

Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 12. С. 554–564
Thermal processes in engineering, 2023, vol. 15, no. 12, pp. 554–564

Научная статья
УДК 536.24.083

Теплоотдача от микроструктурированных поверхностей при однофазном вынужденном течении воды

П.В. Гетман^{1,2}, А.В. Щелчков^{1,2}✉, Ю.Ф. Гортышов¹, С.Э. Тарасевич¹, Н.Н. Зубков³

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

²Всероссийский научно-исследовательский институт расходомерии – филиал Федерального государственного унитарного предприятия «Всероссийский научно-исследовательский институт метрологии им. Д.И. Менделеева», Казань, Россия

³Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия
✉lexa_kzn@mail.ru

Аннотация. В работе представлены результаты экспериментального исследования теплоотдачи при вынужденном течении воды от микроструктурированных поверхностей в щелевом канале в диапазоне низких чисел Рейнольдса. Исследуемые микроструктурированные поверхности получены ресурсосберегающим (без отходным) методом деформирующего резания с различными конструктивными формами и размерами. Представлено описание экспериментальной установки, приводится методика проведения и обработки экспериментальных данных. По результатам исследования было установлено, что максимальное увеличение коэффициентов теплоотдачи по сравнению с гладкой поверхностью достигает $Nu/Nu_0 = 16,5$.

Ключевые слова: теплоотдача, метод деформирующего резания, тепловая эффективность, упорядоченная пористость, потери давления

Для цитирования. Гетман П.В., Щелчков А.В., Гортышов Ю.Ф., Тарасевич С.Э., Зубков Н.Н. Теплоотдача от микроструктурированных поверхностей при однофазном вынужденном течении воды // Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 12. С. 554–564. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=178348>

Original article

Heat transfer from microstructured surfaces under single-phase forced water flow

P.V. Getman^{1,2}, A.V. Shchelchikov^{1,2}✉, Yu.F. Gortyshov¹, S.E. Tarasevich¹, N.N. Zubkov³

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

²VNIIR – Affiliated branch of the D.I. Mendeleev Institute for Metrology, Kazan, Russia

³Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

✉lexa_kzn@mail.ru

Abstract. The paper presents the results of an experimental study of heat transfer during forced flow of water from microstructured surfaces in a slot channel in the range of low Reynolds numbers. The microstructured

surfaces under study were obtained using a resource-saving (without waste) method of deforming cutting with various structural shapes and sizes. A description of the experimental setup, methods of conducting and processing experimental data is presented. Based on the results of the experimental study, it was found that the maximum increase in heat transfer coefficients compared to a smooth surface reaches $Nu/Nu_0 = 16,5$.

Keywords: heat transfer, deformation cutting method, thermal efficiency, ordered porosity, pressure loss

For citation. Getman P.V, Shchelchkov A.V., Gortyshov Yu.F., Tarasevich S.E., Zubkov N.N. Heat transfer from microstructured surfaces under single-phase forced water flow. *Thermal processes in engineering*, 2023, vol. 15, no. 12, pp. 554–564. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=178348>

Введение

Современные технологии изготовления радиоэлементов демонстрируют тенденцию к уменьшению их размеров и увеличению удельных тепловых потоков. Без эффективного способа отвода тепла, генерируемого радиоэлементами, их температура увеличится, что приведет к выходу из строя оборудования. Поэтому системы водяного охлаждения являются важными элементами радиоэлектронного и силового оборудования, применяемого в различных отраслях экономики. Одним из эффективных способов повышения коэффициента теплоотдачи при однофазной вынужденной конвекции является использование микроструктурированных поверхностей. Исследования Р. Вебба, С. Кандликара, В. Гранде [1], М. Реевеса, И. Морено [2], Н. Бессанане, М. Си-Амеура [3], И. Ксу, К. Джанга, И. Дуана [4], М. Ребая, С. Какаца [5], В.Ю. Кравец, В.И. Коньшина, И.А. Попова [6], Ю.А. Кузмы-Кичты [7], Ю.И. Шанина [8], О.И. Шанина, В.Н. Федосеева, В.А. Афанасьева [9] показывают актуальность тематики интенсификации теплоотдачи от развитых поверхностей. Продолжается поиск оптимальной формы микроорегрирования поверхности теплоотдачи с точки зрения теплогидравлической эффективности. Немаловажную роль играют технологии изготовления микроструктурированных поверхностей с точки зрения безотходного производства. Исследования влияния геометрических параметров микроструктурированной поверхности на прирост коэффициента теплоотдачи и последующая интерпретация полученных результатов в реальных системах охлаждения отражают запросы реальных секторов экономики.

Цель работы – исследование структуры потока и механизмов интенсификации теплоотдачи при вынужденном течении воды плоских щелевых каналов со штырьковыми и подковообразными структурами различной геометрии в диапазоне низких чисел Рейнольдса.

В ходе работы выполнены следующие основные задачи.

1. Разработан и создан экспериментальный стенд для исследования структуры потока воды и процессов теплоотдачи плоских щелевых каналов со штырьковыми и подковообразными структурами.

2. Разработаны методики проведения и обработки результатов исследований с учетом геометрических и режимных особенностей исследуемых плоских щелевых каналов со штырьковыми и подковообразными структурами.

3. Проведены экспериментальные исследования процессов теплоотдачи при вынужденном течении воды от микроструктурированных поверхностей в щелевом канале.

4. Проанализированы полученные экспериментальные исследования и выполнено сравнение с результатами других авторов.

Объект исследований

В качестве микроструктурированных поверхностей для интенсификации теплоотдачи в щелевом канале использованы поверхности, полученные методом деформирующего резания, являющиеся комбинацией подрезания и отгибки поверхностных слоев теплообменной поверхности [1–3]. Для цветных сплавов площадь поверхности в результате обработки по методу деформирующего резания может быть увеличена до 2,5 раз.

