

## Исследование влияния сплошных шипов на характеристики теплообмена оребренной трубы

Дееб Равад<sup>1,2</sup>✉

<sup>1</sup>Национальный исследовательский университет «МЭИ», Россия, Москва

<sup>2</sup>Университет Дамаска, Дамаск, Сирия

✉DeebR@mpei.ru

**Аннотация.** Проведено комплексное экспериментальное и численное исследование влияния формы шипов на характеристики теплопередачи ребристых труб. Круглые и каплевидные ребра, расположенные в коридорном порядке, были изучены и сопоставлены с гладкой трубой. Исследование проводилось в интервале чисел Рейнольдса в диапазоне  $Re = 7,03 \times 10^3 - 35,17 \times 10^3$ . Результаты показали, что значения среднего числа Нуссельта для труб с каплевидным и круглым шипованным оребрением были примерно на 50,03–93,1 % и 59,59–77,08 % соответственно выше по сравнению с гладкой трубой. Эффективность труб с каплевидным и круглым шипованным оребрением превышала эффективность гладкой трубой на 2,93–54,89 % и 7,33–37,1 % соответственно. Приведены корреляции, которые позволяют оценить среднее число Нуссельта и эффективность для оребренных труб, и показано, что применение труб с каплевидными шипами вносит значительный вклад в энергосбережение.

**Ключевые слова:** каплевидное ребро, оребренная труба, теплообмен, число Нуссельта, экспериментальное исследование, CFD

**Для цитирования.** Дееб Равад. Исследование влияния сплошных шипов на характеристики теплообмена оребренной трубы // Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 4. С. 170–180. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=180942>

Original article

## A study of the influence of solid pins on the heat transfer characteristics of a finned tube

Deeb Rawad<sup>1,2</sup>✉

<sup>1</sup>National Research University “Moscow Power Engineering Institute”, Moscow, Russia

<sup>2</sup>Damascus University, Damascus, Syria

✉DeebR@mpei.ru

**Abstract.** This article presents an experimental and numerical investigation into the impact of pins on the heat transfer characteristics of finned tubes. Circular and drop-shaped fins arranged in-line arrangement were studied and compared with a smooth tube. The study covers a Reynolds number range of  $Re = 7,03 \times 10^3 - 35,17 \times 10^3$ . Contours of turbulent kinetic energy and temperature were depicted

and discussed. The results revealed that the average Nusselt number for tubes with drop-shaped and circular pin-fins was approximately 50,03–93,1 % and 59,59–77,08 % higher, respectively, compared to the smooth tube. The effectiveness  $\varepsilon$  of tubes with drop-shaped and circular pin-fins exceeded that of the smooth tube by 2,93–54,89 % and 7,33–37,1 %, respectively. Correlations are provided to estimate the average Nusselt number and effectiveness for finned tubes. It was demonstrated that the adoption of tubes with drop-shaped pins significantly contributes to energy conservation.

**Keywords:** drop-shaped tube, finned tube, heat exchanger, Nusselt number, experimental study, CFD

**For citation.** Deeb Rawad. A study of the influence of solid pins on the heat transfer characteristics of a finned tube. *Thermal processes in engineering*, 2024, vol. 16, no. 4, pp. 170–180. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=180942>

### Введение

Основной целью проектирования теплообменника является достижение высокой теплогидродинамической эффективности. Исследования последнего десятилетия показали, что использование шипованных ребер улучшают теплообмен [1, 2]. Основной принцип, лежащий в основе шипованных ребер, заключается в их способности увеличивать теплообменную площадь и вызывать турбулентность на поверхности теплообмена, тем самым повышая его общую эффективность. Однако использование шипованных ребер часто сопровождается недостатком увеличения перепада давления, что приводит к увеличению мощности, затрачиваемой на прокачку рабочей жидкости. В связи с этим в предыдущих работах исследователи сосредотачивались на оптимизации конструкции шипованных ребер в целях достижения повышения теплоотдачи при минимизации перепада давления [3].

В работе [4] проведено экспериментальное исследование влияния формы сплошных шипованных ребер на коэффициент теплоотдачи микроканального радиатора [4]. Ребра имели круглую, крыловидную, квадратную и эллиптическую формы. Числа Рейнольдса варьировались от 8000 до 80 000. При сравнении различных штифтовых ребер круглые и квадратные ребра показали самые высокие коэффициенты теплопередачи.

В работе [5] экспериментально исследован перепад давления и приведены характеристики теплоотдачи в микроканальном теплообменнике с гладкими и круглыми шипованными ребрами. Испытания проводились с различными горячими жидкостями, воздухом и водой, в диапазоне чисел Рейнольдса от 100 до 1900 для горячей во-

ды и от 500 до 10 000 для горячего воздуха. Было найдено, что увеличение скорости потока приводит к увеличению перепада давления и коэффициентов теплопередачи. Отмечалось, что использование круглого шипованного оребрения на трубе увеличивает коэффициент теплоотдачи на 190 и 42 %, когда в качестве теплоносителя используется вода и воздух соответственно.

В работе [6] исследовали влияние сплошных круглых и эллиптических шипованных ребер на теплогидродинамическую эффективность теплового радиатора для чисел Рейнольдса  $Re$  от 1000 до 10 000. Было показано, что теплоотдача эллиптических ребер была на 2,24–22,6 % выше, чем у круглых, в то время как гидродинамическое сопротивление эллиптических шипованных ребер было на 44–58 % ниже, чем у круглых ребер.

Были проведены аналогичные эксперименты с двумя различными типами эллиптических сплошных шипованных ребер [7, 8], однако результаты противоречат результатам [6] в отношении повышения теплообмена, так как было найдено, что круглые шипованные ребра увеличивают теплоотдачу примерно на 25–30 % больше в сравнении с эллиптическими шипованными ребрами.

