

Математическое моделирование
Mathematical modeling

УДК 536.2

<https://doi.org/10.32362/2500-316X-2025-13-1-136-143>

EDN XIFHYB



НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

Моделирование работы трубчатых теплообменников методом сглаженных частиц

А.Е. Коренченко[@], А.В. Сухов

МИРЭА – Российский технологический университет, Москва, 119454 Россия

[@] Автор для переписки, e-mail: korenchenko@mirea.ru

Резюме

Цели. В работе теплообменных аппаратов ключевую роль играет скорость теплопередачи в условиях ограниченного пространства. Форма сечения труб может повлиять на характеристики теплообмена. Хотя производство труб кругового сечения проще и обходится дешевле, теплообмен в аппаратах с трубами других поперечных сечений может происходить с большей скоростью, так, чтобы это давало экономические преимущества. Поэтому проведение математического моделирования гидродинамики и теплообмена в трубчатом теплообменном аппарате актуально и интересно как теоретически, так и с прикладной точки зрения. Цель исследования – определение влияния формы сечения труб на интенсивность теплопередачи.

Методы. Численные исследования выполнены методом гидродинамики сглаженных частиц. Продемонстрированы возможности метода сглаженных частиц для решения задач промышленного теплообмена.

Результаты. Анализ интенсивности теплопередачи проведен для труб круглых и прямоугольных сечений. В случаях, когда поперечные сечения труб в теплообменнике являются вытянутыми вдоль некоторого направления, исследовано влияние расположения труб по отношению к набегающему потоку: длинной стороной вдоль потока или поперек его. Исследовано влияние на теплообмен выступов на поверхности труб. Проведен анализ обтекания труб с различными формами поперечных сечений. Выявлены особенности обтекания, найдены поля скоростей и температуры в объеме теплообменника. Найдены значения безразмерного теплового потока (числа Нуссельта) для каждого случая.

Выводы. Сделан вывод о малом влиянии оребрения труб при ламинарном режиме протекания нагреваемой жидкости через пучок труб-теплоносителей. Наибольшее значение теплового потока наблюдалось для труб прямоугольного сечения, расположенных длинной стороной поперек потока, причем различие с данными, полученными для стандартных круглых труб, составило более 15%.

Ключевые слова: теплопередача, теплообменные аппараты, численное моделирование, гидродинамика сглаженных частиц, несжимаемая жидкость, периодические граничные условия

• Поступила: 06.03.2024 • Доработана: 02.09.2024 • Принята к опубликованию: 19.11.2024

Для цитирования: Коренченко А.Е., Сухов А.В. Моделирование работы трубчатых теплообменников методом сглаженных частиц. *Russian Technological Journal*. 2025;13(1):136–143. <https://doi.org/10.32362/2500-316X-2025-13-1-136-143>, <https://elibrary.ru/XIFHYB>

Прозрачность финансовой деятельности: Авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах или методах.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

RESEARCH ARTICLE

A smoothed particle hydrodynamics approach for numerical simulation of tube heat exchangers

Anna E. Korenchenko[@], Anton V. Sukhov

MIREA – Russian Technological University, Moscow, 119454 Russia

[@] Corresponding author, e-mail: korenchenko@mirea.ru

Abstract

Objectives. In the confined space of heat exchangers, heat transfer rate plays a key role. The cross-sectional shape of the tubes can affect the heat transfer characteristics. Although circular tubes are easier and less expensive to manufacture, heat transfer in heat exchangers with tubes of other cross-sections can take place at higher rates, thus providing economic advantages. This makes the mathematical modeling of hydrodynamics and heat exchange in a tube apparatus relevant and interesting both from the theoretical and applied point of view. The aim of this study is to determine the influence of the shape of the tube cross-section on the heat transfer intensity.

Methods. Numerical investigations were carried out using smoothed particle hydrodynamics. The possibilities of the smoothed particle method for resolving industrial heat transfer problems were demonstrated.

Results. Heat transfer intensity was analyzed for tubes of circular and rectangular cross-sections. In cases where the cross sections of tubes in the heat exchanger are elongated in a given direction, the influence of the tube position in relation to the oncoming flow was studied. This was performed either with the long side along the flow or across it. The influence of tube surface protrusions on heat exchange was investigated. The flow around tubes with different cross-sectional shapes was also analyzed. The features of the flow around the tubes were established, and the velocity and temperature fields in the heat exchanger volume were defined. The values of the dimensionless heat flux (Nusselt number) for each case were also found.