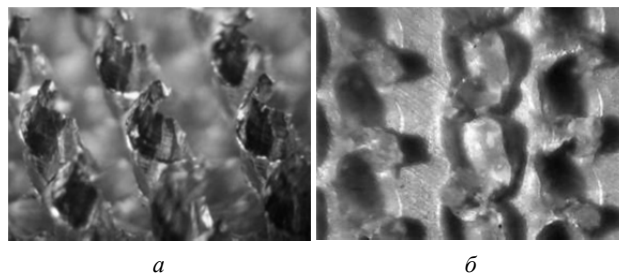


Рис. 1. Фрагменты структур: *а* – штырьковые, *б* – подковообразные

В эксперименте были использованы три пластины со штырьковыми структурами, на которых каждая штырьковая структура имеет спиралевидную форму (рис. 1, *a*), и одна пластина с подковообразными структурами (рис. 1, *б*).

Высота h_{pin} и диаметр d_{pin} штырьковых структур на пластинах № 1 – $4,75 \times 1$ мм, 2 – $2,1 \times 0,5$ мм, 3 – $0,65 \times 0,13$ мм (рис. 1, *a*). Штырьковые структуры расположены в коридорном и шахматном порядке. Высота подковообразных структур на пластине № 4 – $h_{pin} = 0,2$ мм (рис. 1, *б*).

Описание экспериментального стенда

Экспериментальный стенд (рис. 2) для исследования интенсификации теплоотдачи при вынужденном течении воды от микроструктурированных поверхностей в щелевом канале состоит из системы создания и стабилизации расхода воды, системы подвода теплоты к исследуемым микроструктурированным поверхностям и системы сбора информации National Instruments. Первичные преобразователи температуры, давления, расхода воды, силы тока и падения напряжения подключается к трем выносным изотермическим клеммным колодкам NI TBX-1328. Программирование системы, регистрация и обработка результатов измерений производятся в графической среде разработки

LabVIEW. Благодаря этому данные с первичных преобразователей выводятся на монитор в режиме реального времени.

Гидравлический контур (рис. 2) включает в себя резервуар с водой, из которого через фильтр вода с помощью насоса подается через демпфер в рабочий участок. Демпфер позволяет минимизировать колебания давления и расхода воды, вызванные работой насоса. Далее поток воды проходит через кориолисовый расходомер-регулятор марки CORI-Flow, показания которого регистрируются системой сбора информации. На входе и выходе из рабочего участка установлены датчики температуры. Перепад статического давления воды измеряется датчиком давления. Далее вода проходит через радиатор охлаждения и возвращается обратно в резервуар.

Система подвода теплоты к исследуемым поверхностям состоит из электрического нагревательного элемента, подключенного к автотрансформатору, амперметра I и вольтметра V . Это позволяет осуществлять плавное регулирование температуры микроструктурированной поверхности.

Рабочий участок (рис. 3), представляет собой плоский щелевой канал, образованный пластиной со штырьковыми или подковообразной структурами и крышкой. Пластина помещается на основание из асбестоцементного короба. Высота щелевого

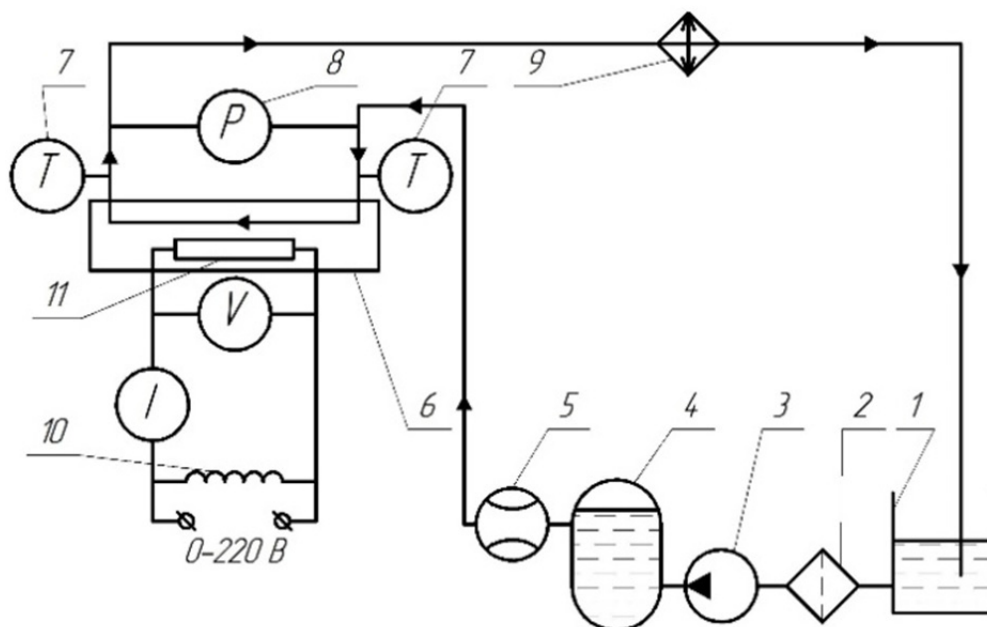


Рис. 2. Принципиальная схема стенда для исследования процессов интенсификации теплоотдачи: 1 – резервуар, 2 – фильтр, 3 – насос, 4 – демпфер, 5 – расходомер-регулятор, 6 – рабочий участок, 7 – термопары, 8 – датчик давления, 9 – теплообменник, 10 – автотрансформатор, 11 – электрический нагревательный элемент

канала формируется сменными вкладками из стеклотекстолита в зависимости от высоты h штырьковых или подковообразной структур. В крышку вмонтированы входной и выходной патрубки. Через входной патрубок вода попадает внутрь плоского щелевого канала, и соответственно, через противоположный патрубок воды выходит из него. В крышке в окрестности патрубков установлены измерители температуры (хромель-копелевые термопары), которые позволяют контролировать температуру воды на входе и выходе из плоского щелевого канала. Внутри асбестоцементного короба располагается электрический нагревательный элемент, представляющий собой обмотку из нихромовой проволоки. Асбестоцементный короб устанавливается на стеклотекстолитовое основание. Пространство между электрическим нагревательным элементом и стеклотекстолитовым основанием заполняется базальтовой ватой.