Также было проведено экспериментальное исследование радиатора с микрошипованными круглыми, прямоугольными, крыловидными и коническими ребрами [9]. Микроштифты с острыми концами имеют более высокий коэффициент теплоотдачи из-за увеличения области следа и замедленного отрыва потока, вызванного этими ребрами.

Был проведен сравнительный анализ теплоотдачи распространенных геометрий шипованных ребер, включая круглые, квадратные, плос-

кие и эллиптические формы [10]. Обнаружено, что при более высоких значениях перепада давления и мощности прокачки, эллиптические ребра обеспечивают максимальную эффективность.

В работе [11] изучалось влияние формы микрошипованных ребер на охлаждение электронных чипов. Использовались круглая форма, форма крыла, модифицированная форма крыла и симметричная выпуклая форма. Было обнаружено, что мощность прокачки и теплоотдача формы крыла были на 30,4 % ниже и на 3,2 % выше соответственно по сравнению с круглой формой. В то же время модифицированная форма снизила максимальную температуру на 6,4 °С.

Были проведены экспериментальные и численные исследования микроканального радиатора с шипованными ребрами различной формы, включая квадратную, прямоугольную, ромбическую, треугольную, шестиугольную, трапециевидную, круглую и полукруглую [12]. Обнаружено, что шипованные ребра с полукруглыми конфигурациями имеют наивысшие значения перепада давления и коэффициента теплоотдачи по сравнению с другими конфигурациями ребер. В то же время круглые и шестиугольные ребра продемонстрировали более высокую теплогидродинамическую эффективность. Отмечалось, что ребра различных геометрий создают разные зоны рециркуляции и отрыва пограничного слоя.

Подверглись исследованию кулачковые и каплевидные геометрические формы тел, имеющих оптимальную аэродинамику. Эти конфигурации способны комбинировать теплообменные характеристики, сравнимые с круглыми формами, с улучшенными аэродинамическими свойствами, характерными для овальных и эллиптических форм.

В работе [13] проведено комплексное исследование теплообмена двух параллельно расположенных каплевидных труб с использованием как экспериментальных, так и численных методов при  $Re = 8000-40\,000$ . Получено, что теплогидродинамическая эффективность каплевидных труб превосходит аналогичные характеристики круглых труб в пределах 1,2–2 раз.

Экспериментально проведена оценка теплообмена и коэффициента аэродинамического сопротивления для шахматного расположения кулачковых труб. Диапазон чисел Рейнольдса ва-

рировался от 27 000 до 42 500 [14]. Полученные результаты свидетельствуют о том, что теплоаэродинамические характеристики кулачковых труб примерно в 6 раз превышают те, которые наблюдаются у круглых труб.

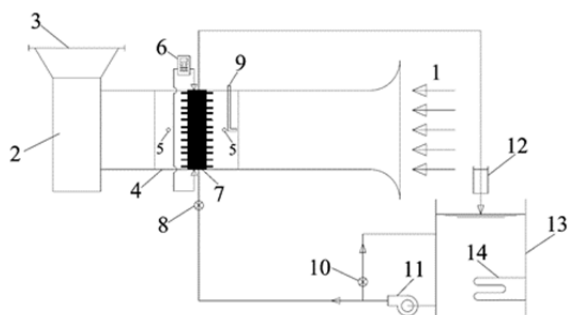
Были проведены обширные исследования каплевидных труб, особое внимание уделялось их теплогидродинамической эффективности [15–20]. Результаты показали, что каплевидная форма трубы при угле атаки  $\theta = 50^\circ$  значительно улучшает теплообмен. Оптимальные значения теплогидродинамической эффективности достигались при  $\theta = 0^\circ$  и  $180^\circ$ , превосходя показатели круглых труб примерно в 8,16–8,67 и 6,43–8,08 раз. Максимальная компактность достигается при  $\theta = 170^\circ$ , что превышает аналогичные показатели круглых труб на 437–677 %.

На основании изложенного можно сделать вывод, что обтекание тела каплевидной формы способствует существенному повышению теплогидродинамической эффективности теплообменников по сравнению с телами других геометрических форм. Обзор литературы показал, что ранее исследовались формы, приближенные к форме капли, такие как кулачковые и крылоподобные тела. Кроме того, теплообменники и лопатки газовых турбин обычно работают при высоких значениях числа Рейнольдса (до  $100 \times 10^3$ ), в то время как микроканалы радиаторов работают при низких значениях  $Re$  (до  $2 \times 10^3$ ).

Целью статьи является оценка эффективности трубы с каплевидными шипованными ребрами путем сравнения их с традиционными круглыми шипованными ребрами и гладкими трубами. Исследование дает представление о потенциальных преимуществах каплевидных ребер, что способствует разработке эффективных каналов, лопаток газовых турбин и теплообменников для различных областей применения.

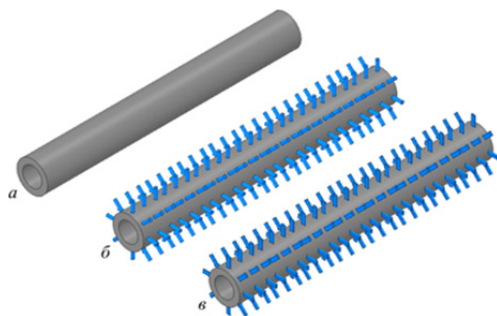
#### Экспериментальная установка и методика исследований

Экспериментальный стенд представляет собой открытую аэродинамическую трубу (рис. 1). Исследуемые трубы размещались в рабочем участке прямоугольного сечения длиной 28 мм, шириной 330 мм и высотой 320 мм, через которые воздух подавался вентилятором. Скорость воздуха регулировалась в диапазоне от 3 до 15 м/с с помощью регулируемой диафрагмы.