Conclusions. The influence of finned tubes in the laminar flow regime of heated fluid through the bundle of heat transfer tubes is insignificant. The highest value of the heat flux was observed for tubes of rectangular cross section with the long side transverse to the flow, and the difference with the data obtained for standard round tubes was found to be more than 15%.

Keywords: heat transfer, heat exchanger, numerical modeling, smoothed particle hydrodynamics, incompressible fluid, periodic boundary conditions

• Submitted: 06.03.2024 • Revised: 02.09.2024 • Accepted: 19.11.2024

For citation: Korenchenko A.E., Sukhov A.V. A smoothed particle hydrodynamics approach for numerical simulation of tube heat exchangers. *Russian Technological Journal*. 2025;13(1):136–143. <https://doi.org/10.32362/2500-316X-2025-13-1-136-143>, <https://elibrary.ru/XIFHYB>

Financial disclosure: The authors have no financial or proprietary interest in any material or method mentioned.

The authors declare no conflicts of interest.

ВВЕДЕНИЕ

В современном техническом обществе потребность в теплообменных аппаратах крайне велика. Теплообменники используются на предприятиях нефтехимической, металлургической и пищевой промышленности, в судостроении, в жилищно-коммунальном хозяйстве (ЖКХ). В частности, в ЖКХ на основе теплообменников построены системы отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования. Основную массу теплообменного

оборудования в ЖКХ составляют водоводяные и пароводяные трубчатые теплообменники. Такой теплообменник состоит из блока трубок, погруженных в поток жидкости. По трубкам пропускают жидкость или газ, причем текучие среды, находящиеся в трубках и в потоке, имеют различные начальные температуры. Характеристики теплообменных аппаратов представляют важный практический интерес, поэтому являются предметом многочисленных экспериментальных и теоретических исследований [1–5]. Разработаны способы интенсификации

теплоотдачи: за счет усложнения формы труб теплообменников оребрением поверхности [6, 7], путем установки турбулизаторов [8], за счет вращения теплообменных труб [8]. В [9] численно рассмотрены характеристики плавления галлия в теплообменнике кожухотрубного типа, имеющего трубы круглого, прямоугольного или эллиптического сечения. Здесь скорость перехода галлия в жидкое состояние зависела от интенсивности передачи тепла от труб. Результаты этого исследования показывают, что наименьшее время плавления достигается при использовании теплообменника с трубами прямоугольного сечения, а использование труб кругового сечения дает самую низкую интенсивность теплопередачи. В [10] показана энергетическая целесообразность применения труб эллиптического сечения в системах аккумулирования тепловой энергии.

Однако из анализа литературы можно заключить, что возможность увеличения теплоотдачи за счет изменения формы поперечного сечения труб с теплоносителем рассмотрена недостаточно и должна быть исследована дополнительно.

Метод сглаженных частиц (smoothed particles hydrodynamics) является бессеточным лагранжевым методом решения задач гидро- и аэродинамики. Суть метода состоит в аппроксимации полей физических величин дискретной системой частиц [11–13]. Метод корректно описывает процессы теплообмена в жидких и газовых средах, показал хорошую производительность и может применяться для решения задач теплопередачи в промышленном производстве.

Целью настоящего исследования является моделирование теплопередачи в трубчатом теплообменнике и анализ интенсивности теплообмена в зависимости от формы поперечного сечения труб с теплоносителем.

1. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

В настоящей работе моделируется схема (рис. 1), когда поток холодной воды ($T_0 = 283$ К), ограниченный сверху и снизу плоскими поверхностями, набегает

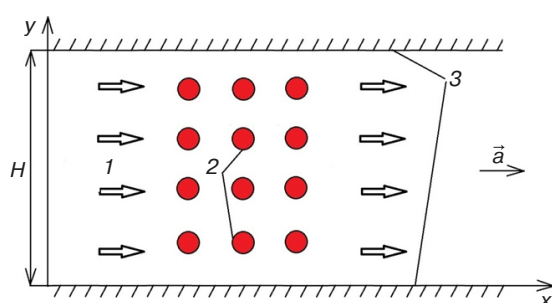


Рис. 1. Схема эксперимента. H – величина зазора теплообменника; 1 – поток жидкости; 2 – трубы; 3 – ограничивающие плоскости

на блок нагретых параллельных трубок, температура которых поддерживается равной ($T_H = 363$ К). Направление скорости в потоке перпендикулярно трубкам. Жидкость в потоке предполагается несжимаемой и ньютоновской. Влиянием силы тяжести пренебрегаем. Задача рассмотрена в двумерной постановке, допустимой при условии, что длина труб намного превышает расстояние между ограничивающими плоскостями.

