

Improving the Efficiency of Drop-Shaped Tube Bundles by Controlling the Angle of Attack

Rawad Deeb¹, D. V. Sidenkov²

^{1,2} *National Research University (Moscow Power Engineering Institute),
Moscow, 111250, Russia*

¹ *Damascus University, Damascus, Syria*

DeebR@mpei.ru, Sidenkovdv@mpei.ru

Abstract

In the present work, a numerical study of the possibility of increasing the thermal-hydraulic performance of drop-shaped tube bundles was carried out by controlling the angle of attack θ from 0° to 360° . The Reynolds number Re ranged from 1.78×10^3 to 1.87×10^4 . Ten cases of twenty-row circular and drop-shaped tube bundles in in-line and staggered arrangement were considered. The thermal-hydraulic performance, which determines the increase in heat transfer compared to the increase in hydrodynamic losses, is used as a parameter that takes into account the heat and power indicators of heat transfer intensifiers. The results of numerical simulation showed that the maximum values of the thermal-hydraulic performance can be achieved for a number of studied bundles, while the best ones were for the case 6 ($\theta_{1-5} = 0^\circ$, $\theta_{6-10} = 330^\circ$, $\theta_{11-15} = 30^\circ$, $\theta_{16-20} = 0^\circ$), which were greater by $65.9 \div 71.54\%$ and $63.18 \div 75.93\%$ than those for the case 3 (staggered drop-shaped tube bundle, $\theta_{16-20} = 0^\circ$) and case 1 (staggered circular tube bundle), respectively. Formulas were developed for calculating the average Nusselt number and thermal-hydraulic performance for case 6 with a maximum deviation of 0.74% and 0.48% , respectively.

Keywords: drop-shaped tube, circular tube, heat exchanger, heat transfer, Nusselt number, efficiency, numerical study, Fluent.

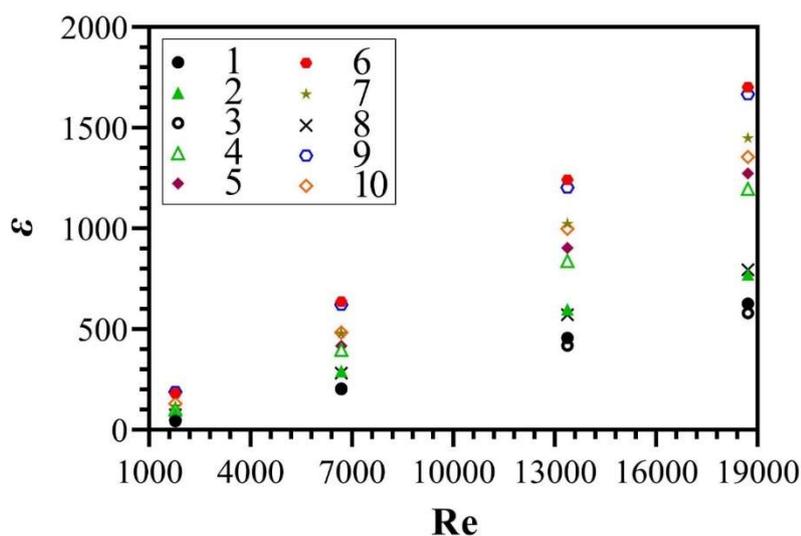


Fig. 1. Dependence of the thermal-hydraulic performance on Reynolds number

УДК 536.2.004.414.23

Повышение эффективности пучков каплевидных труб за счет управления углом атаки

Равад Дееб¹, Д. В. Сиденков²

^{1,2} *Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, Москва, 111250, Красноказарменная, 14*

¹ *Университет Дамаска, Дамаск, Сирия*

¹ DeebR@mpei.ru, ² Sidenkovdv@mpei.ru

Аннотация

В настоящей работе проведено численное исследование возможности повышения термогидродинамической эффективности пучков каплевидных труб за счет управления углом атаки θ от 0° до 360° . Исследование характеристик теплообмена проводилось в диапазоне чисел Рейнольдса от 1.78×10^3 до 1.87×10^4 . Рассмотрены десять случаев пучков труб круглой и каплевидной формы с коридорным и шахматным расположением. В качестве параметра, учитывающего теплоэнергетические показатели интенсификаторов теплообмена, используется теплогидродинамическая эффективность, определяющая рост теплообмена по сравнению с увеличением гидродинамических потерь. Результаты численного моделирования показали, что максимальные значения общей теплогидродинамической эффективности могут быть достигнуты для ряда исследованных конфигураций, при этом наиболее удачные – для случая 6 ($\theta_{1-5} = 0^\circ$, $\theta_{6-10} = 330^\circ$, $\theta_{11-15} = 30^\circ$, $\theta_{16-20} = 0^\circ$) превышают на $65.9 \div 71.54\%$ и $63.18 \div 75.93\%$, наименее удачные конфигурации, как в случае 3 (шахматный пучок каплевидных труб, $\theta_{16-20} = 0^\circ$) и в случае 1 (шахматный пучок круглых труб), соответственно. Разработаны формулы для расчета среднего числа Нуссельта и эффективности для случая 6 с максимальным отклонением 0.74% и 0.48% , соответственно.

Ключевые слова: каплевидная труба, круглая труба, теплообмен, теплообменник, число Нуссельта, эффективность, численное исследование, Fluent.

1. Введение

Теплообменники являются неотъемлемой частью тепловых систем электростанций, холодильных и теплонасосных установок, систем охлаждения электронного оборудования и др. В настоящее время рассматривается несколько способов повышения эффективности теплообменников, среди которых - изменение геометрии труб и управление углами атаки.

Интенсификация теплообмена является основным требованием при оптимизации теплообменного оборудования в различных отраслях промышленности. Для оценки качества интенсификаторов теплообмена используют ряд критериев, характеризующих соотношение роста теплообмена к потерям давления, связанным с прокачкой теплоносителя [1]. В качестве одного из критериев, учитывающих теплоэнергетические показатели интенсификаторов теплообмена, используется теплогидродинамическая эффективность (формула (8)) [2]. Теплогидродинамическая эффективность выражает связь между характеристиками теплообмена и коэффициента аэродинамического сопротивления для новых эффективных поверхностей теплообмена на основе соотношения, полученного для уже изученных поверхностей. Таким образом,

теплогидродинамическая эффективность обеспечивает обоснованный выбор, ранжирование и сравнение различных интенсификаторов теплообмена [3].

В 20-м веке были проведены многочисленные экспериментальные и численные исследования конвективного теплообмена неудобно-обтекаемых тел, таких как круглые и квадратные трубы [4, 5]. В работе [6] численно исследовали характеристики коридорного и шахматного пучка плоских труб. Авторы сообщили, что пучок круглых труб лучше, чем пучок плоских труб с точки зрения теплообмена. Однако теплогидродинамические характеристики пучка плоских труб лучше. Авторы [7] экспериментально исследовали влияние углов атаки θ (угол между направлением вектора скорости набегающего потока и осью симметрии трубы) на теплоотдачу при поперечном обтекании шахматного пучка труб плоской формы с разным относительным удлинением профиля x/y . Было найдено, что наилучшие теплогидродинамические показатели достигаются при нулевых углах атаки для всех исследованных x/y . В работе [8] исследовали вынужденную конвекцию при ламинарном режиме обтекания коридорного пучка эллиптических цилиндров под наклоном от 0° до 90° для чисел $Re = 125 \div 1000$. Результаты показали, что прогрессивный угол атаки труб оказывает существенное влияние на теплообмен и гидродинамику, так как среднее число Нуссельта Nu число Нуссельта увеличивается на 238 % процентов, а перепад давления достигает 700 %.