**Рис. 1.** Схема экспериментальной установки: 1 – набегающий поток, 2 – вентилятор, 3 – регулируемая диафрагма, 4 – рабочий участок, 5 – отбор статического давления, 6 – регистратор температурных данных, 7 – исследуемая труба, 8 – регулирующий клапан, 9 – трубка Пито, 10 – перепускной клапан, 11 – насос, 12 – расходомер, 13 – резервуар для горячей воды, 14 – нагревательный элемент

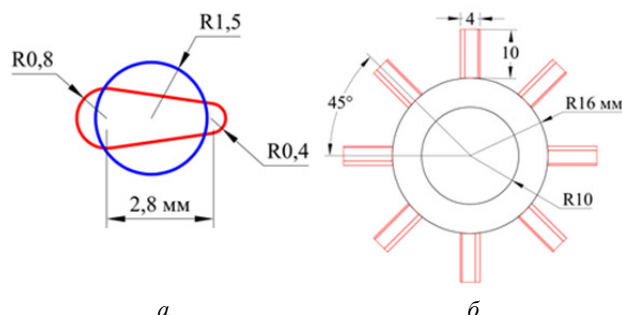
Три медные трубы были исследованы экспериментально и численно: гладкая круглая труба, труба со сплошными круглыми шипованными ребрами и труба со сплошными каплевидными шипованными ребрами (рис. 2.).



**Рис. 2.** Объект исследования: а – гладкая круглая труба, б – труба с круглым шипованным оребрением, в – труба с каплевидным шипованным оребрением

Ребра были установлены в коридорном порядке, с углом между ними  $45^\circ$ , продольным шагом 12 мм и высотой 10 мм. Диаметр круглого шипованного ребра  $D_{\text{жк}} = 3$  мм является эквивалентом диаметра шипованного ребра каплевидной формы. Каплевидные ребра обладают определенными размерами: широкая часть имеет радиус 0,8 мм, малая часть – 0,4 мм, а центры узких и широких частей расположены на расстоянии 2,8 мм друг от друга (рис. 3).

Для измерения скорости набегающего потока использовалась статическая трубка Пито. Перепад давления между входом и выходом рабочего участка определялся с использованием дифференциального манометра типа НТ-1890. Погрешность измерения дифференциального манометра составляет 3 %.



**Рис. 3.** Геометрические характеристики: а – поперечное сечение каплевидного и круглого ребра, б – поперечное сечение трубы с каплевидными ребрами

Для прогрева трубы использовался насос, который циркулировал горячей водой между резервуаром и трубами. Электрический нагревательный элемент применялся для подачи горячей воды, а регулирующий клапан регулировал подачу горячей воды на входе в трубу. Расходомер со стеклянной трубкой измерял массовый расход воды с точностью 1 %.

Температура воды регистрировалась как на входе, так и на выходе трубы с помощью проводов термопар типа К, а данные фиксировались с интервалом в одну секунду при помощи регистратора данных. Температура поверхности трубы измерялась путем прикрепления двух проводов термопары к внешней поверхности трубы. Средняя температура трубы принималась как среднее значение двух термопар, прикрепленных к ее поверхности. Температура воздуха на входе в аэродинамическую трубу определена с использованием ртутного термометра с погрешностью  $0,1^\circ\text{C}$ . В ходе экспериментов были достигнуты стационарные условия течения, после чего начался сбор данных.

Тепловой поток к изотермической поверхности или от нее можно определить по формуле:

$$Q = m c_p (t_{\text{в,вых}} - t_{\text{в,вх}}) = \alpha_{\text{ср}} F (t_{\text{ст,ср}} - t_{\text{ос,ср}}), \quad (1)$$

где  $c_p$  – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении,  $m$  – массовый расход воды;  $t_{\text{в, вх}}, t_{\text{в, вых}}$  – температура воды на входе и выходе из трубы соответственно;  $t_{\text{ст,ср}}$  – средняя температура поверхности трубы;  $t_{\text{ос,ср}}$  – средняя температура потока воздуха, принимаемая как среднее арифметическое температуры на входе и на выходе в рабочий участок.

Средний коэффициент теплоотдачи рассчитывался по формуле:

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{Q}{F(t_{\text{ст,ср}} - t_{\text{ос,ср}})} \quad (2)$$

Среднее число Нуссельта можно записать следующим образом:

$$\text{Nu}_{\text{ср}} = \frac{\alpha_{\text{ср}} D_{\text{гидр}}}{\lambda} \quad (3)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности.

Гидравлический диаметр  $D_{\text{гидр}}$  определяется как отношение рабочего участка, доступного для потока воздуха, к общей площади смачиваемой поверхности внутри области массива штифтовых ребер. Это соотношение является наиболее подходящей характеристической длиной, поскольку оно репрезентативно для различных исследованных конфигураций ребер и отражает влияние всех масштабов длины.

$$D_{\text{гидр}} = \frac{4V}{F} \quad (4)$$

где  $V$  – общий объем жидкости внутри области массива штифтовых ребер;  $F$  – площадь смачиваемой поверхности, которая определяется как общая площадь конвективной теплоотдачи, контактирующая с охлаждающей жидкостью.

Общая площадь конвективной теплопередачи включает в себя стенки и штифты, контактирующие с жидкостью.

Число Рейнольдса рассчитывалось по соотношению:

$$\text{Re}_{D,\text{max}} = \frac{\rho u_{\text{ср}} D_{\text{гидр}}}{\mu} \quad (5)$$

где  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости.

Средняя скорость потока в узком сечении рабочего участка и определяется как:

$$u_{\text{ср}} = \left( \frac{F_{\text{к}}}{F_{\text{к}} - F_{\text{ф}}} \right) u_{\text{вх}} \quad (6)$$

где  $F_{\text{к}}$  – поперечное сечение канала,  $\text{м}^2$ ;  $F_{\text{ф}}$  – фронтальная площадь шипов,  $\text{м}^2$ .