Уравнения сохранения для жидкости в потоке записываются следующим образом:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \nabla) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{a}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (T \vec{V}) = \frac{\kappa}{\rho c} \nabla^2 T. \quad (3)$$

Здесь (1) представляет собой закон сохранения количества движения, (2) – уравнение непрерывности и (3) – уравнение теплового баланса в пренебрежении вязкой диссипацией и обозначено: P – давление в жидкости, $\vec{V} = \{V_x, V_y\}$ и T – скорость и температура, \vec{a} – ускорение, связанное с внешней силой. Теплофизические характеристики жидкости (вода) обозначены: ρ – плотность, ν – коэффициент кинематической вязкости, κ – коэффициент теплопроводности, c – удельная теплоемкость, их значения приведены в табл. 1. Граничные условия выбраны следующим образом: плоские поверхности и трубы являются изотермическими, на твердых стенках выполнены условия непротекания и непроницаемости для частиц потока.

Таблица 1. Физико-химические свойства воды

ρ	1000 кг/м ³
κ	0.55 Вт/(м · К)
ν	10 ⁻⁶ м ² /с
c	4200 Дж/(кг · К)

2. МЕТОД СГЛАЖЕННЫХ ЧАСТИЦ

Для расчета системы (1–3) использован метод гидродинамики сглаженных частиц [11–13]. В этом методе производится замена значения физической величины $f(r)$ в точке пространства на сумму взвешенных значений этой переменной для частиц,

расположенных вблизи. Вес определяется функцией-ядром

$$f(\vec{r}) \approx \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} f_j W(\vec{r} - \vec{r}_j, h). \quad (4)$$

Здесь m_j , ρ_j – масса и плотность j -й частицы, $W(\vec{r} - \vec{r}_j, h)$ – функция-ядро, h – радиус сглаживания. Суммирование проводится по частицам, попавшим внутрь сферы, радиуса h . Аппроксимации для градиента, дивергенции и оператора Лапласа определяются как [11, 12]:

$$\begin{aligned} \vec{\nabla} f(\vec{r}) &\approx \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} f_j \vec{\nabla} W(\vec{r} - \vec{r}_j, h), \\ \vec{\nabla} \vec{F}(\vec{r}) &\approx \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} \vec{F}_j \vec{\nabla} W(\vec{r} - \vec{r}_j, h), \\ \Delta f(\vec{r}) &\approx \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} f_j \Delta W(\vec{r} - \vec{r}_j, h). \end{aligned} \quad (5)$$

Уравнения (1)–(3), записанные для i -й лагранжевой частицы, имеют вид

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d \vec{V}_i}{dt} &= - \frac{1}{\rho_i} \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} P_j \vec{\nabla} W(\vec{r} - \vec{r}_j, h) \Big|_{\vec{r}=\vec{r}_i} + \\ &+ \nu \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} \vec{V}_j \Delta W(\vec{r} - \vec{r}_j, h) \Big|_{\vec{r}=\vec{r}_i} + \vec{a}, \\ \frac{d \rho_i}{dt} &= - \sum_{j=1}^N m_j \vec{V}_j \vec{\nabla} W(\vec{r} - \vec{r}_j, h) \Big|_{\vec{r}=\vec{r}_i}, \\ \frac{d T_i}{dt} &= \frac{\kappa}{\rho_i c} \sum_{j=1}^N \frac{m_j}{\rho_j} T_j \Delta W(\vec{r} - \vec{r}_j, h) \Big|_{\vec{r}=\vec{r}_i}. \end{aligned} \right. \quad (6)$$

Функция-ядро $W(\vec{r} - \vec{r}_j, h)$ была выбрана в виде [14]:

$$\begin{aligned} W(\vec{r} - \vec{r}_j, h) &= \frac{7}{4\pi h^2} \left(1 - \frac{q}{2}\right)^4 (2q + 1), \\ q &= |\vec{r} - \vec{r}_j|, \quad 0 \leq q \leq 2. \end{aligned}$$

Система (6) дополняется уравнением состояния воды [11]:

$$P = \frac{\rho_0 c_{3B}^2}{7} \left(\left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^7 - 1 \right), \quad (7)$$

где $c_{3B} = 1500$ м/с – скорость распространения звука в жидкости, ρ_0 – плотность невозмущенной среды.

В [11] утверждается, что уравнение (7) обеспечивает значение сжимаемости, не превышающее реальную сжимаемость воды, составляющую около 0.1%.