В [9] экспериментально и численно исследованы гидродинамика и теплообмен двух расположенных бок о бок каплевидных труб в различной компоновке для чисел Рейнольдса Re от 8000 до 40000 в сравнении с круглыми трубами. Было найдено, что теплогидродинамическая эффективность ε каплевидных труб в $1.2 \div 2$ раза выше, чем у труб круглого сечения. Авторы работы [10] сравнили теплоаэродинамические характеристики круглой, эллиптической, плоской, кулачковой и каплевидной труб при $Re = (7.3 \div 14.6) \times 10^3$. Было показано, что теплогидравлические характеристики каплевидной трубы примерно в 5.6, 2.6, 1.7 и 1.3 раза выше, чем у круглой, плоской, эллиптической и кулачковой трубы, соответственно. В [11] проведено численное исследование гидродинамики и теплообмена шахматного пучка труб каплевидной формы для числа Рейнольдса $Re = (1.78 \div 9.4) \times 10^3$ при изменении угла атаки набегающего потока θ от 0° до 180° . Было найдено, что пучок каплевидных труб с $\theta = 135^\circ$ имеет максимальное значение Nu_{cp} . Однако, наилучшие показатели теплогидродинамической эффективности η достигаются при $\theta = 0^\circ$, которые были в $16.18 \div 18.19$ раза больше, чем у круглых труб. В работах [12–15] представлены двумерные численные исследования турбулентного обтекания коридорных и шахматных пучков каплевидных труб при $\theta = 0^\circ$. Результаты показали, что пучок круглых труб лучше, чем каплевидных с точки зрения теплообмена. Однако, теплогидродинамические характеристики пучков каплевидных труб лучше. В работе [16] выполнено численное исследование влияния количества рядов труб N_R на теплогидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы для диапазона $Re = (1.78 \div 18.72) \times 10^3$ и $N_R = 1 \div 20$. Было найдено, увеличение количества рядов труб приводит к снижению общей эффективности пучка труб ε . Результаты показали, что теплообмен оказался стабилизирован только начиная с 19-го ряда. Представлены зависимости, позволяющие определить среднее число Нуссельта Nu_{cp} и эффективность для рассматриваемых пучков каплевидных труб, в зависимости от Re и N_R .

Таким образом, любое небольшое изменение угла атаки существенно влияет на теплогидродинамические характеристики пучка труб. В предшествующих работах изучалось влияние угла атаки на характеристики теплообмена при одинаковом угле атаки для всех рядов пучка труб. Данная работа отличается от вышеуказанных проведением численного исследования конвективного теплообмена коридорных и шахматных пучков каплевидных труб путем изменения углов атаки в каждом ряду труб и сравнения результатов с пучками круглых труб для поиска наилучшей компоновки с точки зрения наибольшей теплогидродинамической эффективности.

2. Описание численной модели

2.1. Расчетная область

Двумерная расчетная область представляет собой канал $40.13 D_{эк}$ (ширина) \times $13.56 D_{эк}$ (высота) из 140 каплевидных труб, аналогичных исследованным в [11–13] (рис. 1, а). Трубы размещены последовательно в 20 рядов в направлении основного потока ($Z_2 = 20$). Каждый ряд состоит из 7 труб в поперечном направлении ($Z_1 = 7$). Продольный $S_{про}$ и поперечный $S_{поп}$ шаги труб в пучке одинаковы и равны 37 мм (рис. 2). Изменение угла атаки достигается поворотом всех труб, расположенных в одном ряду Z_2 , по часовой стрелке от 0° до 360° . На рис. 1, б показано регулирование угла атаки потока. Для сравнения коэффициента гидродинамического сопротивления исследуемых пучков, показанных на рис. 3 (θ_{i-j} указывает угол атаки от ряда трубы i до j «в направлении основного потока»), были рассмотрены восемь различных случаев для пучка каплевидных труб и два для пучка круглых труб того же эквивалентного диаметра $D_{эк} = 22.5$ мм (табл. 1).

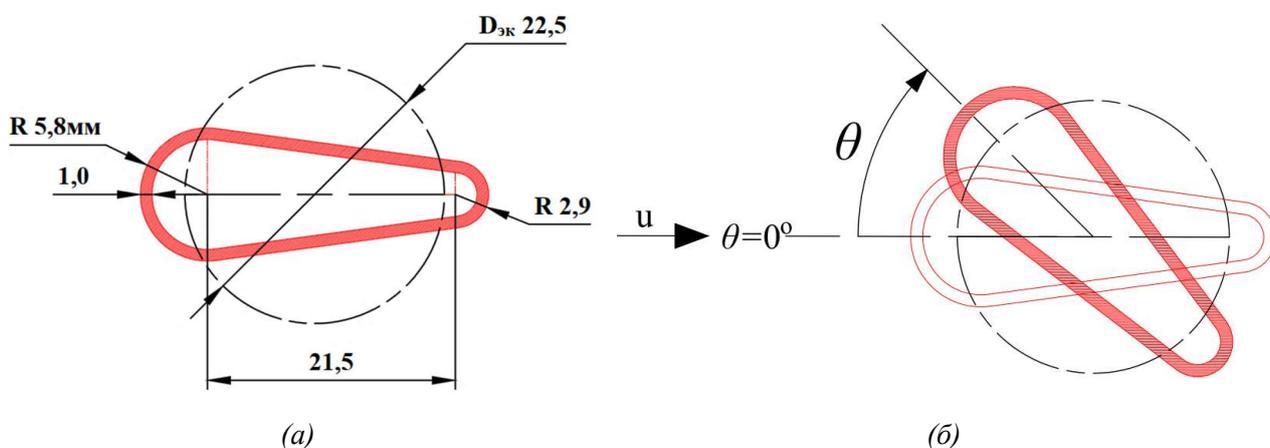


Рис. 1. Объект исследования: поперечное сечение каплевидной трубы (а); изменение угла атаки (б)

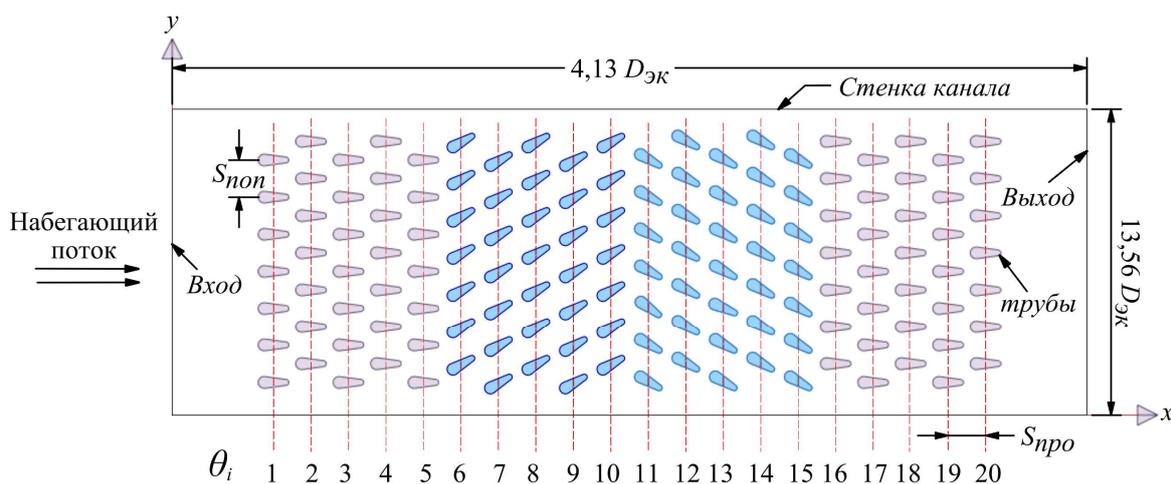


Рис. 2. Расчетная область с граничными условиями, случай «б»

2.2. Постановка задачи и граничные условия

Двумерная задача вынужденной конвекции решалась в ANSYS Fluent [17]. Несущей средой является модельная жидкость с плотностью $\rho = 1.071$ кг/м³ и динамической вязкостью $\mu = 19.9 \times 10^{-6}$ Па·с при температуре набегающего потока $T = 56.5^\circ$ С ($\rho = 353.049/T$, где температура в Кельвинах). Поток считается стационарным, несжимаемым (поскольку максимальное число Маха, достигаемое потоком, составляет 0.11) и турбулентным.