Общая теплогидродинамическая эффективность трубы [20]:

$$\varepsilon = \frac{\text{Nu}_{\text{ср}}}{f} \quad (7)$$

где  $f = \frac{2\Delta P D_{\text{гидр}}}{\rho u_{\text{ср}}^2 L}$  – аэродинамическое сопротивление исследуемых труб ( $\Delta P$  – перепад

давления между входом и выходом рабочего участка,  $L$  – длина рабочего участка).

### Численный метод

#### Постановка задачи и граничные условия

Трехмерная вычислительная область (рис. 4) создана с помощью ANSYS SpaceClaim [21]. Расчетная область представляет собой канал прямоугольного сечения длиной 288 мм, шириной 330 мм и высотой 320 мм. Отметим, что из-за ограничения скорости вычисления компьютера для моделирования всей геометрии численное исследование проводилось с сечением, представляющим 1/10 длины исходной трубы (рис. 2 и 3), то есть 33 мм.

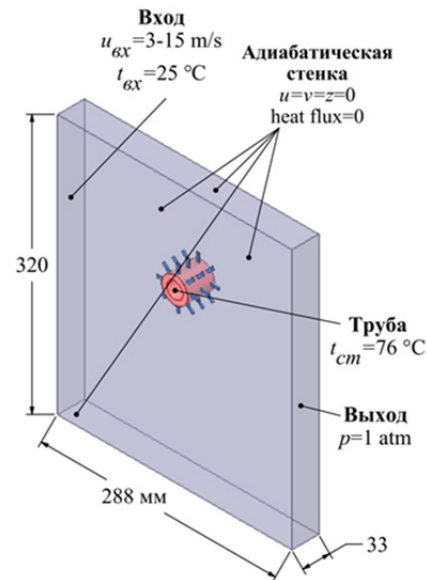


Рис. 4. Расчетная область с граничными условиями

Поток воздуха считается стационарным и несжимаемым, поскольку максимальное число Маха, достигаемое потоком, составляет 0,055.

Ниже приведены основные уравнения сохранения в декартовых координатах:

Уравнение сохранения массы:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

Уравнение сохранения импульса:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (9 \text{ a})$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \quad (9 \text{ б})$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right).$$

Уравнение сохранения энергии:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (10)$$

где  $u, v, w$  – скорости воздуха в направлениях  $x, y$  и  $z$  соответственно,  $p$  – давление,  $T$  – температура,  $a$  – коэффициент теплопроводности.

Для дальнейшего описания развитого поля течения была применена модель RNG  $k-\varepsilon$  с пристеночной функцией *Enhanced Wall Treatment*. Эта модель турбулентности была выбрана как наиболее соответствующая для моделирования турбулентного потока и теплообмена в случае использования тела каплевидной формой [16, 20]. Критерием окончания расчета служило достижение уровня погрешности решения уравнения  $10^{-6}$ , а для остальных уравнений – на уровне  $10^{-4}$ .

В расчете использовался внешний поток воздуха с входной скоростью  $u_{\text{вх}} = 3-15$  м/с, что соответствует  $Re = 7,03 \times 10^3 - 35,17 \times 10^3$  при атмосферном давлении. Температура окружающей среды и внутренней поверхности трубы составили 25 и 76 °С соответственно. Все исследуемые трубы моделировались с одинаковыми граничными условиями (рис. 4). Теплофизические свойства воздуха определялись на основе его средней температуры по таблицам [22].

#### Расчетная сетка

Генерация расчетной сетки осуществлялась с применением модуля *Mesh*. Для обеспечения максимальной точности в симуляции сетка создается с использованием комбинации гексаэдрических и тетраэдрических ячеек. Для достижения более точных результатов сетка, включающая гексаэдрические и тетраэдрические ячейки, строится с учетом увеличения плотности вокруг поверхностей трубы и ребер (рис. 5) с учетом требований указанной модели турбулентности,

основанных на значении  $0 < y^+ < 1$ . В данном исследовании минимальное качество сетки составляло 0,96.

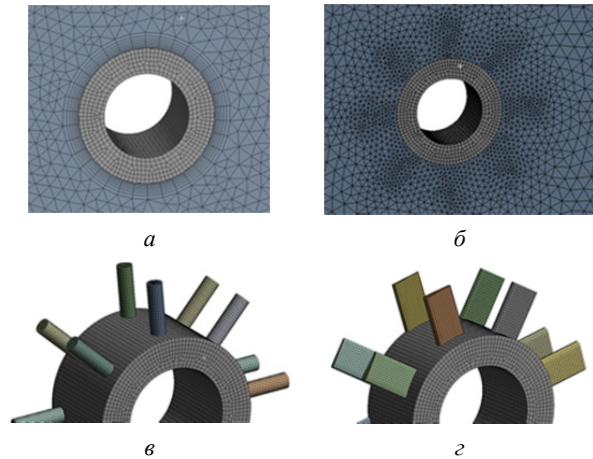


Рис. 5. Расчетная сетка: а – гладкая труба; б – оребренная труба; в – детали сетки вокруг трубы с круглым шипованным оребрением; з – детали сетки вокруг трубы с каплевидным шипованным оребрением

Важно выбрать подходящий размер сетки, поскольку от этого зависит точность решения и на время вычислений. Каждый случай требует тщательного рассмотрения для минимизации вычислительных усилий. Количество ячеек сетки изменялось в диапазоне от 121 428 до 1 071 429 для гладкой трубы и от 200 000 до 3 200 000 для труб с шипами.