Для обеспечения условий проскальзывания и непроницаемости на твердых границах использовался метод зеркальных частиц, предложенный в [13]. Решение системы обыкновенных дифференциальных уравнений (6) проводилось методом Рунге – Кутты 3-го порядка точности.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

3.1. Течение Пуазейля между двумя параллельными плоскостями

Для проверки точности расчетов была решена тестовая задача о протекании вязкой жидкости через зазор между двумя твердыми плоскими поверхностями. Схема эксперимента с поправкой на отсутствие труб в вычислительной области показана на рис. 1.

В начальный момент времени жидкость находится в покое, заполняя зазор, и в момент $t = 0$ на нее начинает действовать силовое поле с напряженностью \vec{a} . Жидкость и ограничивающие плоскости имеют одинаковую температуру и полагаются изотермическими. Для моделирования течения следует решить систему уравнений (6), исключив уравнение теплового баланса. В направлении потока заданы периодические граничные условия [14, 15]. В двумерной постановке и в отсутствии силы тяжести задача имеет аналитическое решение, согласно которому зависимость составляющих скорости жидкости от расстояния y от нижней плоскости выражается формулой:

$$V_x(y) = \frac{a}{2\nu} (Hy - y^2), \quad V_y = 0. \quad (8)$$

Таким образом, скорость движения в потоке параллельна ограничивающим плоскостям и описывается параболической зависимостью от поперечной координаты y , причем наибольшее значение достигается при $y = H/2$ и выражается формулой

$$V_{x \max} = aH^2/(8\nu). \quad (9)$$

Решение проводилось для $a = 0.1$ м/с², $H = 2.5$ мм. Число Рейнольдса $Re = V_{x \max} H/\nu$ в этом случае не превышает 1500, что соответствует ламинарному режиму протекания. Результаты расчета показаны на рис. 2 и 3. На рис. 2 изображены профили скорости в зазоре в различные моменты времени. В течение переходного интервала времени ~ 10 с в зазоре устанавливается распределение скорости,

которое отличается от аналитического решения (8) менее чем на 0.1%. На рис. 3 показана зависимость наибольшей скорости в потоке от ширины зазора. Как видно из рисунка, численные и аналитические результаты близки между собой, что демонстрирует возможности метода гладких частиц для решения задач гидродинамики.

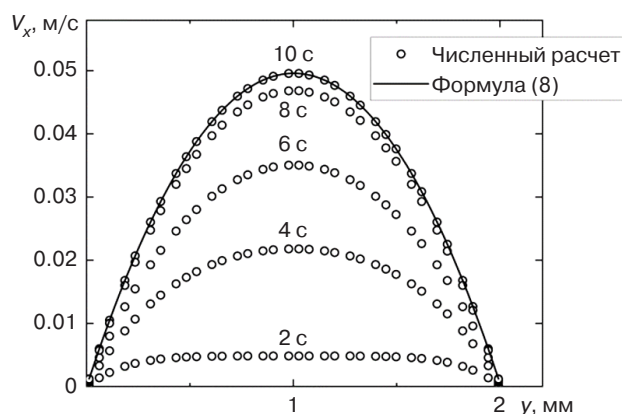


Рис. 2. Результаты расчета скорости в выходном сечении зазора в различные моменты времени и аналитический расчет установившегося профиля скорости: $H = 2$ мм, $a = 0.1$ м/с²

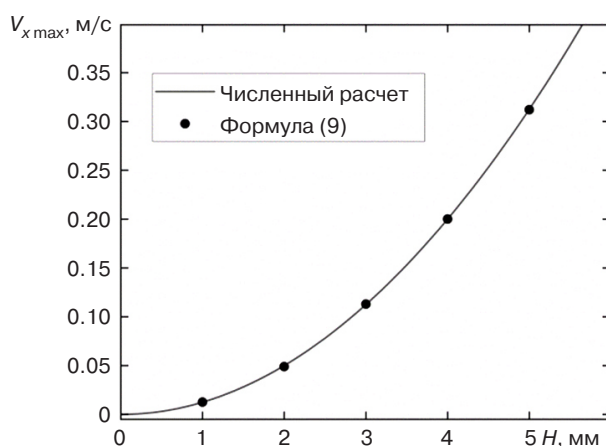


Рис. 3. Численная и аналитическая зависимости наибольшей скорости в зазоре от ширины зазора

3.2. Нагревание воды в трубчатом теплообменнике

Схематичное изображение теплообменника с поперечным потоком показано на рис. 1. Жидкость втекает в теплообменник слева направо под действием силового поля и встречает пучок труб, расположенных под прямым углом к потоку (на рисунке показаны поперечные сечения). Расстояние между центрами труб составляет 4 см как в вертикальных, так и в горизонтальных рядах. Численные расчеты проведены для $H = 0.2$ м, длина теплообменника составляет $L_H = 1$ м. Напряженность силового поля выбрана