Контроль температуры поверхности микроструктурированных поверхностей осуществляется восьмью хромель-копелевыми термопарами, расположенными по длине и ширине пластин. Термопары зачеканивались на внешней свободной поверхности пластин. Температура штырьковых структур и подковообразных структур не измерялась, так как размеры спая термопары сопоставимы с их размером.

Выполнены исследования средней теплоотдачи плоских щелевых каналов № 0 – с гладкой пластиной, № 1 – 3 со штырьковыми структурами и № 4 –

подковообразными структурами на пластинах при высоте канала $h = h_{pin}$ (рис. 1); № 2' – со штырьковыми структурами на пластине, с зазором $h' = 1$ мм над вершинами штырьковых структур при высоте канала $h = h_{pin} + h'$.

Методики проведения экспериментальных исследований и обработки экспериментальных данных

Проведение экспериментальных исследований интенсификации теплоотдачи при вынужденном течении воды от микроструктурированных поверхностей в щелевом канале выполнялось при установившемся значении средней расходной скорости потока воды w и установившемся значении заданного теплового потока Q . Значения температуры опытных пластин, температуры входа и выхода воды из рабочего участка, массового расхода воды, напряжения и силы тока на электрическом нагревательном элементе контролируются на мониторе и фиксируются в системе сбора информации. Затем происходит настройка следующего экспериментального режима.

Средняя температура поверхности стенки определялась по длине пластин в пяти точках, °С:

$$\bar{t}_w = (t_{w1} + t_{w2} + \bar{t}_{w3} + t_{w4} + t_{w5}) / 5,$$

где $\bar{t}_{w3} = (t_{w3} + t_{w6} + t_{w7} + t_{w8}) / 4$ – контроль равномерности распределения теплового потока в четырех точках по ширине пластины.

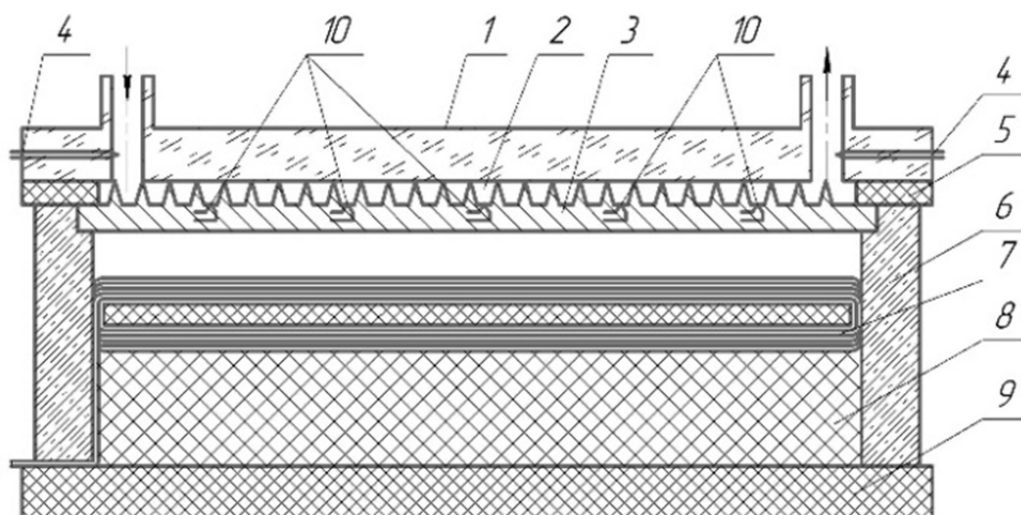


Рис. 3. Эскиз рабочего участка: 1 – крышка, 2 – плоский щелевой канал, 3 – пластина, 4 – термопара, 5 – сменная вкладка из стеклотекстолита, 6 – асбестоцементный короб, 7 – электрический нагревательный элемент, 8 – базальтовая вата, 9 – стеклотекстолитовое основание, 10 – термопара

По замеренным значениям температуры воды на входе и выходе находилась средняя температура теплоносителя в трубе, °C:

$$t_f = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}) / 2,$$

где $t_{\text{вх}}$ и $t_{\text{вых}}$ – температуры воды на входе и выходе.

Тепловой поток, переданный воде, определяется для контроля точности измерений двумя методами, Вт:

а) по значению электрической мощности, Вт:

$$Q_3 = U \times I,$$

где U и I – перепад напряжения (В) и сила тока (А) на электрическом нагревательном элементе.

б) калориметрическим методом:

$$Q = G \times c_p (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где G – массовый расход воды (кг/с); c_p – теплоемкость воды при средней температуре в рабочем участке (Дж/(кг×К));

Потери тепловой мощности в окружающую среду оценивались по формуле для теплообмена от горизонтальных и вертикальных пластин при свободной конвекции в открытом объеме, Вт:

$$Q_{\text{пот}} = F \times q_{\text{пот}}.$$

Потери тепловой мощности в окружающую среду составляют не более 1% от величины Q .

Удельная плотность теплового потока рассчитывалась по формулам, Вт/м²:

$$q_w = \frac{Q_3 - Q_{\text{пот}}}{F_0} = \frac{Q}{F_0} \quad \text{и} \quad q_w' = \frac{Q_3 - Q_{\text{пот}}}{F} = \frac{Q}{F},$$

где F_0 – площадь омываемой водой поверхности канала, приведенной к исходно гладкой поверхности согласно исследованиям В. Нуннера [10], Р. Коха [11] и И. Туллиуса [12]. F – площадь, омываемая водой поверхности канала с учетом увеличения поверхности за счет штырьковых структур. Допущение об использовании F_0 принято из-за значительного увеличения площади поверхности F пластин за счет поверхности штырьковых структур, по сравнению с исходно гладкой поверхностью F_0 . Рассчитанные значения коэффициентов эффективности оребрения $\eta_{\text{pin}} \approx 0,61 - 0,69$ для исследованных штырьковых структур позволяют сделать предположения об эффективности интенсификации теплоотдачи за счет увеличения площади поверхности $F > F_0$.