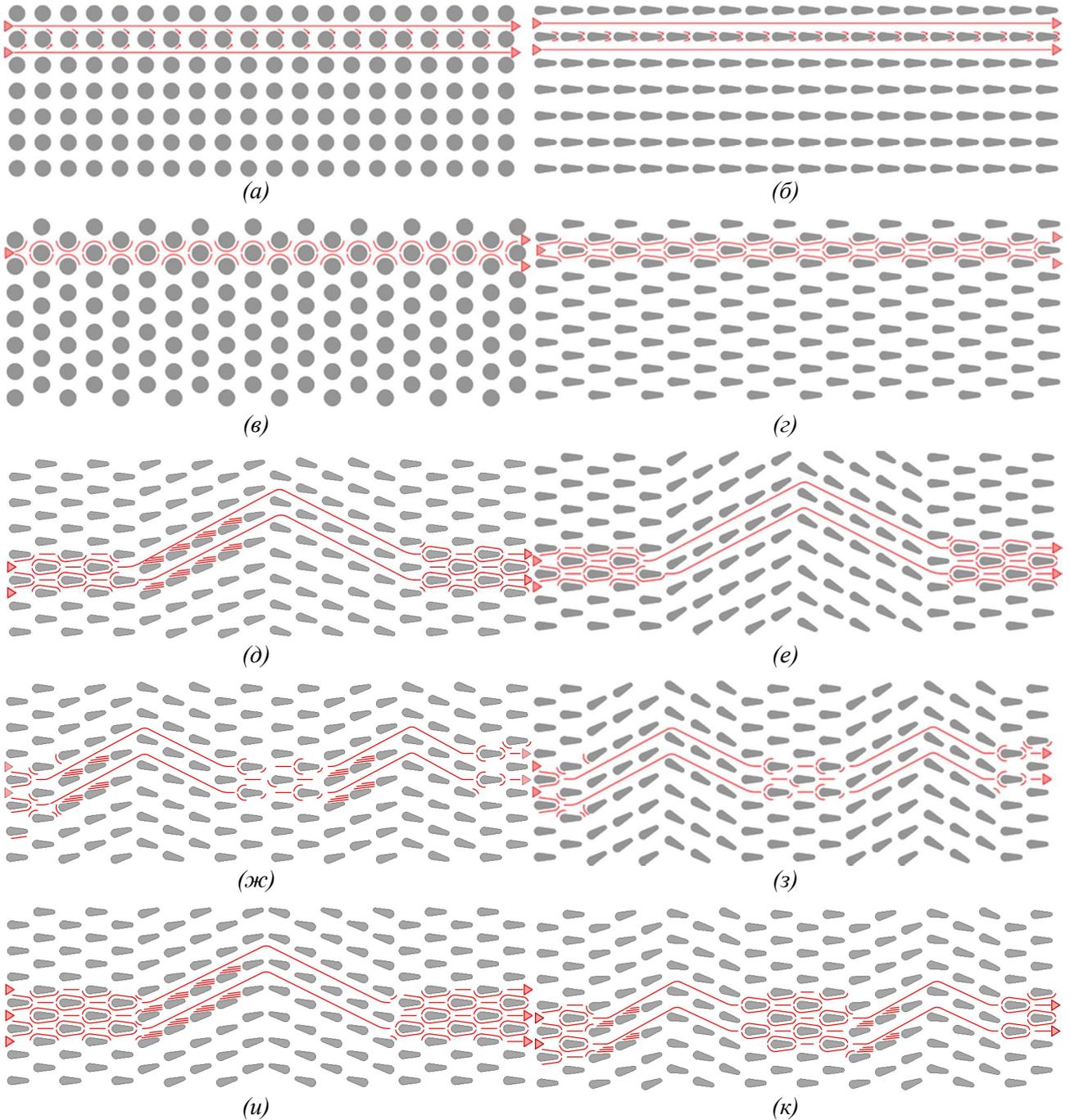


Рис. 3. Геометрия исследуемых случаев расположения труб в пучке: случай 1 (а); случай 2 (б); случай 3 (в); случай 4 (г); случай 5 (д); случай 6 (е); случай 7 (ж); случай 8 (з); случай 9 (и); случай 10 (к)

Система дифференциальных уравнений сохранения для несжимаемой жидкости включает в себя уравнение неразрывности, уравнения движения и уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right], \quad (2)$$

$$\rho C_p \frac{\partial (u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu C_p}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{u'_j T'} \right), \quad (3)$$

где i, j – индексы, определяющие направления декартовой системы координат; ρ – плотность; u_i, u_j – компоненты вектора скорости в направлениях соответствующих осей; p – давление; T – температура; $\rho u_i' u_j'$ – тензор турбулентных (Рейнольдсовых) напряжений; $u_j' T'$ – компоненты вектора турбулентного теплового потока; μ – коэффициент динамической вязкости; Pr – число Прандтля.

Таблица 1

Углы атаки исследуемых случаев

№ случая	θ , градус
Коридорный пучок	
1	Пучок круглых труб
2	Пучок каплевидных труб, $\theta_{1-20} = 0^\circ$
Шахматный пучок	
3	Пучок круглых труб
	Пучок каплевидных труб
4	$\theta_{1-20} = 0^\circ$
5	$\theta_{1-5} = 0^\circ, \theta_{6-10} = 345^\circ, \theta_{11-15} = 15^\circ, \theta_{16-20} = 0^\circ$
6	$\theta_{1-5} = 0^\circ, \theta_{6-10} = 330^\circ, \theta_{11-15} = 30^\circ, \theta_{16-20} = 0^\circ$
7	$\theta_{1-2} = \theta_{19-20} = 0^\circ, \theta_{3-5} = \theta_{13-15} = 345^\circ, \theta_{6-8} = \theta_{16-18} = 15^\circ, \theta_{9-12} = 0^\circ$
8	$\theta_{1-2} = \theta_{19-20} = 0^\circ, \theta_{3-5} = \theta_{13-15} = 330^\circ, \theta_{6-8} = \theta_{16-18} = 30^\circ, \theta_{9-12} = 0^\circ$
9	$\theta_{1-5} = 0^\circ, \theta_{6-10} = 345^\circ, \theta_{11-15} = 195^\circ, \theta_{16-20} = 0^\circ$
10	$\theta_{1-2} = \theta_{11-12} = 0^\circ, \theta_3 = \theta_{13} = 350^\circ, \theta_4 = \theta_{14} = 345^\circ, \theta_5 = \theta_{15} = 340^\circ, \theta_6 = \theta_{16} = 10^\circ, \theta_7 = \theta_{17} = 15^\circ, \theta_8 = \theta_{18} = 20^\circ, \theta_{9-10} = \theta_{19-20} = 0^\circ$

Для замыкания осредненной по Рейнольдсу системы уравнений Навье – Стокса при моделировании течений рабочей среды применялась двухпараметрическая модель турбулентности RNG $k-\varepsilon$ с использованием метода пристеночного моделирования (*Enhanced Wall Treatment*) [12–17]. Окончание расчета происходило при достижении погрешностей 10^{-6} .