равной $a = 10^{-3}$ м/с². Это дает значение максимальной скорости, оцененное «сверху» по формуле (9), $V_{x \max} \approx 2$ м/с, и позволяет утверждать, что протекание будет происходить в ламинарном режиме ($Re < 2000$). Рассмотрены трубы с различными поперечными сечениями (рис. 4): (а) круглые; (б) прямоугольные с вертикальным расположением длинной стороны (поперек потока); (в) прямоугольные с расположением длинной стороны вдоль потока; (г) модель оребренной поверхности, когда вдоль поверхности трубы расположены прямоугольные выступы, размеры выступов 1 мм \times 2 мм. На начало расчета жидкость заполняет теплообменник и находится в покое при температуре $T_0 = 283$ К, в момент $t = 0$ включается силовое поле напряженностью \vec{a} . Температура труб составляет $T_H = 363$ К и не изменяется в процессе теплообмена. Задача решена в двумерной постановке, смысл меры площади источника тепла S_H в этом случае несет периметр сечения трубы.

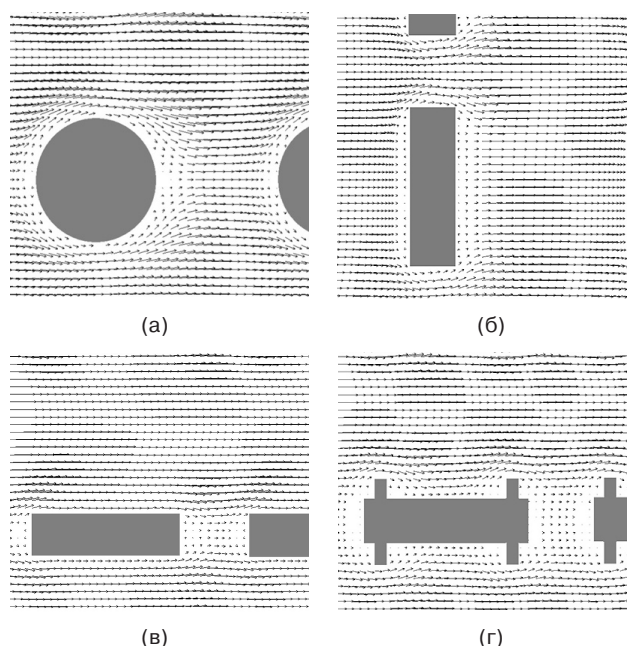


Рис. 4. Распределение скоростей в потоке при обтекании труб с различными поперечными сечениями

На рис. 4 показаны поля распределений скорости при обтекании труб. Длина вектора скорости пропорциональна ее величине, все рисунки сделаны в едином масштабе. Периметры сечения для труб на 4 (а)–(в) равны 6.28 см. Обтекание происходит в ламинарном режиме, вихри и отрывные течения не образуются, режим протекания, раз установившись, более не нарушается. Как видно из рисунка, в случаях (в) и (г) в промежутках между трубами движение жидкости практически отсутствует, и скорости в объеме строго горизонтальны,

т.е. конвективное распространение тепла в поперечном потоку направлении отсутствует.

На рис. 5 показаны зависимости безразмерного теплового потока – числа Нуссельта

$$Nu = \int_{S_H} \frac{\partial T}{\partial \vec{n}} d\sigma \cdot \frac{L_H}{S_H (T_1 - T_0)} - \text{от периметра сечения}$$

для труб различной формы (рис. 4). Изменение периметра труб кругового сечения происходило за счет изменения радиуса. Для труб прямоугольного сечения длина короткой стороны была фиксирована и составляла 0.5 см. Изменение периметра происходило за счет изменения длины другой стороны или за счет оребрения трубы.

Графики на рис. 5 позволяют выявить следующие закономерности.