Коэффициент теплоотдачи определялся выражениями, Вт/(м²×C):

$$\alpha = \frac{q_{w0}}{(\bar{t}_w - \bar{t}_f)} \quad \text{и} \quad \alpha' = \frac{q_w}{(\bar{t}_w - \bar{t}_f)}.$$

Среднерасходная скорость теплоносителя в канале, м/с:

$$w = \frac{G}{\rho \times F_{ch0}} \quad \text{и} \quad w' = \frac{G}{\rho \times F_{ch}},$$

где F_{ch} – площадь поперечного сечения канала с учетом его перекрытия штырьковыми структурами, $F_{ch0} = b \times h$ – площадь поперечного сечения исходно гладкого плоского щелевого канала № 0, b и h – ширина и высота канала, F_{ch} – площадь поперечного сечения канала с учетом его перекрытия штырьковыми структурами. Данное условие принято исходя из равенства расходов в $G_0 = G$ в плоском щелевом канале с гладкой (№ 0) и штырьковыми и подковообразными структурами на пластинах № 1, 2, 3, 4.

Число Рейнольдса Re_D определяется по среднерасходной скорости w_0 и w , эквивалентным диаметрам D_0 и D :

$$Re_D = \frac{w_0 \times D_0}{\mu} \quad \text{и} \quad Re_D' = \frac{w \times D}{\mu},$$

где $D_0 = (4 \times F_{ch0}) / \Pi_0$ – эквивалентный диаметр исходно гладкого плоского щелевого канала, $\Pi_0 = 2 \times (b + h)$ – смоченный периметр, $D = (4 \times F_{ch}) / \Pi$ – эквивалентный диаметр с учетом штырьковых структур, Π – смоченный периметр с учетом штырьковых структур, μ – кинематический коэффициент вязкости при средней температуре воды.

Число Нуссельта определяется без учета и с учетом штырьковых структур по зависимостям:

$$Nu_D = \frac{\alpha \times D}{\lambda} \quad \text{и} \quad Nu_D' = \frac{\alpha' \times D}{\lambda},$$

где λ – коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды.

Тестовые эксперименты

Перед началом исследований были выполнены тестовые опыты по теплоотдаче гладкого щелевого канала № 0 при вынужденном течении воды в диапазоне чисел $Re_D = 30 - 600$. Представленные данные по средней теплоотдаче (рис. 4) проводились с целью подтверждения проверки работоспособности экспериментальной установки и достоверности получаемых результатов. Установлено удовлетворительное согласование полученных результатов по средней теплоотдаче гладкого щелевого канала № 0 при вынужденном течении воды в диапазоне чисел $Re_D = 30 - 600$ с известной зависимостью для ламинарного режима (рис. 4):

$$Nu_D = 0,15 \times Re_D^{0,33} \times Pr_f^{0,43} \times (Gr_f \times Pr_f)^{0,1} \times \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (1)$$

В экспериментах относительная длина всех исследованных щелевых каналов составила $L/D_0 > 50$, где L – длина канала.

Пределы относительной погрешности измерений коэффициентов теплоотдачи не превышали $\pm 8,47\%$, скорости потока – не более $\pm 1,07\%$.

Измерения потерь давления на рабочем участке выполнялись во входном и выходном патрубках (рис. 2 и 3). Отборники давления соединялись гибкими прозрачными шлангами и выводились на пьезометрический щит. Величина потерь давления определялась как разница высот пьезометрических столбов жидкости на входном и выходном патрубках. Исследования потерь давления Δp выполнены соответственно для гладкого щелевого канала № 0 и каналов № 1–4 со штырьковыми и подковообразными структурами.

Результаты экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования интенсификации теплоотдачи при вынужденном течении воды от микроструктурированных поверхностей в щелевом канале выполнены в диапазоне чисел $Re_D = 30–600$. Канал с пластинами № 1, 2, 3, 4 сформирован без зазора над вершинами штырьковых структур таким образом, что высота канала

$h = h_{pin}$. Канал с пластиной № 2' сформирован с зазором $h' = 1$ мм над вершинами штырьковых структур, то есть высота канала равна $h = h_{pin} + h' = 3,1$ мм.

Установлено, что в плоском щелевом канале с пластинами № 1–3 наблюдается более ранний ламинарно-турбулентный переход по сравнению с гладким щелевым каналом № 0. Внешним проявлением взаимодействия штырьковых структур с потоком в области переходных чисел Re является уменьшение критического числа $Re_{кр1}$ при увеличении их высоты h_{pin} (рис. 4, а). Экспериментальные данные в рассмотренном диапазоне, характер их изменения имеют удовлетворительное согласование с экспериментальными данными В. Нуннера [10], Р. Коха [11], Г.А. Дрейцера [13] и В.В. Олимпиева [14]. Для поверхности № 4 с подковообразными структурами не обнаружен более ранний ламинарно-турбулентный переход. Это объясняется малой высотой h_{pin} подковообразных структур, образованных методом деформирующего резания, которые тонут в пограничном слое. Аналогичные результаты получены С.Э. Тарасевичем [15] при исследовании средней теплоотдачи труб с метрической резьбой на поверхности.

Увеличение средней теплоотдачи (без учета увеличения поверхности за счет штырьковых структур) щелевого канала в диапазоне чисел $Re_D = 30–600$ составило для поверхностей № 1 – $Nu/Nu_0 = 9,5–16,2$; № 2 – $Nu/Nu_0 = 3,8–7,1$; № 3 – $Nu/Nu_0 = 1,2–2,2$ (рис. 4, а) и существенно зависит от высоты h_{pin} штырьковых структур. Высокий

