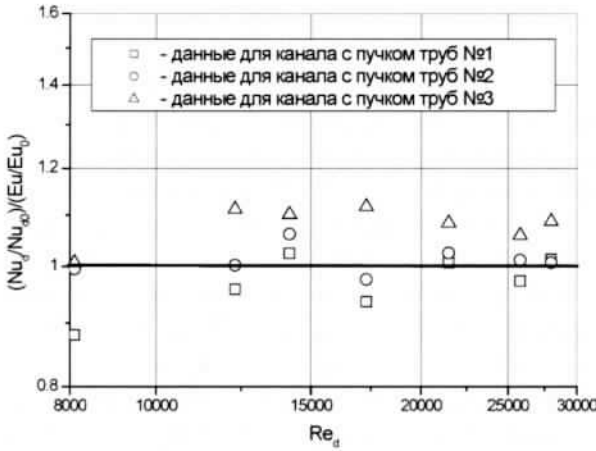


Рис. 8. Теплогидравлическая эффективность каналов с пучками труб при шахматной компоновке

Теплогидравлическая эффективность пучков теплообменных труб оценивалась через безразмерный комплекс $(Nu_d/Nu_{d0})/(Eu/Eu_0)$ (рис. 8).

Как и следовало ожидать из результатов измерений сопротивления и теплоотдачи, во всем диапазоне исследуемых чисел $Re = (8-30) \cdot 10^3$ наибольшая теплогидравлическая эффективность наблюдалась для пучков теплообменных труб №3 (100%) и составила 1.1. При этом здесь и наибольшая интенсификация теплоотдачи и наименьшее сопротивление. Теплогидравлическая эффективность пучка теплообменных труб №2 (75%) находится на уровне гладкого гладкотрубного пучка. Отметим, что интенсификация теплоотдачи в каналах с данным пучком теплообменных труб составляет 10%.

Пучки теплообменных труб №1 (50%) имеют наименьшую теплогидравлическую эффективность. Уровень теплогидравлической эффективности ниже чем для пучка гладких труб и близок к значению 0.95. Интенсификации теплоотдачи для данного пучка составляла 5%.

3.2. Коридорный пучок

Результаты экспериментального исследования сопротивления в канале с пучками труб при коридорной компоновке при различных вариантах нанесения вихрегенераторов представлены на рис. 9. При исследовании коридорных пучков труб фиксированного шага при их поперечном обтекании также не выявлено ожидаемого снижения коэффициентов сопротивления за счет нанесения на поверхности труб вихрегенераторов, наблюдался только рост сопротивления. Прирост сопротивления составил 5% для пучков труб №1 и 20–30% – для пучков

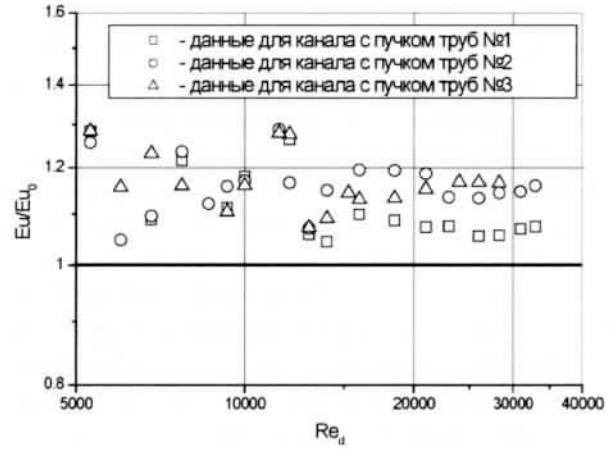


Рис. 9. Гидравлическое сопротивление в канале с пучком труб при коридорной компоновке

труб №2 и №3. Однако необходимо указать, что расчеты уровней гидравлического сопротивления при нанесении подобных вихрегенераторов на плоские поверхности дали бы прирост сопротивления в 2.5–4 раза. Это показывает, что нанесение вихрегенераторов способствует снижению гидравлического сопротивления при обтекании труб с вихрегенераторами.

Проведено исследование коэффициентов теплоотдачи каждой трубы в каждом ряду пучка труб ($Re = 21\ 000$) при коридорной компоновке. Показано, что теплоотдача первого ряда составляет 77%, второго ряда – 90% от уровня теплоотдачи труб третьего и последующих рядов (рис. 10). Данные качественно близки к литературным данным для шахматных пучков труб, в которых эти значения составили 60 и 90% соответственно.