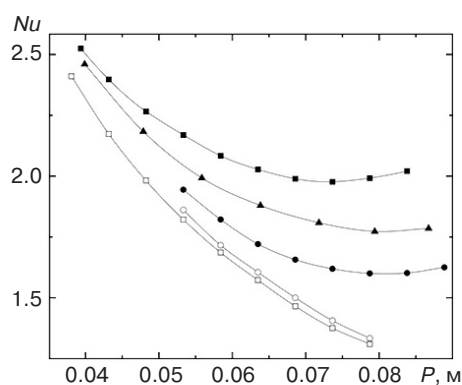


Рис. 5. Зависимость безразмерного теплового потока от периметра сечения для труб с различными формами поперечного сечения: ▲ – круговое сечение (а); ■ – вертикальный прямоугольник без выступов (б); ● – вертикальный прямоугольник с 4 выступами 1 мм × 2 мм; □ – горизонтальный прямоугольник без выступов (в); ○ – горизонтальный прямоугольник с 4 выступами 1 мм × 2 мм (г)

При увеличении площади поверхности труб число Нуссельта уменьшается. Исключение составляет поток, рассчитанный для круглых труб (а) и труб с сечением в виде вертикального прямоугольника (б). Как видно из рисунка, в этих случаях при некотором значении периметра поток начинает увеличиваться при увеличении периметра. Это связано, по-видимому, с тем, что увеличение размеров труб в перпендикулярном потоку направлении приводит к перекрытию зазоров между ними, и весь поток направляется вдоль стенок аппарата, что незначительно интенсифицирует теплоперенос.

Зависимости теплового потока от периметра труб сближаются при уменьшении периметра, это связано с тем, что при уменьшении размеров труб форма их сечения становится несущественным фактором.

Оребрение труб в рассмотренных условиях не приводит к интенсификации теплообмена.

Выступы на трубах горизонтально вытянутого прямоугольного сечения (г) вызывают несущественное увеличение теплового потока (~2%) в сравнении с трубами без выступов, однако в случае сечения (б) выступы приводят к заметному уменьшению потока тепла (~25%), видимо, из-за торможения и застоя жидкости. При турбулентном режиме течений выступы вызывают появление отрывных течений вихрей, что приводит к увеличению интенсивности теплопереноса [16]. Однако в ламинарном режиме, как показали расчеты, это может привести к уменьшению потока тепла от теплоносителя.

Как показывают графики зависимостей Nu от формы поперечного сечения и размеров теплоносителя, в случае (в) преобладает механизм молекулярной теплопроводности, и число Нуссельта имеет самое низкое значение. Наибольшее значение числа Нуссельта наблюдалось для труб с сечением в виде вертикального прямоугольника, причем различие теплового потока со значениями, полученными для труб кругового сечения, составило ~15%.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведено математическое моделирование теплообмена в трубчатом теплообменном аппарате при поперечном обтекании труб. Численные исследования проведены для ламинарного режима течений и для труб с различными формами и периметрами поперечных сечений и позволяют сделать следующие выводы.

1. Оребрение внешней поверхности труб не вызывает существенного увеличения теплового потока. При турбулентном режиме течений выступы порождают вихри и отрывные течения, что приводит к интенсификации теплопереноса. Однако в ламинарном режиме это может привести к уменьшению потока тепла от теплоносителя за счет торможения жидкости возле трубы при обтекании выступов.
2. При условии равенства периметров наибольшую интенсивность нагрева дают трубы вытянутого поперек потока сечения, причем увеличение теплового потока по сравнению с значениями, полученными для труб стандартного вида, составило ~15%.
3. Явления, приводящие к торможению или застою жидкости, вызывают уменьшение интенсивности теплообмена.

Вклад авторов

Все авторы в равной степени внесли свой вклад в научную работу.