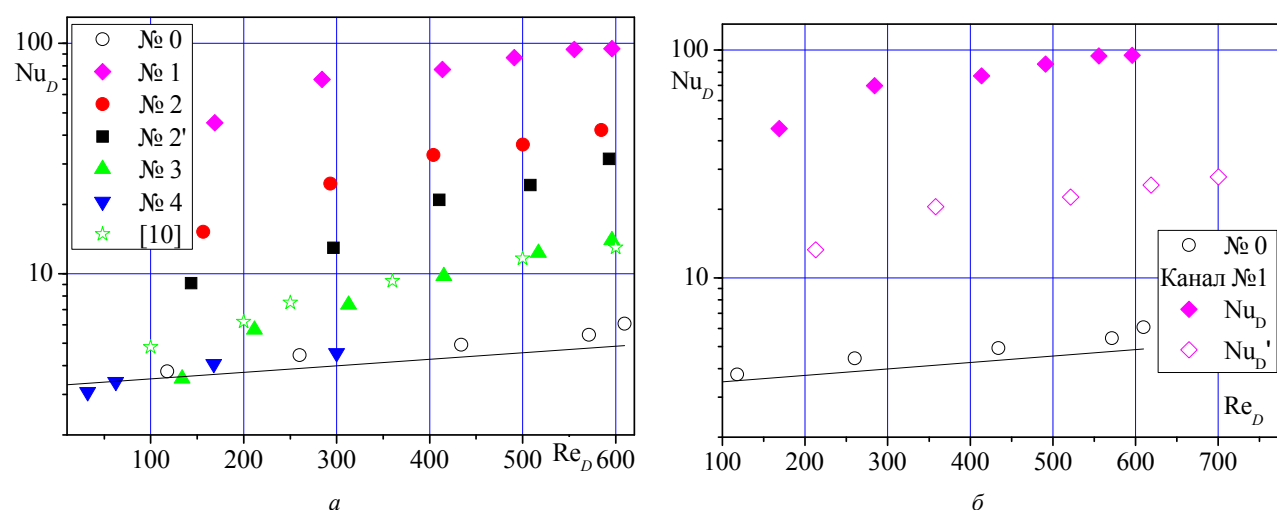


Рис. 4. Зависимость средней теплоотдачи плоских щелевых каналов от числа Re : а – без учета увеличения площади поверхности пластин и скорости воды, б – с учетом увеличения площади поверхности пластин и скорости воды, «—» – расчет по выражению (1)

уровень роста средней теплоотдачи Nu/Nu_0 позволяет отнести механизмы интенсификации теплоотдачи для рассматриваемых пластин со штырьковыми структурами к механизмам, характерным при интенсификации теплоотдачи упорядоченными пористыми структурами [16].

Рост средней теплоотдачи для канала № 2' с зазором $h' = 1$ мм над вершинами штырьковых структур составляет $Nu/Nu_0 = 2,54\text{--}5,48$, что ниже уровня теплоотдачи для канала № 2 с аналогичными штырьковыми структурами без зазора. Большая часть потока воды проходит над вершинами штырьковых структур через поперечное сечение щелевого канала, образованное зазором $h' = 1$ мм. Данные по средней теплоотдаче удовлетворительно согласуются с результатами по средней теплоотдаче труб с метрической резьбой [15], кольцевыми и полусферическими выступами [13]. Помимо этого, использование канала № 2' с зазором $h' = 1$ мм над вершинами штырьковых структур позволяет значительно, до $\Delta p/\Delta p_0 = 1,8$ раз, снизить рост потерь давления на рабочем участке для канала № 4 по сравнению с каналом № 2.

Уровень средней теплоотдачи для канала № 4 с подковообразными структурами сопоставим с уровнем средней теплоотдачи гладкого канала $Nu/Nu_0 = 1$. Значительный рост потерь давления на рабочем участке для канала № 4 достигает $\Delta p/\Delta p_0 = 20$, так как высота канала равна $h = 0,2$ мм. Поэтому исследования средней теплоотдачи канала № 4 выполнены только до значения числа $Re_D = 300$. Канал № 4 с подковообразными структурами показал низкую тепловую Nu/Nu_0 и теплогидравлическую $(Nu/Nu_0)/(\Delta p/\Delta p_0)$ эффективность по сравнению с каналами со штырьковыми структурами на пластинах № 1, 2, 3.

Установлено, что рост потерь давления на рабочем участке для пластины с штырьковыми структурами № 1 достигает $\Delta p/\Delta p_0 = 3,1\text{--}6,8$. Низкий уровень гидравлических потерь может объясняться упорядоченной геометрической формой размещения штырьковых структур на поверхности пластины (шахматное расположение). Продольный шаг между штырьковыми структурами равен $t_1 = 4$ мм, поперечный шаг равен $t_2 = 3$ мм. Данное обстоятельство позволяет определить преимущество штырьковых структур перед высокопористыми материалами и упорядоченными пористыми материалами из [16, 17]. В канале со штырьковыми структурами отсутствуют тупиковые и закрытые поры по сравнению с высокопористыми материалами. Кроме этого, к преимуществам исследован-

ных пластин можно отнести и то, что при формировании штырьковых структур методом деформирующего резания отсутствуют потери материала (стружка) по сравнению с механической обработкой упорядоченных пористых материалов [16, 17].

Получено удовлетворительное согласование средней теплоотдачи Nu_D щелевого канала со штырьковыми структурами № 3 (рис. 4, а) с аналогичными результатами И. Тиллиуса [12] для щелевого канала со штырьковыми ребрами в форме параллелепипеда ($h_{pin} = 0,66$ мм) в диапазоне чисел $Re_D = 100\text{--}600$.

Сравнение полученных значений по тепловому сопротивлению $R_{tot} = 0,074$ К/Вт щелевого канала со штырьковыми структурами поверхности № 2 в точке расхода $8,44 \times 10^{-3}$ кг/с удовлетворительно согласуются с результатами Р. Вебба [18] по тепловому сопротивлению $R_{tot} = 0,068$ К/Вт для щелевого канала «Fin-H» с высотой плоских микроребер $h_{pin} = 2,1$ мм в точке расхода $8,33 \times 10^{-3}$ кг/с. Некоторое незначительное отличие объясняется разницей высот и формой штырьковых структур и плоских ребер.

Графическая зависимость средней теплоотдачи канала № 1 со штырьковыми структурами на поверхности (рис. 4, б) позволила установить, что увеличение поверхности теплообмена F за счет наличия штырьковых структур на поверхности пластин и рост среднерасходной скорости потока воды w' являются определяющими механизмами интенсификации теплоотдачи. Увеличение площади поверхности № 1 составило $F/F_0 \approx 3,5$ за счет площади поверхности штырьковых структур. Рост средней расходной скорости $w/w_0 \approx 1,3$ произошел за счет уменьшения площади поперечного сечения щелевого канала. Расчетное значение коэффициента эффективности оребрения для поверхности № 1 составляет $\eta_{pin} \approx 0,61$. Влияние на интенсификацию теплоотдачи за счет увеличения площади поверхности и средней расходной скорости составило $\approx 62\%$. Дополнительным фактором интенсификации теплоотдачи канала № 1 является интенсивное перемешивание воды в зазорах между штырьковыми структурами, до $\approx 28\%$.