В ходе обработки данных по коэффициентам теплоотдачи определены средние коэффициен-

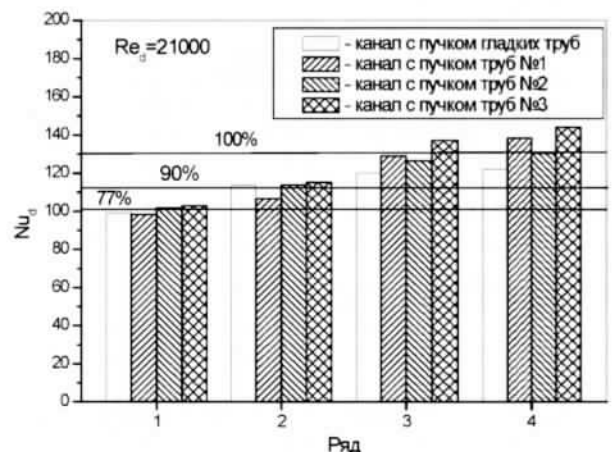


Рис. 10. Теплоотдача в различных рядах пучков труб при коридорной компоновке

ты теплоотдачи коридорных пучков труб с генераторами вихрей и без них (рис. 11). Установлено, что наибольшая интенсификация теплоотдачи характерна для пучка теплообменных труб №3. Она составляет 5–16% в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (1-3.5) \cdot 10^4$. Отметим, что для данных пучков труб наблюдались наименьшие коэффициенты сопротивления. Интенсификация теплоотдачи в пучках теплообменных труб №1 составила всего 2%, что находится в пределах погрешности эксперимента. Это наименьшее значение интенсификации теплоотдачи для всех трех исследованных пучков труб.

Однако следует указать, что расчеты уровней теплоотдачи при нанесении подобных вихрегенераторов на плоские поверхности дали бы прирост теплоотдачи до 2.4 раз. Таким образом, вихрегенераторы в виде сферических выемок на поверхности труб имеют несколько иное воздействие на поток, чем при обтекании плоских поверхностей.

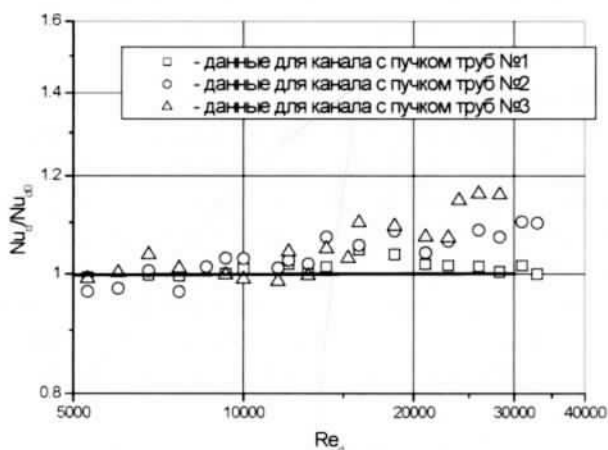


Рис. 11. Теплоотдача в канале с пучком труб при коридорной компоновке

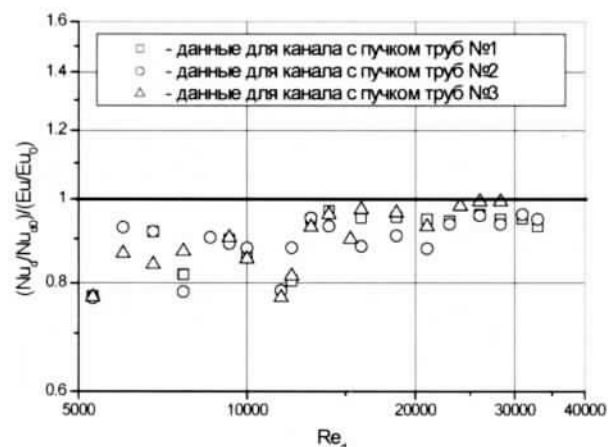


Рис. 12. Теплогидравлическая эффективность каналов с пучками труб при коридорной компоновке

Теплогидравлическая эффективность коридорных пучков теплообменных труб показана на рис. 12. Видно, что при коридорной компоновке пучков теплообменных труб уровень теплогидравлической эффективности ниже, чем эффективность гладкотрубного пучка.

Во всем диапазоне исследуемых чисел $Re = (8-30) \cdot 10^3$ наибольшая теплогидравлическая эффективность (100%) наблюдается для коридорных пучков теплообменных труб №3 и находится на уровне гладкостенного пучка труб. Обращаем внимание, что наибольшая эффективность получена как и в случае шахматного пучка труб для пучков №3. При этом напомним, что уровень интенсификации теплоотдачи для данных пучков труб составляет 10–16%.