Граничные условия для вычислительной области определяются следующим образом:

- Вход: velocity-inlet $\rightarrow u = 1.33 \sim 14$ м/с, $v = 0$ и $T = 56.5^\circ \text{C}$.
- Выход: pressure-outlet $\rightarrow p = 1$ атм.
- Поверхности труб: no-slip wall \rightarrow условие прилипания, $T = 20.8^\circ \text{C}$.
- Верхняя и нижняя граница (стенки канала): no-slip wall \rightarrow условие прилипания, тепловой поток = 0.

Теплофизические свойства модельной жидкости определяются при ее средней температуре.

2.3. Определение параметров

Число Рейнольдса оценивалось по двум уравнениям. Первое (4) было использовано для сравнения тепловых и гидродинамических характеристик исследуемых пучков и определялось как

$$\text{Re}_D = \frac{\rho u_\infty D_{\text{эк}}}{\mu} \quad (4)$$

Второе уравнение (5) определяло число Рейнольдса исходя из средней скорости потока в узком сечении канала $u_{\text{ср}}$ [13–16] для вычисления уравнений (10, 11)

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

где u_∞ – скорость потока на входе в канал; $u_{\text{ср}}$ – средняя скорость потока в узком сечении канала.

Среднее число Нуссельта пучка труб вычислялся как

$$\text{Nu}_{\text{ср}} = \frac{\alpha_{\text{ср}} D_{\text{эк}}}{\lambda}, \quad (6)$$

где $\alpha_{\text{ср}} = (1/F) \int_0^F \alpha dF$ – средний по поверхности пучка коэффициент теплоотдачи; λ – коэффициент теплопроводности.

Общая теплогидродинамическая эффективность имеет вид [12]

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

Теплогидродинамическая эффективность пучка каплевидных труб можно записать следующим образом [2]:

$$\eta = \frac{\text{Nu}_{\text{ср,капл.}} / \text{Nu}_{\text{ср,кругл.}}}{f_{\text{капл.}} / f_{\text{кругл.}}}, \quad (8)$$

где f – коэффициент аэродинамического сопротивления и определялся как

$$f = \frac{\Delta P}{0.5 \rho u_{\text{ср}}^2 N_L}, \quad (9)$$

где N_L – число поперечных рядов; ΔP – перепад давления в канале.

2.4. Расчетная сетка

Расчетная сетка такая же, как в [16]. На рис. 4 показаны детали сетки вокруг исследуемых каплевидных труб. Для всех случаев минимальное качество сетки равняется 0.95.

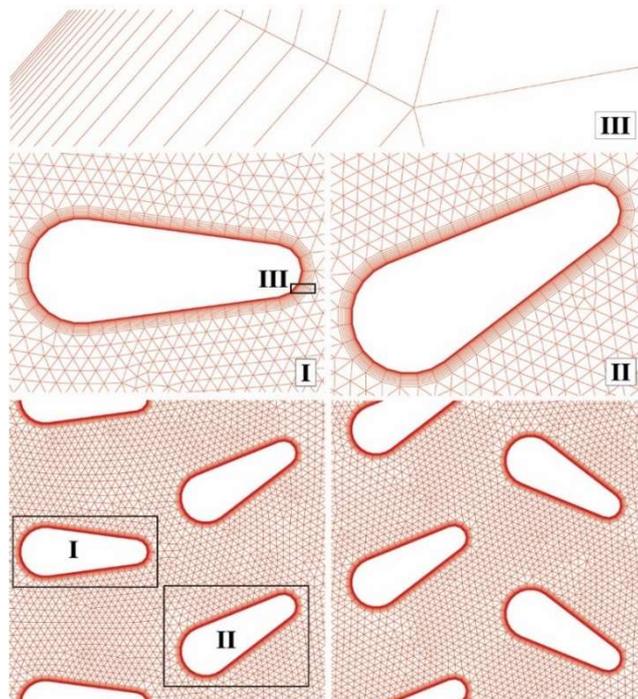


Рис. 4. Расчетная сетка, случай «б»

Поскольку количество ячеек сетки оказывает существенное влияние как на время, так и на точность решения, необходимо выбрать наилучший размер сетки, чтобы минимизировать необходимую вычислительную мощность и численную погрешность для каждого случая. Рисунок 5 показывает анализ чувствительности сетки для случая «б». Видно, что сетка из 349758 узлов обеспечивает сеточно-независимое решение. Следовательно, рассматривается сетка с данными параметрами.

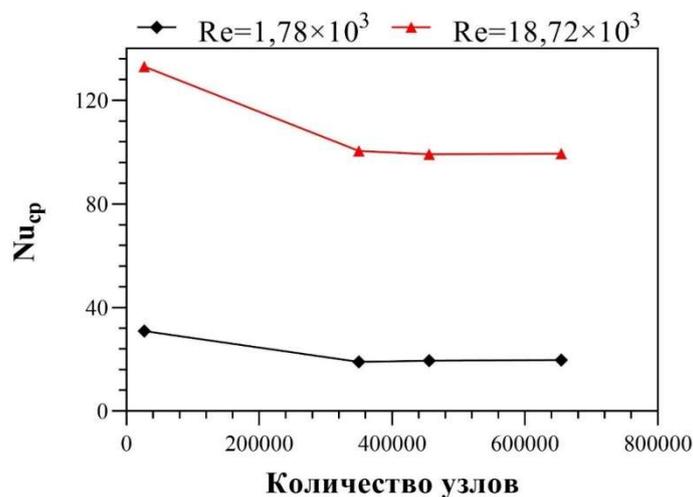


Рис. 5. Анализ чувствительности сетки, случай «4»

2.5. Валидация численной модели

На рис. 6 отображены полученные в данной работе значения числа Нуссельта с результатами, представленными в [16]. Получено хорошее совпадение результатов (максимальная погрешность 6.28 %), что свидетельствует об адекватности модели и метода моделирования, представленных в данном исследовании.

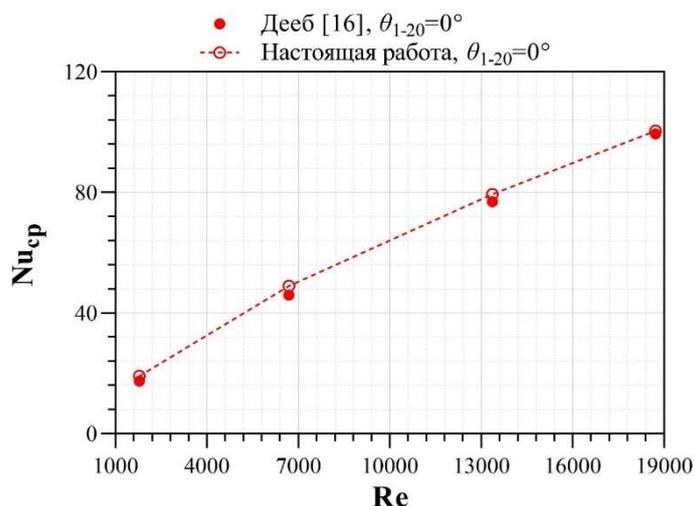
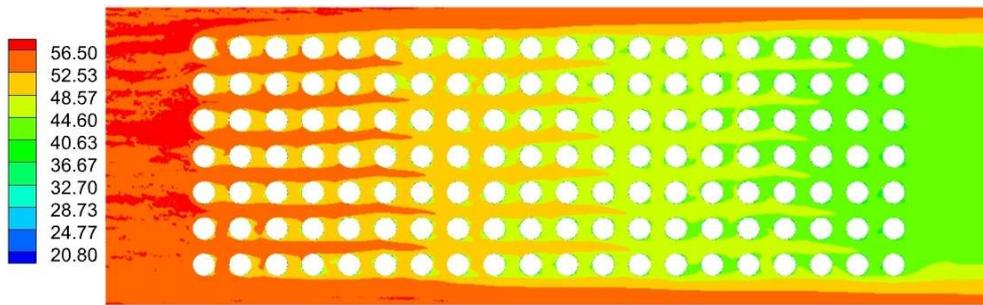