Authors' contribution

All the authors have equally contributed to the scientific work.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Золотоносов Я.Д., БагOUTДИНОВА А.Г., Золотоносов А.Я. *Трубчатые теплообменники. Моделирование, расчет*. М.: Лань; 2021. 272 с. URL: <https://lanbook.com/catalog/energetika/trubchatye-teploobmenniki-modelirovanie-raschet/>
2. Головин В.А., Тюрина С.А., Щелков В.А. Современные подходы к снижению накипеобразования в теплообменном оборудовании. *Russian Technological Journal*. 2022;10(3):93–102. <https://doi.org/10.32362/2500-316X-2022-10-3-93-102>
3. Cui P., Yang W., Zhang W., Zhu K., Spitler J.D., Yu M. Advances in ground heat exchangers for space heating and cooling: Review and perspectives. *Energy and Built Environment*. 2024;5(2):255–269. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2022.10.002>
4. Luo J., Lu P., Chen K., Luo X., Chen J., Liang Y., Yang Z., Chen Y. Experimental and simulation investigation on the heat exchangers in an ORC under various heat source/sink conditions. *Energy*. 2023;264:126189. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126189>
5. Сафронова Е.В., Спиридонов А.В., Молоток Е.В., Трус В.А. Компьютерное моделирование и оптимизация процессов теплообмена в программе ANSYS на примере теплообменного аппарата установки «НАФТАН». *Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки*. 2024;49(1):95–100. <https://doi.org/10.52928/2070-1616-2024-49-1-95-100>
6. Артемьев Д.В., Зайцев А.В., Санавбаров Р.И. Моделирование процесса теплопередачи в кожухотрубном теплообменном аппарате. *Вестник Международной Академии Холода*. 2021;3:5–14. <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-3-5-14>
7. Романова Е.В., Колиух А.Н., Лебедев Е.А. Применение пакета ANSYS при исследовании гидравлического сопротивления оребренного рекуператора. *Вестник ТИТУ*. 2017;23(3):420–427. <https://doi.org/10.17277/vestnik.2017.03.pp.420-427>
8. Кустов Б.О., Бальчугов А.В., Бадеников А.В., Герасимчук М.В., Захаров К.Д. Экспериментальные исследования перспективных способов интенсификации теплопередачи в трубчатом теплообменнике. *Известия ТПУ. Инжиниринг георесурсов*. 2020;33(3):174–183. <https://doi.org/10.18799/24131830/2020/3/2560>
9. Rana S., Zunaid M., Kumar R. CFD analysis for heat transfer comparison in circular, rectangular and elliptical tube heat exchangers filled with PCM. *Mater. Today Proc.* 2022;56(2):637–644. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.12.412>
10. Khuda M.A., Sarunac N. A comparative study of latent heat thermal energy storage (LTES) system using cylindrical and elliptical tubes in a staggered tube arrangement. *J. Energy Storage*. 2024;87:111333. <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.111333>
11. Monaghan J.J. Smoothed Particle Hydrodynamics. *Reports on Progress in Physics*. 2005;68(8):1703. <https://doi.org/10.1088/0034-4885/68/8/R01>
12. Lucy L.B. A numerical approach to the testing of the fission hypothesis. *Astron. J.* 1977;82:1013–1024. <https://doi.org/10.1086/112164>
13. Morris J.P., Fox P.J., Zhu Y. Modeling Low Reynolds Number Incompressible Flows Using SPH. *J. Comput. Phys.* 1997;136(1):214–226. <https://doi.org/10.1006/jcph.1997.5776>
14. Hosain M.L., Dominguez J.M., Bel Fdhila R., Kyprianidis K. Smoothed particle hydrodynamics modeling of industrial processes involving heat transfer. *Appl. Energy*. 2019;252:113441. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113441>
15. Jonsson P., Andreasson P., Hellström J.G.I., Jonsén P., Lundström T.S. Smoothed Particle Hydrodynamic simulation of hydraulic jump using periodic open boundaries. *Appl. Math. Model.* 2016;40(19–20):8391–8405. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2016.04.028>
16. Афанасьев В.Н., Кон Дехай, Егоров К.С. Верификация моделей для турбулентных тепловых потоков при обтекании прямоугольного выступа на пластине. *Известия вузов. Машиностроение*. 2019;1(706):58–71. <http://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-1-58-71>

REFERENCES

1. Zolotonosov Ya.D., Bagoutdinova A.G., Zolotonosov A.Ya. *Trubchatye teploobmenniki. Modelirovanie, raschet (Tubular Heat Exchangers. Modeling, Calculation)*. Moscow: Lan; 2021. 272 p. (in Russ.). Available from URL: <https://lanbook.com/catalog/energetika/trubchatye-teploobmenniki-modelirovanie-raschet/>
2. Golovin V.A., Tyurina S.A., Shchelkov V.A. Contemporary approaches to reducing scale formation in heat-exchange equipment. *Russian Technological Journal*. 2022;10(3):93–102. <https://doi.org/10.32362/2500-316X-2022-10-3-93-102>
3. Cui P., Yang W., Zhang W., Zhu K., Spitler J.D., Yu M. Advances in ground heat exchangers for space heating and cooling: Review and perspectives. *Energy and Built Environment*. 2024;5(2):255–269. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2022.10.002>
4. Luo J., Lu P., Chen K., Luo X., Chen J., Liang Y., Yang Z., Chen Y. Experimental and simulation investigation on the heat exchangers in an ORC under various heat source/sink conditions. *Energy*. 2023;264:126189. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126189>
5. Safronova E.V., Spiridonov A.V., Molotok E.V., Trus V.A. Computer simulation and optimization of heat transfer processes in ANSYS software using the example of a heat exchanger installation AVT-2 JSC “NAFTAN”. *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya B. Promyshlennost'. Prikladnye nauki = Vestnik of Polotsk State University. Series B*. 2024;49(1):95–100 (in Russ.). <https://doi.org/10.52928/2070-1616-2024-49-1-95-100>
6. Artemyev D.V., Zaitsev A.V., Sanavbarov R.I. Simulation of heat transfer process in shell-and-tube heat exchanger. *Vestnik Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda = Bulletin of the International Academy of Refrigeration*. 2021;3:5–14 (in Russ.). <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-3-5-14>