Наименьшая теплогидравлическая эффективность наблюдается у пучков теплообменных труб №1 и №2 и составляет в среднем 0.9 во всем диапазоне исследованных чисел Рейнольдса.

Заключение

Проведено исследование сопротивления шахматных и коридорных пучков труб с различными компоновками вихрегенераторов на поверхностях, распределения теплоотдачи в рядах труб и средней теплоотдачи пучков труб.

Наибольшая теплогидравлическая эффективность выявлена для пучков труб с площадью нанесения вихрегенераторов 100% при шахматной компоновке и составляет 1.1. Наименьшая эффективность наблюдается у пучка труб с площадью нанесения вихрегенераторов 50%, составляет 0.95, что ниже эффективности гладкого канала.

Наибольшая теплогидравлическая эффективность для пучков труб с площадью нанесения вихрегенераторов 100% при коридорной компоновке составила 0.98–1.0. Наименьшая эффективность для пучка труб с площадью нанесения вихрегенераторов 50 и 75% составила в среднем 0.89.

Список источников

1. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с.
2. Eiffel G. Experiences sur la resistance de l'air // Comptes Rendus, 1903, vol. 137, pp. 30–32.

3. **Деб Р.** Обобщение и анализ результатов последних исследований в области улучшения характеристик теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании гладких труб // *Тепловые процессы в технике*. 2021. Т. 13. № 2. С. 50–69. DOI: 10.34759/tpt-2022-14-2-74-84
4. **Письменный Е.Н.** Эффективные теплообменные поверхности из плоскоовальных труб с неполным оребрением // *Теплоэнергетика*. 2011. № 4. С. 7–12.
5. **Кунтыш В.Б., Сухоцкий А.Б., Пиир А.Э.** Исследование теплоотдачи и сопротивления шахматных пучков воздухоохлаждаемых теплообменников из труб с накатными алюминиевыми ребрами различной высоты // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2010. № 12. С. 3–7.
6. **Prandtl L.** *Hydroaeromechanika*. Izhevsk: SIC «Regular and chaotic dynamics», 2000, 576 p.
7. **Landau L.D., Lifshits E.M.** *Hydrodynamics. Theoretical Physics*: in 10 vol, vol. 6. Moscow: Nauka, 1986, 736 c.
8. **Yurchenko N., River R., Pavlovsky R.** Control of the profile aerodynamics using streamwise vortices generated in a boundary layer // *Proc. World Congress «Aviation in the XXI-st Century»*. Kyiv, 2003. P. 14–16.
9. **Kalinin E.K., Dreitser G.A., Kopp I.Z., Myakotchin A.S.** *Efficient Surfaces for Heat Exchangers Fundamentals and Design*. New-York, 2002.
10. **Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И.** Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. *Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова*. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
11. **Isaev S.A., Baranov P.A., Gortyshov Yu.F., Guvernyuk S.V., Mazo A.B., Smurov M.Yu., Sudakov A.G., Usachov A.E., Kharchenko V.B.** *Aerodynamics of thickened bodies with vortex cells. Numerical and physical modeling*. St. Petersburg: Polytech University Publishing House, 2016, 215 p.
12. **Chang P.K.** *Separation of Flow*. Pergamon Press, 1970.
13. **Roshko A.** On the drag and shedding frequency of bluff cylinders // *Nat. Adv. Comm. Aero., Wash., Tech.* 1954, Note 3169.
14. **Igarashi T.** Correlation between heat transfer and fluctuating pressure in separated region of a circular cylinder // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, vol. 27, pp. 927–937.
15. **Zhdanov V., Kukharchuk I., Terekhov V.** Velocity field behind a plate installed in the inner region of a turbulent boundary layer // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2020, vol. 93, no. 5, pp. 1233–1239.
16. **Dyachenko A.Yu., Zhdanov V.L., Smulsky Ya.I., Terekhov V.I.** Experimental study of heat transfer in the separation region behind the reverse ledge in the presence of tabs // *Thermophysics and Aeromechanics*, 2019, vol. 26, no. 4, pp. 549–560.
17. **Baranova T.A., Zhdanov V.L., Zhukova Yu.V., Isaev S.A.** Reduction of Resistance and Heat Transfer Enhancement in Flow Past a Cylinder with Jet and Vortex Generators // *Heat Transfer Research*, 2010, vol. 41, no. 4, pp. 401–411.
18. **Zukauskas A.A.** *Convective transfer in heat exchangers*. Moscow: Mir, 1982.
19. **Баранова Т.А., Данильчик Е.С., Жукова Ю.В., Кадыров Р.Г., Маршалова Г.С., Миронов А.А., Попов И.А., Скрышник А.Н., Чорный А.Д.** Сопротивление и теплообмен одиночной трубы с поверхностными генераторами вихрей // *Тепловые процессы в технике*. 2021. Т. 13. № 11. С. 495–508.
20. **Кикнадзе Г.И., Гачичеладзе И.А., Алексеев В.В.** Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация теплообмассообмена, сопровождающая это явление. Москва: Издательство «МЭИ», 2005. 84 с.
21. **Беленький М.Я., Готовский М.А., Леках Б.М., Фокин Б.С., Хабенский В.Б.** Экспериментальное исследование тепловых и гидравлических характеристик теплообменных поверхностей, формованных сферическими лунками // *ТВТ*. 1991. Т. 29. № 6. С. 1142–1147.
22. **Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И.** Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. 392 с.
23. **Chudnovsky Ya., Kozlov A.** Heat transfer enhancement and fouling mitigation potential due to dimpling the convective surfaces // *International Heat Transfer Conference. Paper № HTE-21*. Sidney. Australia. 2006. 10 p.
24. **Chudnovsky Ya.** Vortex Heat Transfer Enhancement for Chemical Industry Fired Heaters // *2004 AIChE Spring Technical Meeting*. New Orleans, 2004.
25. **Жукаускас А.А., Макарявичюс В. И., Шланчяускас А.А.** Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке. Вильнюс: Минтис, 1968. 191 с.
26. **Кузнецов Н.В., Щербакова А.В., Титова Е.Я.** Новые расчетные формулы для сопротивления поперечно-обтекаемых трубных пучков // *Теплоэнергетика*. 1954. № 9. С. 27–32.