Рис. 6. Валидация численной модели, случай «4»

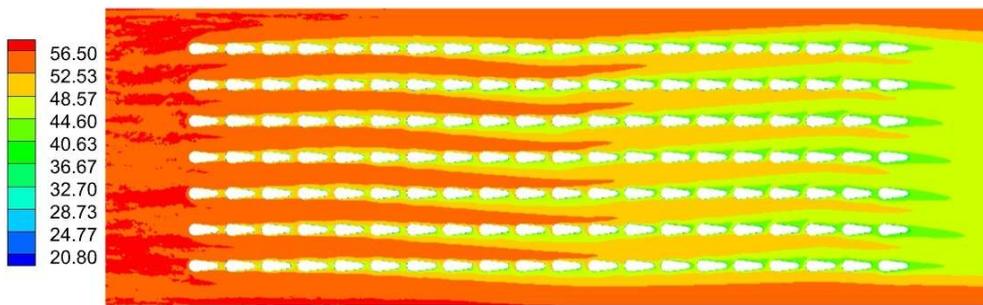
3. Результаты исследований и их обсуждение

На рис. 7 предоставлены контуры температуры исследуемых пучков труб при $Re = 18,72 \times 10^3$. Видно, что температура уменьшается по мере того, как модельная жидкость проходит мимо рядов труб. Отмечено, что площадь нагретой жидкости за круглыми трубами больше по сравнению с каплевидными (площадь вихревой зоны больше в пучке круглых труб). Поэтому значения $Nu_{ср}$ для пучков труб круглого сечения больше (рис. 8). Из рис. 7

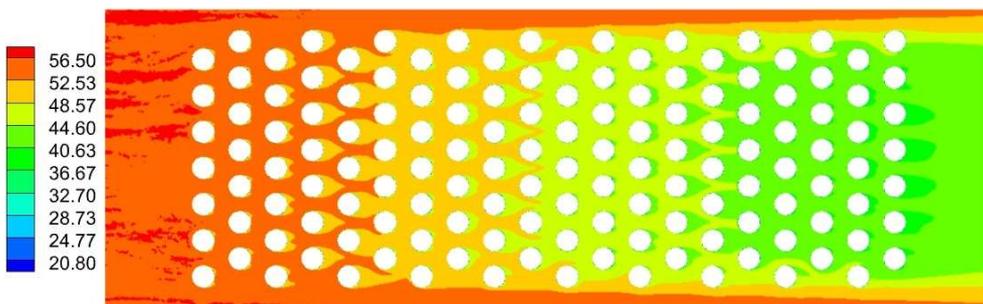
видно, что наклон каплевидных труб при определенных углах атаки сильно влияет на теплообменные характеристики пучка.



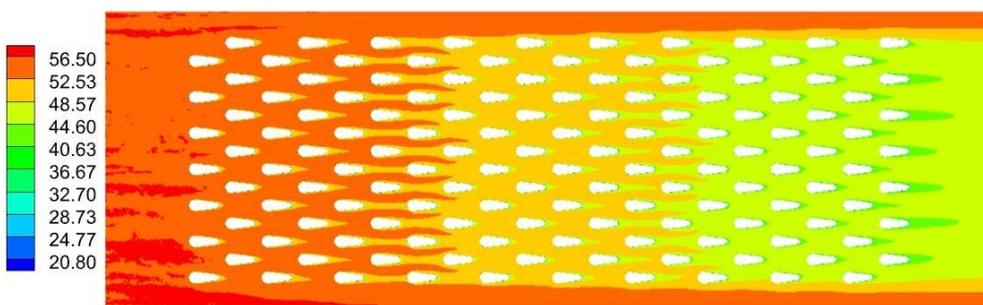
(a)



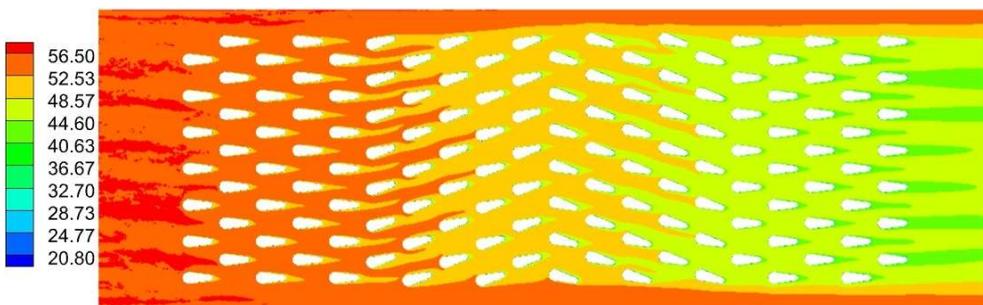
(б)



(в)



(г)



(д)