На рис. 6 представлено влияние размера сетки на вычислительный  $Nu_{\text{ср}}$  для всех исследованных случаев при  $Re = 35,17 \times 10^3$ . Достижение решения, не зависящего от сетки, происходит при 971 429 ячейках для гладкой трубы и при 2 961 024 ячейках для шипованных ребрами. Следовательно, сетки с данными параметрами выбраны для дальнейшего анализа.

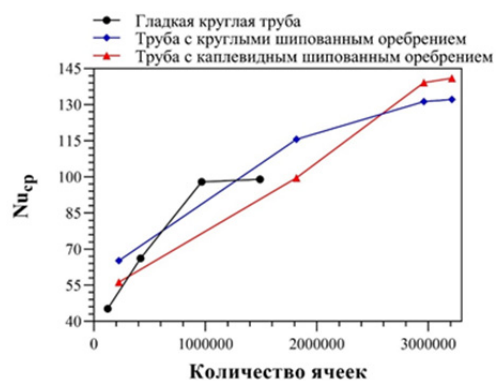
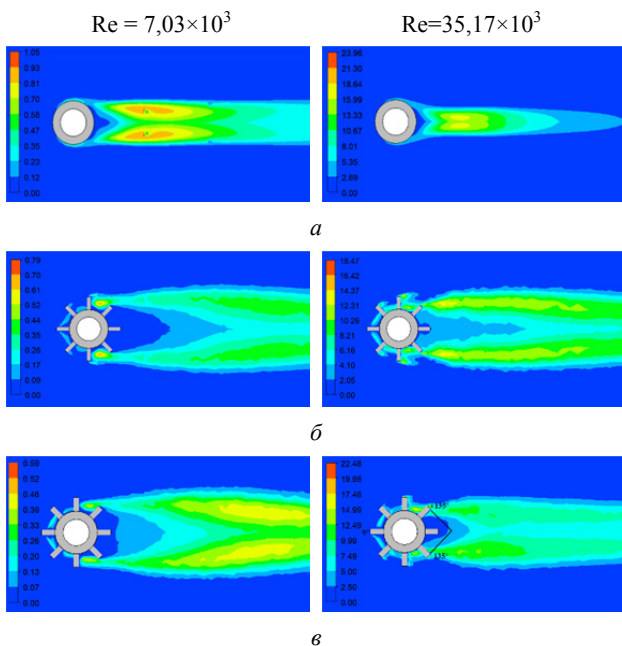


Рис. 6. Анализ чувствительности сетки



**Результаты исследований и их обсуждение**

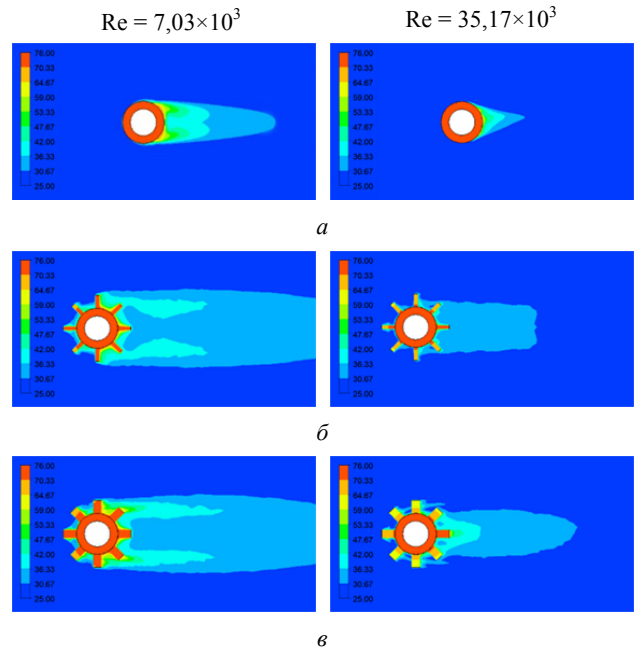
На рис. 7 представлены контуры турбулентной кинетической энергии (ТКЭ), характеризующие вихри в турбулентном потоке. Большие завихрения разлагаются на более мелкие, и энергия передается от крупных завихрений к более мелким и т. д. (каскадный механизм). Этот процесс завершается диссипацией ТКЭ в теплоту. В отличие от гладкой трубы у оребренных труб присутствует область завихрений между ребрами. Это может быть связано с рециркуляцией воздуха в этой зоне, что приводит к усилению взаимодействия энергии. При  $Re = 7,03 \times 10^3$  значения ТКЭ меньше для трубы с каплевидным шипованным оребрением по сравнению с круглым, что связано с удобообтекаемой формой каплевидных ребер. При увеличении  $Re$  поток становится более интенсивным и ТКЭ увеличивается. Было найдено, что при  $Re = 35,17 \times 10^3$  поток между каплевидными ребрами, расположенными под углом  $\pm 135^\circ$ , имеет относительно больший импульс за трубой по сравнению с круглыми ребрами.



**Рис. 7.** Контурные турбулентной кинетической энергии (ТКЭ): *а* – гладкая труба; *б* – труба с круглым шипованным оребрением, *в* – трубы с каплевидным шипованным оребрением

На рис. 8 изображены контуры температур для всех исследованных случаев при  $Re = 7,03 \times 10^3$  и  $Re = 35,17 \times 10^3$ . На передней поверхности гладкой трубы образуется тонкий

тепловой пограничный слой, который постепенно увеличивается вниз по потоку вдоль поверхности трубы. Для оребренных труб тепловой пограничный слой увеличивается на поверхности ребер по мере приближения к поверхности трубы.



**Рис. 8.** Контурные температуры  $T$ : *а* – гладкая труба, *б* – труба с круглым шипованным оребрением, *в* – трубы с каплевидным шипованным оребрением

Термическое сопротивление увеличивается с ростом теплового пограничного слоя и уменьшением  $Re$ . Теплообмен между ребрами, расположенными в задней части трубы, увеличивается по сравнению с ребрами в передней части (рис. 8). Это связано с повышенным перемешиванием воздуха благодаря вихрям, образующимся за ребрами вниз по течению.