Reference

1. **Popov I.A., Makhyanov Kh.M., Gureev V.M.** *Fizicheskie osnovy i promyshlennoe primenenie intensivatsii teploobmena: Intensifikatsiya teploobmena: monografiya* (Physical foundations and industrial application of heat exchange intensification: Heat exchange intensification: monograph). in Gortyshov Yu.F. (ed). Kazan: Tsentri innovatsionnykh tekhnologii, 2009, 560 p.
2. **Eiffel G.** Experiences sur la resistance de l'air. *Comptes Rendus*, 1903, vol. 137, pp. 30–32.
3. **Deeb R.** Obobshchenie i analiz rezul'tatov poslednykh issledovaniy v oblasti uluchsheniya kharakteristik teploobmena i gidrodinamiki pri poperechnom obtekanii gladkikh trub. *Teplovye protsessy v tekhnike*, 2021, vol. 13, no. 2, pp. 50–69.
4. **Pis'mennyi E.N.** Effektivnyye teploobmennyye poverkhnosti iz ploskooval'nykh trub s nepolnym orebreniem. *Teploenergetika*, 2011, no. 4, pp. 7–12.
5. **Kuntyshev V.B., Sukhotskii A.B., Piir A.E.** Issledovanie teplootdachi i soprotivleniya shakhmatnykh puchkov vozdukhookhlazhdaemykh teploobmennikov iz trub s nakatnymi alyuminievymi rebrami razlichnoi vysoty. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2010, no. 12, pp. 3–7.
6. **Prandtl L.** *Regular and chaotic dynamics*, Izhevsk, SIC Hydroaeromechanika, 2000, 576 p.
7. **Landau L. D., Lifshits E. M.** *Hydrodynamics. Theoretical Physics*. Moscow: Nauka, 1986, vol. 6, 736 p.
8. **Yurchenko N., River R., Pavlovsky R.** Control of the profile aerodynamics using streamwise vortices generated in a boundary layer. *Proc. World Congress "Aviation in the XXI-st Century"*, Kyiv, 2003, pp. 14–16.