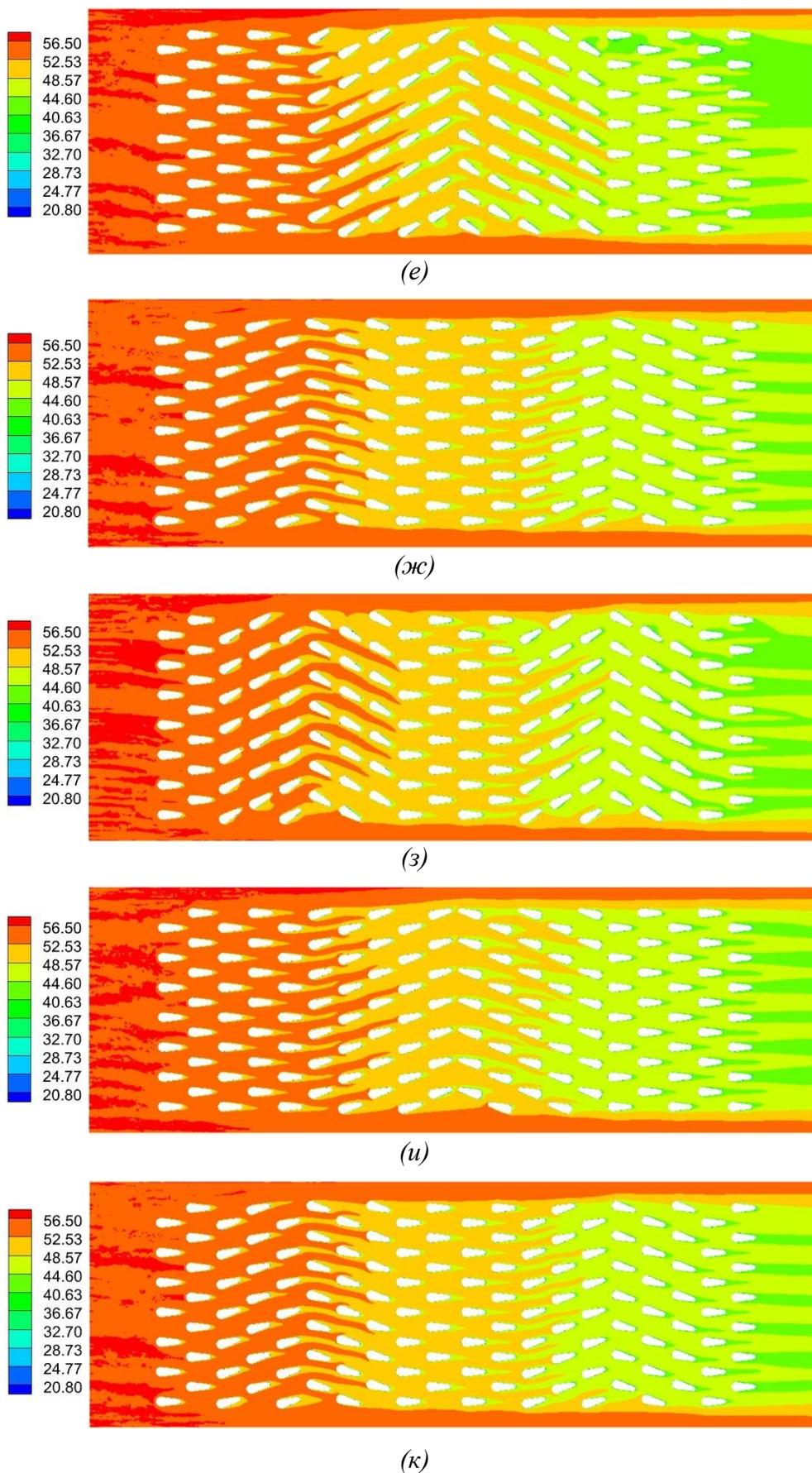


Рис. 7. Контуры температуры при $Re = 18.72 \times 10^3$, °C: случай 1 (a); случай 2 (б); случай 3 (в); случай 4 (г); случай 5 (д); случай 6 (e); случай 7 (ж); случай 8 (з); случай 9 (и); случай 10 (к)

На рис. 8 представлены зависимости средних чисел Нуссельта от числа Рейнольдса для всех исследованных случаев. Можно сделать вывод, что значения среднего числа Нуссельта увеличиваются с увеличением числа Рейнольдса. Это связано с увеличением интенсивности турбулизации потока за рядами труб, где пограничный слой становится тоньше [14]. Было найдено, что при низком числе Рейнольдса значения Nu_{cp} для шахматных пучков каплевидных труб имеют незначительную разницу. Из рис. 8 видно, что шахматные пучки круглых и каплевидных труб обеспечивают лучшие тепловые характеристики по сравнению с коридорными пучками. Это связано с тем, что в шахматном расположении потоком омывается передняя часть труб каждого ряда в отличие от коридорного расположения, где кормовая и носовая части труб (кроме труб первого ряда) находятся в зоне следа.

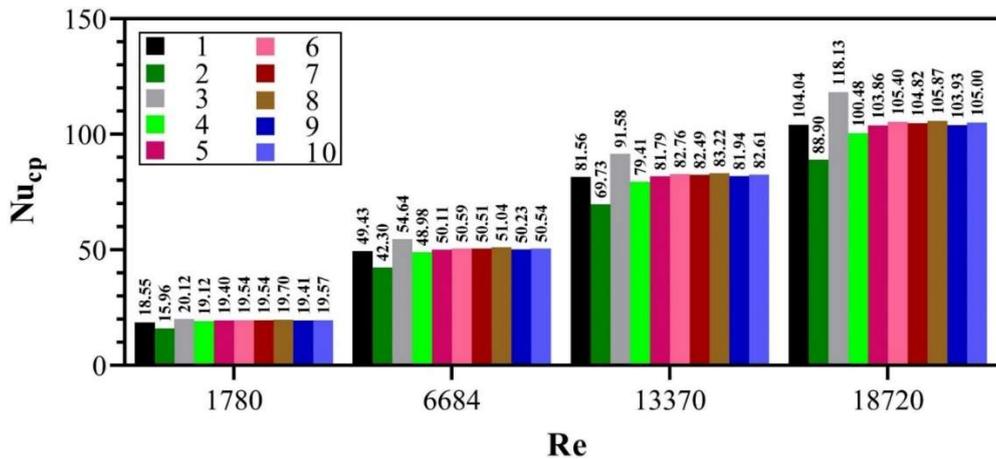


Рис. 8. Зависимость $Nu_{cp} = f(Re)$

Было найдено, что Nu_{cp} шахматных пучков круглых (случай «3») и каплевидных труб (случай «4») на $(8.47 \div 13.54)\%$ и $(13.03 \div 19.82)\%$ выше, чем у коридорных пучков (случай «1») и (случай «2»), соответственно. Значения Nu_{cp} шахматного пучка каплевидных труб (случай «4») были на $(5 \div 14.94)\%$ меньше, чем у шахматного пучка круглых труб (случай «3»).

В целом средние значения числа Нуссельта для случаев «5–10» очень близки (табл. 2). Наибольшие значения Nu_{cp} наблюдались для случая «8», так как интенсивность турбулизации потока в пучке больше.

Было отмечено, что поток дважды проходит тормозящий ($Z_2 = 3 \div 5$) – ускоряющий ($Z_2 = 6 \div 8$) путь для случаев «7, 8», и один раз для случаев «5, 6». Это объясняет, что Nu_{cp} немного выше для случаев «7, 8», так как такой характер движения действует как генератор турбулентности, который приводит к увеличению теплоотдачи между трубами и потоком.

Случаи «9, 10» включают наибольшее количество труб, расположенных под нулевым углом атаки, что снижает вихревую активность, и, как следствие, Nu_{cp} уменьшается.

Средние значения числа Нуссельта для случаев «9, 10» очень близки к случаям «5, 7».

В табл. 2 показано процентное уменьшение среднего числа Нуссельта теплообменника ΔNu_{cp} для всех случаев по сравнению со случаем «8» (наибольшее значение Nu_{cp} для пучка каплевидных труб) при разных числах Рейнольдса. Минимальные и максимальные значения ΔNu_{cp} достигаются в случае «6» ($\Delta Nu_{cp, \min} = 0.44 \div 0.89\%$) и «2» труб (коридорный пучок каплевидных труб, $\Delta Nu_{cp, \max} = 16.02 \div 19.01\%$), соответственно. Наименьшие значения ΔNu_{cp} выделены синим цветом, а наибольшие – красным.

Улучшение конструкции теплообменника должно быть направлено на повышение его эффективности в целом, а не только на увеличение теплоотдачи. На рис. 9 представлены зависимости общей теплогидродинамической эффективности ε от числа Рейнольдса пучков труб круглой и каплевидной формы. Было найдено, что значения эффективности шахматных (случай «4») и коридорных (случай «2») пучков труб каплевидной формы были примерно на

(96.34 ÷ 106.3) % и (23.2 ÷ 96.66) % выше, чем аналогичных (случай «1» и случай «2») пучков круглых труб, соответственно. Далее стоит отметить, что шахматный пучок каплевидных труб лучше, чем коридорный с точки зрения эффективности (значения ε для шахматного пучка были выше примерно на (18.02 ÷ 55.06) %). Это связано с тем, что площадь живого сечения между двумя соседними трубами, расположенными в одном ряду, при шахматном расположении больше, следовательно, коэффициент гидродинамического сопротивления уменьшается, а эффективность увеличивается.