Данное обстоятельство подтверждается результатами визуализации течения потока воды в гладком щелевом канале № 0 (рис. 5, а) и в канале с пластиной № 1 (рис. 5, б). Визуализация выполнена высокоскоростной камерой Photron Fastcam SA4-500K-C1 с применением красителей. Краситель в канал подается порционно через дозирующее устройство во входной патрубок [19].

Производится видеозапись течения потока воды в щелевом канале. Отсечка подачи чернил в канал производится на момент формирования вихревой структуры. После полной выработки порции чернил в канал подается новая порция. В гладком канале № 0 применялась краска на водной основе белого цвета. В канале № 1 использовалась флуоресцентная краска на водной основе, светящаяся в ультрафиолетовом спектре. Данный выбор красителя обусловлен сложностью оценки структуры потока в каналах со штырьковыми структурами.

Установлено, что при низких значениях числа $Re_D = 169$ поток воды на входе в гладкий щелевой канал № 0 не равномерно растекается по ширине канала b . Формируются две вихревых структуры. Верхняя вихревая структура (рис. 1, *a*) вращается по часовой стрелке, а нижняя вихревая структура вращается в противоположном направлении. Согласно хронологии развития наблюдается рост размеров вихревых структур, которые соизмеримы с размерами щелевого канала. В угловых областях плоского щелевого канала формируются застойные зоны. Данная картина течения характерна и при увеличении числа Рейнольдса до $Re_D = 260$ при увеличении скорости вращения вихревых структур.

При увеличении числа Рейнольдса до $Re_D = 414$ в гладком щелевом канале № 0 поток воды начи-

нает более равномерно распределяться по ширине канала. Крупномасштабные вихревые структуры имеют значительно меньшие размеры. Скорость вращения вихревых структур и их перемещения по длине канала L увеличивается. В угловых областях плоского щелевого канала имеют место застойные зоны.

Отличная картина течения потока воды наблюдается при низких значениях числа Рейнольдса $Re_D = 169$ в плоском щелевом канале со штырьковыми структурами № 1. Начиная с входного патрубка поток воды равномерно распределяется по ширине b и длине L канала за короткий промежуток времени $< 0,04$ с. Отсутствуют вихревые структуры и застойные области. Этим отчасти объясняется рост средней теплоотдачи $Nu/Nu_0 = 3,8$ при достаточно значительном росте потерь давления на рабочем участке $\Delta p/\Delta p_0 = 3,1$. Аналогичная картина течения потока воды наблюдается во всем исследованном диапазоне чисел Re_D .

Заключение

Ресурсосберегающий (безотходный) метод деформирующего резания позволил сформировать на поверхности пластин упорядоченные геометрические структуры с высокими значениями коэффициентов эффективности оребрения $\eta_{pin} \approx 0,61-0,69$ для исследованных штырьковых структур.

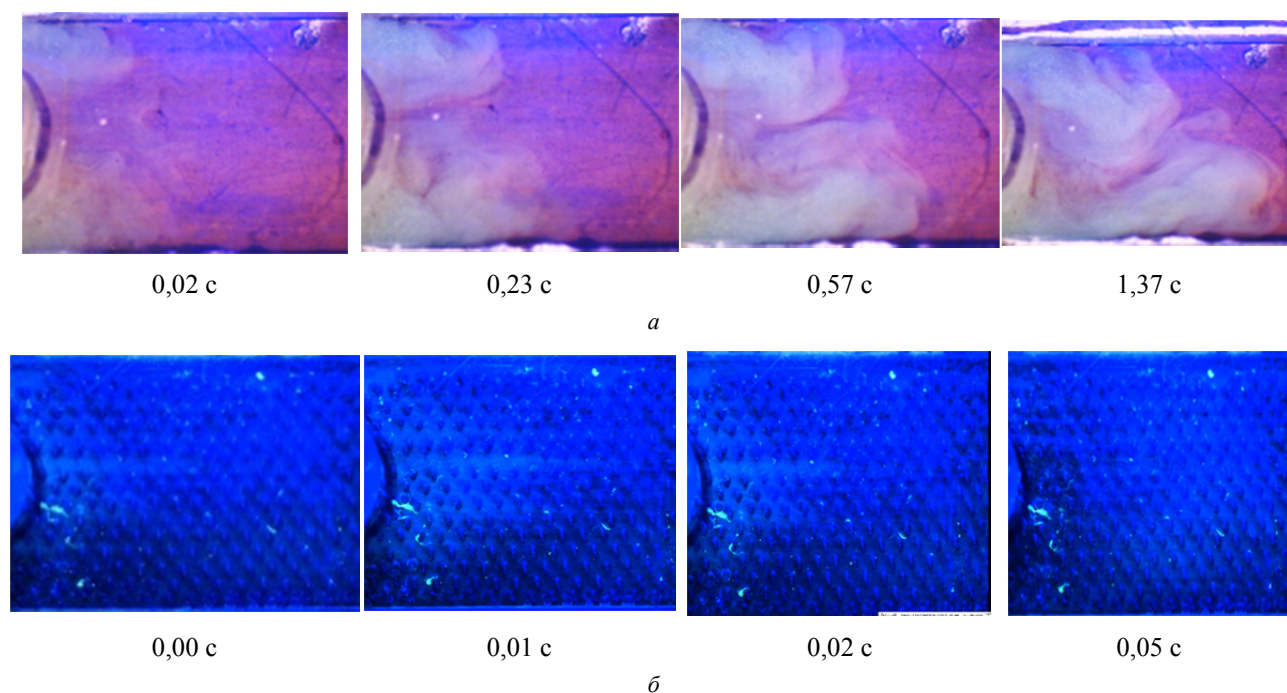


Рис. 5. Визуализация течения потока воды в щелевом канале (вид сверху, направление течения слева направо): *a* – гладкая пластина № 0, *б* – пластина № 1