7. Romanova E.V., Koliukh A.N., Lebedev E.A. Application of ANSYS package in research of hydraulic resistance of finned heat exchanger. *Vestnik Tambovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Transactions of Tambov State Technical University*. 2017;23(3):420–427 (in Russ.). <https://doi.org/10.17277/vestnik.2017.03.pp.420-427>
8. Kustov B.O., Balchugov A.V., Badenikov A.V., Gerasimchuk M.V., Zakharov K.D. Experimental studies of promising methods of heat transfer intensification in a tubular heat exchanger. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta (Izvestiya TPU). Inzhiniring georesursov = Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*. 2020;331(3): 174–183 (in Russ.). <https://doi.org/10.18799/24131830/2020/3/2560>
9. Rana S., Zunaid M., Kumar R. CFD analysis for heat transfer comparison in circular, rectangular and elliptical tube heat exchangers filled with PCM. *Mater. Today Proc.* 2022;56(2):637–644. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.12.412>
10. Khuda M.A., Sarunac N. A comparative study of latent heat thermal energy storage (LTES) system using cylindrical and elliptical tubes in a staggered tube arrangement. *J. Energy Storage*. 2024;87:111333. <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.111333>
11. Monaghan J.J. Smoothed Particle Hydrodynamics. *Reports on Progress in Physics*. 2005;68(8):1703. <https://doi.org/10.1088/0034-4885/68/8/R01>
12. Lucy L.B. A numerical approach to the testing of the fission hypothesis. *Astron. J.* 1977;82:1013–1024. <https://doi.org/10.1086/112164>
13. Morris J.P., Fox P.J., Zhu Y. Modeling Low Reynolds Number Incompressible Flows Using SPH. *J. Comput. Phys.* 1997;136(1):214–226. <https://doi.org/10.1006/jcph.1997.5776>
14. Hosain M.L., Dominguez J.M., Bel Fdhila R., Kyprianidis K. Smoothed particle hydrodynamics modeling of industrial processes involving heat transfer. *Appl. Energy*. 2019;252:113441. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113441>
15. Jonsson P., Andreasson P., Hellström J.G.I., Jonsén P., Lundström T.S. Smoothed Particle Hydrodynamic simulation of hydraulic jump using periodic open boundaries. *Appl. Math. Model.* 2016;40(19–20):8391–8405. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2016.04.028>
16. Afanasiev V.N., Kon Dehai, Egorov K.S. Verification of models for turbulent heat fluxes in the flow over rectangular rib on a plate. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroyeniye = BMSTU J. Mechan. Eng.* 2019;1(706):58–71 (in Russ.). <http://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-1-58-71>

Об авторах

Коренченко Анна Евгеньевна, д.ф.-м.н., профессор, кафедра высшей математики, Институт кибербезопасности и цифровых технологий, ФГБОУ ВО «МИРЭА – Российский технологический университет (119454, Россия, Москва, пр-т Вернадского, д. 78). E-mail: korenchenko@mirea.ru. Scopus Author ID 10043443100, SPIN-код РИНЦ 9908-9198, <https://orcid.org/0000-0002-3413-8855>

Сухов Антон Владимирович, студент, Институт кибербезопасности и цифровых технологий, ФГБОУ ВО «МИРЭА – Российский технологический университет (119454, Россия, Москва, пр-т Вернадского, д. 78). E-mail: tosha.sukhov@inbox.ru. <https://orcid.org/0009-0006-0812-6099>

About the authors

Anna E. Korenchenko, Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor, Higher Mathematics Department, Institute of Cybersecurity and Digital Technologies, MIREA – Russian Technological University (78, Vernadskogo pr., Moscow, 119454 Russia). E-mail: korenchenko@mirea.ru. Scopus Author ID 10043443100, RSCI SPIN-code 9908-9198, <https://orcid.org/0000-0002-3413-8855>

Anton V. Sukhov, Student, Institute of Cybersecurity and Digital Technologies, MIREA – Russian Technological University (78, Vernadskogo pr., Moscow, 119454 Russia). E-mail: tosha.sukhov@inbox.ru. <https://orcid.org/0009-0006-0812-6099>