Таблица 2

 Изменение среднего числа Нуссельта $\Delta Nu_{\text{ср}}$ по сравнению со случаем «8», (%)

Случай	Re			
	1.78×10^3	6.68×10^3	13.37×10^3	18.72×10^3
2	-19.01	-17.13	-16.21	-16.02
4	-2.95	-4.04	-4.58	-5.08
5	-1.53	-1.83	-1.72	-1.90
6	-0.81	-0.89	-0.55	-0.44
7	-0.79	-1.03	-0.87	+0.99
8	--	--	--	--
9	-1.47	-1.59	-1.54	-1.83
10	-0.68	-0.99	-0.73	-0.82

Среди исследованных случаев обнаружено, что самые высокие значения эффективности имеет случай «6». Кроме того, на рис. 9 показано, что значения эффективности для случаев «9» и «6» очень близки (выделены синим цветом в табл. 3). В табл. 3 показано процентное уменьшение общей теплогидродинамической эффективности всех случаев $\Delta \varepsilon$ по сравнению со случаем «6» (самый эффективный пучок).

По сравнению со случаем «6» было найдено, что значения общей теплогидродинамической эффективности случая «9» (при $Re = 1.78 \times 10^3$) и случая «3» (при $Re > 1.78 \times 10^3$) увеличены на 61.92 % и 48.57 %, соответственно (выделены красным цветом в табл. 3). Наибольшее снижение общей теплогидродинамической эффективности теплообменника были у случаев «1» при ($1.78 \times 10^3 \leq Re \leq 6.68 \times 10^3$) и «3» при $Re > 6.68 \times 10^3$ [$\Delta \varepsilon_{\text{max}}(1) = -(75.93 \div 68.34)\%$, $\Delta \varepsilon_{\text{max}}(3) = -(65.90 \div 66.21)\%$] (выделены красным синим цветом в табл. 3).

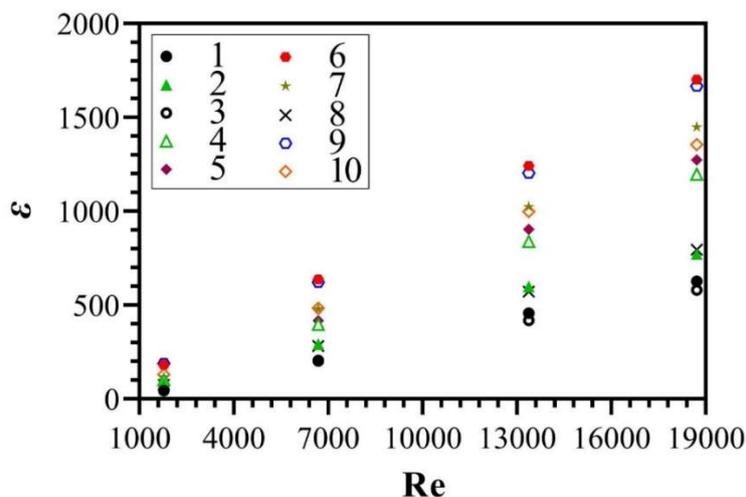

 Рис. 9. Зависимость $\varepsilon = f(Re)$

Таблица 3

Изменение общей теплогидродинамической эффективности по сравнению со случаем «б» и значения теплогидродинамической эффективности для всех случаев

Случай	$\Delta_\varepsilon, \%$				η			
	Re							
	1.78×10^3	6.68×10^3	13.37×10^3	18.72×10^3	1.78×10^3	6.68×10^3	13.37×10^3	18.72×10^3
1	-75.93	-68.34	-63.14	-63.18	1	1	1	1
2	-52.66	-54.24	-51.80	-54.64	1	1	1	1
3	-71.54	-67.68	-66.21	-65.90	1.97	1.45	1.31	1.23
4	-44.12	-37.66	-32.42	-29.66	1.96	1.93	2.00	2.06
5	-46.77	-34.57	-27.26	-25.14	1.87	2.02	2.15	2.20
6	--	--	--	--	3.51	3.09	2.96	2.93
7	-35.61	-24.93	-17.50	-14.87	2.26	2.32	2.44	2.50
8	-58.61	-55.76	-53.84	-53.25	1.45	1.37	1.37	1.37
9	≈ 0	-2.51	-3.01	-2.02	3.53	3.02	2.87	2.87
10	-28.88	-24.09	-19.60	-20.35	2.50	2.35	2.38	2.34

Рисунок 10 показывает зависимость теплогидродинамической эффективности от числа Рейнольдса для сравнения эффективности пучков каплевидных труб с эффективностью круглых труб того же эквивалентного диаметра. Хотя случай «8» и имеет самое высокое Nu_{cp} среди исследованных пучков каплевидных труб, как упоминалось ранее, однако у него не самый высокий показатель эффективности из-за большого значения коэффициента гидродинамического сопротивления. В табл. 3 показаны значения теплогидродинамической эффективности пучков каплевидных труб по сравнению с пучками круглых труб для исследуемых чисел Рейнольдса. Наименьшие значения теплогидродинамической эффективности выделены синим цветом, а наибольшие – красным.

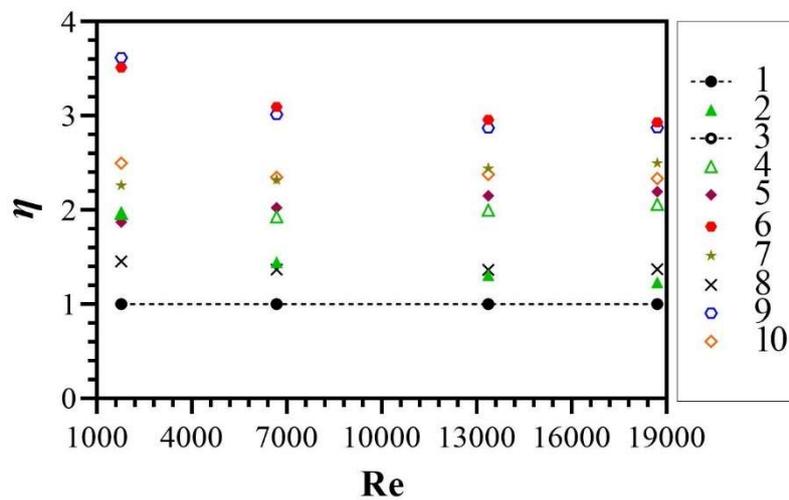


Рис. 10. Зависимость $\eta = f(Re)$

Как видно на рис. 9, каплевидные трубы предпочтительнее круглых. В целом можно сказать, что наилучшая теплогидродинамическая эффективность достигается для случая «б» (примерно в $2.93 \div 3.51$ раза больше, чем у пучка круглых труб). Поэтому, случай «б» можно считать наиболее энергоэффективным. Зависимости Nu_{cp} и ε для энергоэффективного пучка каплевидных труб (случая «б») были получены на основе данных моделирования следующим образом:

$$Nu_{cp} = 0.0486 Re_{D,max}^{0.7233}, \quad (10)$$

$$\varepsilon = 0.061 \text{Re}_{D,\max}^{0.9605} \quad (11)$$

Формулы (10) и (11) применимы для $1.78 \times 10^3 \leq \text{Re} \leq 18.72 \times 10^3$ ($4.74 \times 10^3 \leq \text{Re}_{D,\max} \leq 48.26 \times 10^3$). Максимальное отклонение между зависимостями (10), (11) и результатами моделирования не превышает 0.74 % и 0.48%, соответственно.