Экспериментальные исследования средней теплоотдачи от поверхностей со штырьковыми структурами № 1, 2, 2', 3 при вынужденном течении воды в щелевом канале показали высокую тепловую (Nu/Nu_0) и теплогидравлическую $(Nu/Nu_0)/(\Delta p/\Delta p_0)$ эффективность в диапазоне чисел $Re_D = 30-600$. Графические зависимости подтверждают, что использование штырьковых структур на поверхности пластин может многократно (до $Nu/Nu_0 = 16,2$) увеличить среднюю теплоотдачу при сопоставимом росте потерь давления на рабочем участке (до $\Delta p/\Delta p_0 = 8,8$). Установлена графическая зависимость увеличения средней теплоотдачи с ростом высоты штырьковых структур.

Экспериментальные исследования средней теплоотдачи для канала № 4 с подковообразными структурами показали низкую тепловую Nu/Nu_0 и теплогидравлическую $(Nu/Nu_0)/(\Delta p/\Delta p_0)$ эффективность по сравнению с каналами с штырьковыми структурами на пластинах № 1, 2, 3.

Дальнейшее развитие исследований будет направлено на изучение процессов кипения различных жидкостей на поверхностях со штырьковыми и подковообразными структурами.

Список источников

- Kandlikar S.G., Grande W.J.** Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology // *Heat Transfer Engineering*. 2003. Vol. 24. No. 1. P. 3–17. URL: <https://doi.org/10.1080/01457630304040>
- Reeves M., Moreno J., Beucher P., Loong S.-J., Bono D.** Investigation of an aluminium-copper clad metal baseplate for liquid cooling: Experimental characterization and thermal modelling // *Development of Research in Microscale and Nanoscale Thermal and Fluid Sciences*. 2016. P. 47–54. URL: <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=55602525900>
- Bessanane N., Si-Ameur M., Rebay M.** Numerical study of the temperature effects on heat transfer coefficient in mini-channel pin-fin heat sink // *International Journal of Heat and Technology*. 2022. Vol. 40. No. 1. P. 247–257. URL: <https://doi.org/10.18280/ijht.400129>
- Xu J., Zhang K., Duan J., Lei J., Wu J.** Systematic Comparison on Convective Heat Transfer Characteristics of Several Pin Fins for Turbine Cooling // *Crystals*. 2021. No. 11, article number 977. URL: <https://doi.org/10.3390/cryst11080977>
- Microscale and Nanoscale Heat Transfer: Analysis, Design, and Application* / Ed. by Mourad Rebay, Sadik Kakac, Renato M. Cotta. Boca Raton, 2016. 505 p. URL: <https://doi.org/10.1201/b19261>
- Skrypnik A.N., Shchelchkov A.V., Popov I.A., Ryzhkov D.V., Sverchikov S.A., Zhukova Y.V., Chornyi A.D., Zubkov N.N.** Thermohydraulic Efficiency of Tubes with Internal Spiral Finning // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2018. Vol. 91. No. 1. P. 52–63. URL: <https://doi.org/10.1007/s10891-018-1718-y>
- Кузма-Кичта Ю.А., Иванов Н.С., Лавриков А.В., Стенина Н.А., Штефанов Ю.П., Прокопенко И.Ф.** Снижение термического сопротивления термостабилизатора с помощью нанесения в испарителе покрытия из микро- и наночастиц // *Тепловые процессы в технике*. 2022. Т. 14. № 2. С. 50–55. DOI: 10.34759/tpt-2023-15-2-72-78
- Шанин Ю.И.** Применение закрученных потоков в системах охлаждения лазерных зеркал // *Тепловые процессы в технике*. 2018. Т. 10. № 7–8. С. 307–316.
- Федосеев В.Н., Шанин О.И., Шанин Ю.И., Афанасьев В.А.** Теплообмен в прямоугольных каналах с теплопроводными стенками при одностороннем нагреве // *Теплофизика высоких температур*. 1989. Т. 27. № 6. С. 1132–1138.
- Nunner W.** Wärmeübergang und Druckabfall in rauchen Rohren // *VDI-Forschungsheft*. 1956. No. 455. P. 5–39.
- Koch R.** Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter Stromung // *VDI-Forschungsheft*. 1958. No. 469. P. 44.
- Tullius J.F., Tullius T.K., Bayazitoglu Y.** Optimization of short micro pin fins in minichannels // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. No. 55. P. 3921–3932
- Dzyubenko B.V., Dreitser G.A., Yakimenko R.I.** Thermohydraulic efficiency of heat exchangers with flow swirling by helical tubes // *International Journal of Heat Exchangers*. 2006. Vol. 7. No. 1. P. 145–162.
- Olimpiev V.V., Mirzoev B.G.** Energy-efficient intensifiers of laminar heat transfer // *Russian Aeronautics*. 2013. Vol. 56. No. 2. P. 185–190.
- П'ин Г.К., Тарасевич С.Е., Шchelchkov A.V., Yakovlev A.B., Zlobin A.V.** Thermal and hydraulic characteristics of rough tubes including those with an inserted twisted band // *Russian Aeronautics*. 2008. Vol. 51. No 4. P. 402–406.
- Попов И.А.** Гидродинамика и теплообмен в пористых теплообменных элементах и аппаратах. Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2007. 240 с. URL: https://elibs.kai.ru/_docs_file/799474/HTML/3/
- Gortyshov Y.F., Popov I.A., Gulitsky K.E.** Experimental studies of hydrodynamics and heat transfer in channels with high-porous cellular materials in single-phase forced convection and flow boiling of working fluids // *ASME 1999 International mechanical engineering*

congress and exposition (14–19 november 1999, Nashville, Tennessee USA). Heat transfer. Vol. 2. New York, 1999. P. 115–123.