На рис. 9 изображена связь между средним числом Нуссельта и числом Рейнольдса. Для всех рассмотренных случаев характерно, что при росте  $Re$  увеличивается значение  $Nu_{ср}$ . Данный факт можно связать с увеличением турбулизации потока за трубами и ребрами, что приводит к уменьшению толщины пограничного слоя.

На рис. 9 видно, что графики для каплевидного и круглого шипованного оребрения имеют точку пересечения, где  $Re_{D, \max} \approx 10\,980$ , после которой среднее число Нуссельта для каплевидного оребрения становится больше (примерно на 1,24–11,35 %). Минимальные значения  $Nu_{ср}$

в случае каплевидного оребрения обусловлены низким уровнем интенсивности турбулентности при малых числах  $Re$  (рис. 7, в). Для гладкой трубы меньшие значения числа Нуссельта объясняются меньшей поверхностью теплообмена. Значения  $Nu_{cp}$  труб с каплевидным и круглым шипованным оребрением выше примерно на 50,03–93,1 % и 59,59–77,08 % соответственно по сравнению с гладкой трубой. Значения, представленные на рис. 9, показывают, что численные результаты близко совпадают с экспериментальными данными, с максимальным отклонением 4,78 %.

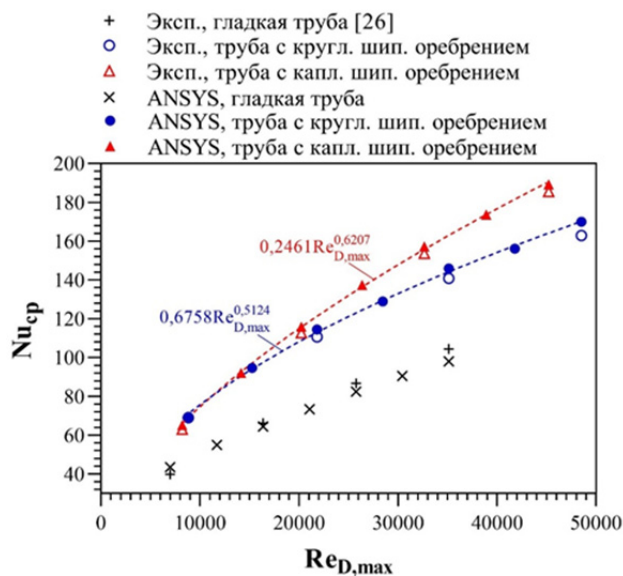


Рис. 9. Зависимость  $Nu_{cp} = f(Re_{D,max})$

Необходимо стремиться к выбору оптимальной геометрии ребер, которая бы максимизировала  $Nu_{cp}$  при одновременном снижении  $\Delta P$ . Существует компромисс между указанными двумя целями, и важно достичь оптимальной формы ребер. На рис. 10 показано, как число Рейнольдса влияет на общую эффективность исследуемых труб.

Эффективность увеличивается с увеличением  $Re$  (рис. 10). Это обусловлено повышением числа Нуссельта и снижением аэродинамического сопротивления при увеличении  $Re$ . При малых значениях числа Рейнольдса ( $Re_{D,max} < 10\,980$ ) различие в значениях эффективности между всеми исследуемыми трубами было минимальным. Было найдено, что эффективность труб с каплевидным и круглым шипованным оребрением на 2,93–54,89 % и 7,33–37,1 % со-

ответственно выше, чем у гладкой трубы. Для  $Re_{D,max} > 10\,980$  значения эффективности труб с каплевидным шипованным оребрением были на 4,88–19,63 % выше, чем у трубы с круглым шипованным оребрением.

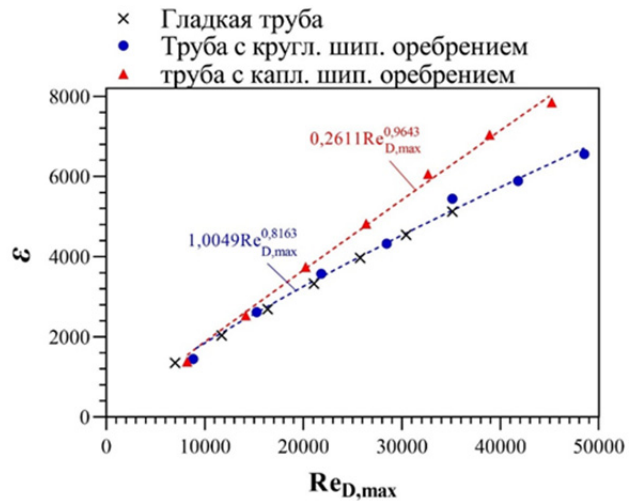


Рис. 10. Зависимость  $\epsilon = f(Re_{D,max})$

Зависимости  $Nu_{cp}$  и  $\epsilon$  для оребренных труб, состоящих из круглых и каплевидных ребер, были выведены путем моделирования.

Для трубы с каплевидным шипованным оребрением:

$$Nu_{cp} = 0,2461 Re_{D,max}^{0,6207}, \quad (11)$$

$$\epsilon = 0,2611 Re_{D,max}^{0,9643}. \quad (12)$$

Для трубы с круглым шипованным оребрением:

$$Nu_{cp} = 0,6758 Re_{D,max}^{0,5124}, \quad (13)$$

$$\epsilon = 1,0049 Re_{D,max}^{0,8163}. \quad (14)$$

Диапазон применимости соотношений (11–14) охватывает значения  $Re_{D,max}$  от  $8,2 \times 10^3$  до  $48,52 \times 10^3$  и при числе Прандтля воздуха около 0,7. Максимальная погрешность предложенных корреляций  $Nu_{cp}$  и  $\epsilon$  составляет 2,45 и 9,48 % соответственно.