9. **Kalinin E.K., Dreitser G.A., Kopp I.Z., Myakotchin A.S.** Efficient Surfaces for Heat Exchangers Fundamentals and design. New-York, 2002, 414 p.
10. **Gortyshov Yu.F., Popov I.A., Olimpiev V.V., Shchelchikov A.V., Kas'kov S.I.** *Teplogidravlicheskaya effektivnost' perspektivnykh sposobov intensivifikatsii teplootdachi v kanalakh teploobmennogo oborudovaniya. Intensifikatsiya teploobmena: monografiya* (Thermohydraulic efficiency of promising methods of heat transfer intensification in the channels of heat exchange equipment. Intensification of heat exchange: monograph), in Gortyshov Yu.F. (ed). Kazan: Tsentr innovatsionnykh tekhnologii, 2009, 531 p.
11. **Isaev S.A., Baranov P.A., Gortyshov Yu.F., Guvernyuk S.V., Mazo A.B., Smurov M.Yu., Sudakov A.G., Usachov A.E., Kharchenko V.B.** *Aerodynamics of thickened bodies with vortex cells. Numerical and physical modeling*. St. Petersburg: Polytech University Publishing House, 2016, 215 p.
12. **Chang P.K.** Separation of Flow. London: Pergamon Press, 1970, 760 p.
13. **Roshko A.** On the drag and shedding frequency of bluff cylinders. *Nat. Adv. Comm. Aero., Wash., Tech*, 1954, pp. 3169.
14. **Igarashi T.**, Correlation between heat transfer and fluctuating pressure in separated region of a circular cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, vol. 27, no. 6, pp. 927–937.
15. **Zhdanov V., Kukharchuk I., Terekhov V.** Velocity field behind a plate installed in the inner region of a turbulent boundary layer. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2020, vol. 93, no. 5, pp. 1233–1239.
16. **Dyachenko A.Yu., Zhdanov V.L., Smulsky Ya.I., Terekhov V.I.** Experimental study of heat transfer in the separation region behind the reverse ledge in the presence of tabs. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2019, vol. 26, no. 4, pp. 549–560.
17. **Baranova T.A., Zhdanov V.L., Zhukova Yu.V., Isaev S.A.** Reduction of Resistance and Heat Transfer Enhancement in Flow Past a Cylinder with Jet and Vortex Generators. *Heat Transfer Research*, 2010, vol. 41, no. 4, pp. 401–411.
18. **Zukauskas A. A.** Convective transfer in heat exchangers. Moscow: Mir, 1982, 472 p.
19. **Baranova T.A., Danil'chik E.S., Zhukova Yu.V., Kadyrov R.G., Marshalova G.S., Mironov A.A., Popov I.A., Skrypnik A.N., Chornyi A.D.** Coprotivlenie i teploobmen odinochnoi truboy s poverkhnostnymi generatorami vikhrei. *Teplovye protsessy v tekhnike*, 2021, vol. 13, no. 11, pp. 495–508.
20. **Kiknadze G.I., Gachicheladze I.A., Alekseev V.V.** *Samoorganizatsiya smercheobraznykh strui v potokakh vyazkikh sploshnykh sred i intensivifikatsiya teploobmassoobmena, soprovozhdayushchaya eto yavlenie* (Self-organization of tornado-like jets in flows of viscous continuous media and intensification of heat and mass transfer accompanying this phenomenon). Moscow: Izdatel'stvo MEI, 2005, 84 p.
21. **Belen'kii M.Ya., Gotovskii M.A., Lekakh B.M., Fokin B.S., Khabenskii V.B.** Eksperimental'noe issledovanie teplovykh i gidravlicheskiykh kharakteristik teploobmennyykh poverkhnostey, formovannykh sfericheskimi lunkami. *TIT*, 1991, vol. 29, no. 6, pp. 1142–1147.
22. **Bystrov Yu.A., Isaev S.A., Kudryavtsev N.A., Leont'ev A.I.** *Chislennoe modelirovanie vikhrevoi intensivifikatsii teploobmena v paketakh trub* (Numerical simulation of vortex intensification of heat transfer in pipe packages). Saint-Petersburg: Sudostroenie, 2005, 392 p.
23. **Chudnovsky Ya., Kozlov A.** Heat transfer enhancement and fouling mitigation potential due to dimpling the convective surfaces. *International Heat Transfer Conference, no HTE-21*. Sidney, 2006, 10 p.
24. **Chudnovsky Ya.** Vortex Heat Transfer Enhancement for Chemical Industry Fired Heaters. *2004 AIChE Spring Technical Meeting*, New Orleans, 2004.
25. **Zhukauskas A.A., Makaryavichyus V. I., Shlanchauskas A.A.** *Teplootdacha puchkov trub v poperechnom potoke* (Heat transfer of pipe bundles in a transverse flow). Vilnius: Mintis, 1968, 191 p.
26. **Kuznetsov N.V., Shcherbakova A.V., Titova E.Ya.** Novye raschetnye formuly dlya soprotivleniya poperechno-obtekaemykh trubnykh puchkov. *Teploenergetika*, 1954, no. 9, pp. 27–32.

Статья поступила в редакцию 20.05.2022; одобрена после рецензирования 01.06.2022; принята к публикации 16.06.2022.

The article was submitted on 20.05.2022; approved after reviewing on 01.06.2022; accepted for publication on 16.06.2022.