18. **Webb R.L.** High-performance, low-cost liquid micro-channel cooler // Department of Mechanical Engineering. Penn State University, University Park, PA 1680. URL: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.microcooling.com/pdfs/Penn_State_Univ_Article.pdf
19. **Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Щелчков А.В., Рыжков Д.В.** Теплогидравлические характеристики теплообменных аппаратов с поверхностной интенсификацией теплообмена в виде сферических выемок и выступов // Тепловые процессы в технике. 2009. Т. 1. № 3. С. 102–107.

References

1. **Kandlikar S.G., Grande W.J.** Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology. *Heat Transfer Engineering*, 2003, vol. 24, no. 1, pp. 3–17. URL: <https://doi.org/10.1080/01457630304040>
2. **Reeves M., Moreno J., Beucher P, Loong, S.-J, Bono D.** Investigation of an aluminium-copper clad metal baseplate for liquid cooling: Experimental characterization and thermal modelling. *Development of Research in Microscale and Nanoscale Thermal and Fluid Sciences*, 2016, pp. 47–54. URL: <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=55602525900>
3. **Bessanane N., Si-Ameur M., Rebay M.** Numerical study of the temperature effects on heat transfer coefficient in mini-channel pin-fin heat sink // *International Journal of Heat and Technology*, 2022, vol. 40, no. 1, pp. 247–257. URL: <https://doi.org/10.18280/ijht.400129>
4. **Xu J., Zhang K., Duan J., Lei J., Wu J.** Systematic Comparison on Convective Heat Transfer Characteristics of Several Pin Fins for Turbine Cooling. *Crystals*, 2021, no. 11, article number 977. URL: <https://doi.org/10.3390/cryst11080977>
5. *Microscale and Nanoscale Heat Transfer: Analysis, Design, and Application.* Ed. by Mourad Rebay, Sadik Kakac, Renato M. Cotta. Boca Raton, 2016, 505 p. URL: <https://doi.org/10.1201/b19261>
6. **Skrypnik A.N., Shchelchikov A.V., Popov I.A., Ryzhkov D.V., Sverchikov S.A., Zhukova Y.V., Chorny A.D., Zubkov N.N.** Thermohydraulic Efficiency of Tubes with Internal Spiral Finning. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2018, vol. 91, no. 1, pp. 52–63. URL: <https://doi.org/10.1007/s10891-018-1718-y>
7. **Kuzma-Kichta Yu.A., Ivanov N.S., Lavrikov A.V., Stenina N.A., Shtefanov Yu.P., Prokopenko I.F.** Reducing the thermal resistance of a heat stabilizer by applying a coating of micro- and nanoparticles in the evaporator. *Thermal processes in engineering*, 2022, vol. 14, no. 2, pp. 50–55.
8. **Shanin Yu.I.** Application of swirling flows in cooling systems of laser mirrors. *Thermal processes in engineering*, 2018, vol. 10, no. 7–8, pp. 307–316.
9. **Fedoseev V.N., Shanin O.I., Shanin Yu.I., Afanasyev V.A.** Teploobmen v pryamougol'nykh kanalakh s teploprovodnymi stenkami pri odnostoronnem nagreve [Heat transfer in rectangular channels with heat-conducting walls with one-sided heating]. *Teplofizika vysokih temperatur*, 1989, vol. 7, no. 6, pp. 1132–1138.
10. **Nunner W.** Wärmeübergang und Druckabfall in rauchen Röhren. *VDI-Forschungsheft*, 1956, no. 455, pp. 5–39.
11. **Koch R.** Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter Stromung. *VDI-Forschungsheft*, 1958, no. 469, p. 44.
12. **Tullius J.F., Tullius T.K., Bayazitoglu Y.** Optimization of short micro pin fins in minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, no. 55, pp. 3921–3932
13. **Dzyubenko B.V., Dreitser G.A., Yakimenko R.I.** Thermohydraulic efficiency of heat exchangers with flow swirling by helical tubes. *International Journal of Heat Exchangers*, 2006, vol. 7. no. 1, pp. 145–162.
14. **Olimpiev V.V., Mirzoev B.G.** Energy-efficient intensifiers of laminar heat transfer. *Russian Aeronautics*, 2013, vol. 56, no. 2, pp. 185–190.
15. **Il'in G.K., Tarasevich S.E., Shchelchikov A.V., Yakovlev A.B., Zlobin A.V.** Thermal and hydraulic characteristics of rough tubes including those with an inserted twisted band. *Russian Aeronautics*, 2008, vol. 51, no. 4, pp. 402–406.
16. **Popov I.A.** Intensifikatsiya teploobmena: monografiya [Hydrodynamics and heat transfer in porous heat exchange elements and devices]. Ed. by Y.F. Gortyshov. Kazan: Tsentr innovatsionnykh tekhnologij, 2007, 240 p. URL: https://elibs.kai.ru/_docs_file/799474/HTML/3/
17. **Gortyshov Y.F., Popov I.A., Gulitsky K.E.** Experimental studies of hydrodynamics and heat transfer in channels with high-porous cellular materials in single-phase forced convection and flow boiling of working fluids // ASME 1999 International mechanical engineering congress and exposition (14–19 november 1999, Nashville, Tennessee USA). Heat transfer. Vol. 2. New York, 1999. P. 115–123.
18. **Webb R.L.** High-performance, low-cost liquid micro-channel cooler. Department of Mechanical Engineering. Penn State University, University Park, PA 1680. URL: chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.microcooling.com/pdfs/Penn_State_Univ_Article.pdf
19. **Gortyshov Yu.F., Popov I.A., Shchelchikov A.V., Ryzhkov D.V.** Teplogidravlicheskie kharakteristiki tep-

loobmennykh apparatov s poverkhnostnoi intensifikatsiei teploobmena v vide sfericheskikh vyemok i vystupov [Thermohydraulic characteristics of heat exchangers with

surface intensification of heat transfer in the form of spherical recesses and protrusions]. *Thermal processes in engineering*, 2009, vol. 1, no. 3, pp. 102–107.

Статья поступила в редакцию 17.10.2023; одобрена после рецензирования 20.11.2023; принята к публикации 15.12.2023.

The article was submitted on 17.10.2023; approved after reviewing on 20.11.2023; accepted for publication on 15.12.2023.