### Заключение

Исследованы характеристики теплообмена труб с различными типами шипованного оребрения как экспериментально, так и численно. Диапазон чисел Рейнольдса составил  $Re$  от  $7,03 \times 10^3$  до  $35,17 \times 10^3$ . Результаты анализа сопо-



ставлены с данными для гладкой трубы, что позволило сделать следующие выводы.

1. Среднее число Нуссельта зависит от вихрей, образующихся в кормовой части трубы, а также в межреберном пространстве.

2. Среднее число Нуссельта для трубы с каплевидным шипованным оребрением превышало аналогичный показатель для трубы с круглым оребрением примерно на 1,24–11,35 % при  $Re_{D,max}$  более 10 980.

3. Эффективность труб с каплевидным и круглым шипованным оребрением на 2,93–54,89 и 7,33–37,1 % соответственно выше, чем у трубы без реберной структуры.

4. При значениях  $Re_{D,max} > 10 980$  эффективность труб с каплевидным шипованным оребрением была выше на 4,88–19,63 % по сравнению с трубой с круглым шипованным оребрением.

5. Приведены уравнения для расчета среднего числа Нуссельта и теплогидродинамической эффективности для оребренных труб.

#### Список источников

1. **Polat M.E., Cadirci S.** Artificial neural network model and multi-objective optimization of microchannel heat sinks with diamond-shaped pin fins // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022. Vol. 194. 123015. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123015>
2. **Ravanji A., Zargarabadi M.R.** Effects of elliptical pin-fins on heat transfer characteristics of a single impinging jet on a concave surface // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020. Vol. 152. 119532. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119532>
3. **Abdolvahab R., Ann L., Javad M., Shaokoon C.** Critical review on thermohydraulic performance enhancement in channel flows: A comparative study of pin fins // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2023. Vol. 188. 113793. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113793>
4. **Ndao S., Peles Y., Jensen M.K.** Effects of pin-fin shape and configuration on the single-phase heat transfer characteristics of jet impingement on micro pin-fins // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2014. Vol. 70. P. 856–863. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.11.062>
5. **Mohamed D., Bobby M., Fadi A.** Experimental investigation of pressure drop and heat transfer in minichannel with smooth and pin fin surfaces // *International Journal of Thermofluids*. 2024. Vol. 21. 100542. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100542>
6. **Li Q., Chen Z., Flechtner U., Warnecke H.J.** Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 1998. Vol. 19. No. 3. P. 245–250. URL: [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(98\)00003-4](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(98)00003-4)
7. **Uzol Q., Camci C.** Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling applications, part 1: endwall heat transfer and total pressure loss characteristics // *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air*, 2001, 2001-GT-0180, V003T01A056. URL: <https://doi.org/10.1115/2001-GT-0180>
8. **Uzol Q., Camci C.** Heat transfer, pressure loss and flow field measurements downstream of staggered two-row circular and elliptical pin fin arrays // *ASME Journal of Heat Transfer*. 2005. Vol. 127. No. 5. P. 458–471. URL: <https://doi.org/10.1115/1.1860563>
9. **Kosar A., Peles Y.** Micro scale pin fin heat sinks-parametric performance evaluation study // *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*. 2007. Vol. 30. No. 4. P. 855–865. URL: <https://doi.org/10.1109/TCAPT.2007.906334>
10. **Behnia M., Copeland D., Soodphakdee D.** A comparison of heat sink geometries for laminar forced convection: Numerical simulation of periodically developed flow // *Sixth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, Seattle, WA, USA, 1998. P. 310–315. URL: <https://doi.org/10.1109/ITHERM.1998.689579>
11. **Abdoli A., Jimenez G., Dulikravich G.S.** Thermo-fluid analysis of micro pin-fin array cooling configurations for high heat fluxes with a hot spot // *International Journal of Thermal Sciences*. 2015. Vol. 90. P. 290–297. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.12.021>
12. **Khoshvaght A.M., Deldar S., Hassani S.M.** Effects of pin-fins geometry and nanofluid on the performance of a pin-fin miniature heat sink (PFMHS) // *International Journal of Mechanical Sciences*. 2018. Vol. 148. P. 442–458. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.09.019>
13. **Zhukova Y.V., Terekh A.M., Rudenko A.I.** Convective heat transfer and drag of two side-by-side tubes in the narrow channel at different Reynolds number // *Doklady of the National Academy of Sciences of Belarus*. 2018. Vol. 62. No. 6. P. 756–762.
14. **Bayata H., Lavasani A.M., Maarefdoosta T.** Experimental study of thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement // *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 85. P. 470–476.
15. **Деев Р.** Численное исследование характеристик теплообмена и гидравлического сопротивления шахматных пучков сдвоенных труб круглой и каплевидной формы // *Тепловые процессы в технике*. 2020. Т. 12. № 10. С. 434–444.
16. **Деев Р., Колотвин А.В.** Численное исследование и сравнение теплообмена и гидродинамики коридорного пучка труб круглой и каплевидной формы // *Труды Академэнерго*. 2020. Т. 60. № 3. С. 42–59.
17. **Деев Р.** Экспериментальное и численное исследование влияния угла атаки на характеристики воздуш-

- ного потока при обтекании одиночной каплевидной трубы // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2021. Т. 22. № 2. С. 53–67.
18. **Деб Р.** Влияние угла атаки на характеристики теплообмена при обтекании одиночной каплевидной трубы // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2021. Т. 22. № 5. С. 43–63.
  19. **Деб Р.** Влияние относительного продольного и поперечного шага на характеристики теплообмена шахматного пучка труб каплевидной формы // Тепловые процессы в технике. 2022. Т. 14. № 2. С. 74–84.
  20. **Деб Р., Сиденков Д.В.** Повышение эффективности пучков каплевидных труб за счет управления углом атаки // Физико-химическая кинетика в газовой динамике. 2023. Т. 24. № 3. С. 1–16.
  21. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
  22. **Cengel Y.A.** Heat Transfer: A Practical Approach. McGraw-Hill, New Jersey, 2002. Vol. 2. P. 932.
  23. **Zhukauskas A.** Heat transfer from tubes in cross-flow // Advanced Heat Transfer. 1972. Vol. 8. P. 93–160. URL: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70038-8](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70038-8)
- References**
1. **Polat M.E., Cadirci S.** Artificial neural network model and multi-objective optimization of microchannel heat sinks with diamond-shaped pin fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, vol. 194, 123015. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123015>
  2. **Ravanji A., Zargarabadi M.R.** Effects of elliptical pin-fins on heat transfer characteristics of a single impinging jet on a concave surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, vol. 152, 119532. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119532>
  3. **Abdolvahab R., Ann L., Javad M., Shaikoon C.** Critical review on thermohydraulic performance enhancement in channel flows: A comparative study of pin fins. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2023, vol. 188, 113793. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113793>
  4. **Ndao S., Peles Y., Jensen M.K.** Effects of pin-fin shape and configuration on the single-phase heat transfer characteristics of jet impingement on micro pin-fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, vol. 70, pp. 856–863. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.11.062>
  5. **Mohamed D., Bobby M., Fadi A.** Experimental investigation of pressure drop and heat transfer in minichannel with smooth and pin fin surfaces. *International Journal of Thermofluids*, 2024, vol. 21, 100542. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100542>
  6. **Li Q., Chen Z., Flechtner U., Warnecke H.J.** Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1998, vol. 19, no. 3, pp. 245–250. URL: [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(98\)00003-4](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(98)00003-4)
  7. **Uzol Q., Camci C.** Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling applications, part 1: endwall heat transfer and total pressure loss characteristics. *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air*, 2001, 2001-GT-0180, V003T01A056. URL: <https://doi.org/10.1115/2001-GT-0180>
  8. **Uzol Q., Camci C.** Heat transfer, pressure loss and flow field measurements downstream of staggered two-row circular and elliptical pin fin arrays. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2005, vol. 127, no. 5, pp. 458–471. URL: <https://doi.org/10.1115/1.1860563>
  9. **Kosar A., Peles Y.** Micro scale pin fin heat sinks-parametric performance evaluation study. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2007, vol. 30, no. 4, pp. 855–865. URL: <https://doi.org/10.1109/TCAPT.2007.906334>
  10. **Behnia M., Copeland D., Soodphakdee D.** A comparison of heat sink geometries for laminar forced convection: Numerical simulation of periodically developed flow. *Sixth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*. Seattle, WA, USA, 1998, pp. 310–315. URL: <https://doi.org/10.1109/ITHERM.1998.689579>
  11. **Abdoli A., Jimenez G., Dulikravich G.S.** Thermo-fluid analysis of micro pin-fin array cooling configurations for high heat fluxes with a hot spot. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, vol. 90, pp. 290–297. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.12.021>
  12. **Khoshvagh A.M., Deldar S., Hassani S.M.** Effects of pin-fins geometry and nanofluid on the performance of a pin-fin miniature heat sink (PFMHS). *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, vol. 148, pp. 442–458. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijmeccsci.2018.09.019>
  13. **Zhukova Y.V., Terekh A.M., Rudenko A.I.** Convective heat transfer and drag of two side-by-side tubes in the narrow channel at different Reynolds number. *Doklady of the National Academy of Sciences of Belarus*, 2018, vol. 62, no. 6, pp. 756–762.
  14. **Bayata H., Lavasani A.M., Maarefdoosta T.** Experimental study of thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement. *Energy Conversion and Management*, 2014, vol. 85, pp. 470–476.
  15. **Deeb R.** Numerical study of heat transfer characteristics and friction factor for staggered circular and drop-shaped double tubes bundles. *Thermal processes in engineering*, 2020, vol. 12, no. 10, pp. 434–444. (In Russ.).
  16. **Deeb R., Kolotvin A.V.** Numerical investigation of heat transfer and hydrodynamics for in-line drop-shaped tubes bundle. *Vestnik Trudy Akademenergo*, 2020, vol. 60, no. 3, pp. 42–59. (In Russ.).
  17. **Deeb R.** Experimental and Numerical Investigation of The Effects of Angle-of-Attack on Air Flow Character-

- ristics for Single Drop-Shaped Tube. *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2021, vol. 22, no. 2, pp. 53–67. (In Russ.).
18. **Deeb R.** The Effect of Angle-of-Attack on Heat Transfer Characteristics of a Single Drop-Shaped Tube. *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2021, vol. 22, no. 5, pp. 43–63. (In Russ.).
  19. **Deeb R.** The effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the heat transfer characteristics of staggered drop-shaped tubes bundle. *Thermal Processes in Engineering*, 2022, vol. 14, no. 2, pp. 74–84. (In Russ.).
  20. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Improving the efficiency of drop-shaped tube bundles by controlling the angle of attack. *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2023, vol. 24, no. 3, pp. 1–16. (In Russ.).
  21. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
  22. **Cengel Y.A.** Heat Transfer: A Practical Approach. McGraw-Hill, New Jersey, 2002, vol. 2, p. 932.
  23. **Zhukauskas A.** Heat transfer from tubes in cross-flow. *Advanced Heat Transfer*, 1972, vol. 8, pp. 93–160. URL: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70038-8](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70038-8)

Статья поступила в редакцию 03.04.2024; одобрена после рецензирования 16.04.2024; принята к публикации 25.04.2024.

The article was submitted on 03.04.2024; approved after reviewing on 16.04.2024; accepted for publication on 25.04.2024.