4. Заключение

Приведены результаты численного исследования возможности повышения эффективности пучков каплевидных труб за счет управления углом атаки θ от 0° до 360° . Работа выполнена для $\text{Re} = (1.78 \div 18.72) \times 10^3$ и десяти конфигураций пучков труб круглой и каплевидной формы. По результатам исследования можно сделать следующие основные выводы:

1. Пучок каплевидных труб в случае 8 ($\theta_{1-2} = \theta_{19-20} = 0^\circ$, $\theta_{3-5} = \theta_{13-15} = 330^\circ$, $\theta_{6-8} = \theta_{16-18} = 30^\circ$, $\theta_{9-12} = 0^\circ$) имеет наибольшие значения $\text{Nu}_{\text{ср}}$, которые были на $16.02 \div 19.01$ % больше по сравнению с шахматным пучком при $\theta_{1-12} = 0^\circ$.
2. Общая теплогидродинамическая эффективность шахматного пучка каплевидных труб выше примерно на $18.02 \div 55.06$ % по сравнению с коридорным пучком при нулевых углах атаки.
3. Максимальные значения теплогидродинамической эффективности были достигнуты для случая 6 ($\theta_{1-5} = 0^\circ$, $\theta_{6-10} = 330^\circ$, $\theta_{11-15} = 30^\circ$, $\theta_{16-20} = 0^\circ$), которые были примерно в $1.4 \div 1.8$ и $2.9 \div 3.5$ раза больше, чем для случая 3 (шахматный пучок каплевидных труб: $\theta_{1-20} = 0^\circ$) и случая 1 (шахматный пучок круглых труб), соответственно.
4. Представлено формулы, позволяющие определить среднее число Нуссельта и эффективность для энергоэффективного пучка каплевидных труб, в зависимости от $\text{Re}_{D,\max}$ с максимальным отклонением 0.74 % и 0.48 %, соответственно, от численных результатов.

Литература

1. Деиб Р. Обобщение и анализ результатов последних исследований в области улучшения характеристик теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании гладких труб // *Вестник Теплового процесса в технике*, Том. 13, № 2, 2021. С. 50–69.
2. Webb R.L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, iss.4, 1981, Pp. 715–726.
3. Халатов А.А., Доник Т.В. Новый критерий теплогидравлической эффективности интенсификаторов теплообмена // *Доклады НАН Украины*, 2014, № 7, С. 82–85.
4. Chatterjee D., Mondal B. Unsteady mixed convection heat transfer from tandem square cylinders in cross flow at low Reynolds numbers // *Heat Mass Transfer*, Vol. 49, 2013, Pp. 907–20.
5. Zhukauskas A. Heat transfer from tubes in cross-flow // *Adv. Heat Transf.*, Vol. 8, 1972, Pp. 93–160.
6. Bahaidarah H.M.S., Anand N.K., Chen H.C. A numerical study of fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes // *Num. Heat Trans. Part A: Appl.*, Vol. 48, 2005, Pp. 359–385.
7. Toolthaisong S., Kasayapanand N. Effect of Attack Angles on Air Side Thermal and Pressure Drop of the Cross Flow Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangement // *Energy Procedia*, Vol. 34, 2013, Pp. 417–429.
8. Alawadhi E.M. Laminar forced convection flow past an in-line elliptical cylinder array with inclination // *J. Heat Transfer*, Vol. 132, 2010, 071701.
9. Жукова Ю.В., Терех А.М., Руденко А.И. Конвективный теплообмен и аэродинамическое сопротивление двух расположенных бок о бок труб в узком канале при различных числах Рейнольдса // *Докл. Нац. акад. наук Беларуси*, Т. 62, № 6, 2018, С. 756–762.
10. Deeb R., Sidenkov D.V. Numerical analysis of heat transfer and fluid flow around circular and non-circular tubes // *IOP Conf. Series J. Phys.*, 2088, 2021, 012008.

11. Деб Р. Влияние угла атаки на теплообменные и гидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы в поперечном обтекании // *Доклады АН ВШ РФ*, Том. 48, № 3, 2020, С. 21–36.
12. Sayed A. et al. Effect of attack and cone angels on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle // *Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, 2015, Pp. 1001–1016.
13. Деб Р. Влияние угла атаки на характеристики теплообмена при обтекании одиночной каплевидной трубы // *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*. 2021. Т. 22, вып. 5. <http://chemphys.edu.ru/issues/2021-22-5/articles/960/>
14. Деб Р. Теплоаэродинамические характеристики шахматного смешанного пучка круглых и каплевидных труб // *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*. 2022. Т. 23, вып. 2. <http://chemphys.edu.ru/issues/2022-23-2/articles/987/>
15. Deeb R. Numerical analysis of the effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow and heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle // *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 183, 2022, 122123.
16. Деб Р. Прогнозирование характеристик теплообмена в однорядных и многорядных теплообменниках с шахматным расположением каплевидных труб // *Тепловые процессы в технике*, Т. 14, № 9, 2022, С. 410–419.
17. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.

References

1. Deeb R., Comparative analysis of the latest improvements in heat transfer and hydrodynamic characteristics of smooth tubes in cross flow, *Thermal processes in engineering*, 2021, vol. 13, no. 2, pp. 50–69. [in Russian]. DOI:10.34759/tpt-2021-13-2-50-69
2. Webb R. L., Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981, vol. 24, no. 4, pp. 715–726. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90015-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90015-6)
3. Khalatov A. A., Donyk T. V., A new criterion of thermal-hydraulic efficiency for heat intensifiers, *Reports of the National Academy of Sciences of Ukraine*, 2014, no. 7, pp. 82–85.
4. Chatterjee D., Mondal B., Unsteady mixed convection heat transfer from tandem square cylinders in cross flow at low Reynolds numbers, *Heat Mass Transfer*, 2013, vol. 49, pp. 907–920. DOI:10.1007/s00231-013-1133-z
5. Zhukauskas A., Heat transfer from tubes in cross-flow, *Adv. Heat Transf.*, 1972, vol. 8, pp. 93–160. [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70038-8](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70038-8)
6. Bahaidarah H. M. S., Anand N. K., Chen H. C., A numerical study of fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes, *Num. Heat Trans. Part A: Appl.*, 2005, vol. 48, no. 4, pp. 359–385. <https://doi.org/10.1080/10407780590957134>
7. Toolthaisong S., Kasayapanand N., Effect of Attack Angles on Air Side Thermal and Pressure Drop of the Cross Flow Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangement, *Energy Procedia*, 2013, vol. 34. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.06.770>
8. Alawadhi E. M., Laminar forced convection flow past an in-line elliptical cylinder array with inclination, *J. Heat Transfer*, 2010, vol. 132, no. 7, 071701. <https://doi.org/10.1115/1.4000061>
9. 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. [in Russian].
10. Deeb R., Sidenkov D. V., Numerical analysis of heat transfer and fluid flow around circular and non-circular tubes, *IOP Conf. Series J. Phys*, 2021, 2088, 012008. DOI:10.1088/1742-6596/2088/1/012008
11. Deeb R., Effect of angle of attack on heat transfer and hydrodynamic characteristics for staggered drop-shaped tubes bundle in cross-flow, *Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2020, vol. 48, no. 3, pp. 21–36. [in Russian].

12. Sayed A., et al., Effect of attack and cone angels on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle, *Heat and Mass Transfer*, 2015, vol. 51, pp.1001–1016. DOI:10.1007/s00231-014-1473-3
13. 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 Russian]. <http://doi.org/10.33257/PhChGD.22.5.960>
14. Deeb R., Thermal-aerodynamic characteristics of staggered mixed tubes bundle composed of circular and drop-shaped tubes, *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2022, vol. 23, no. 2. [in Russian]. <http://doi.org/10.33257/PhChGD.23.2.987>
15. Deeb R., Numerical analysis of the effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow and heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2022, vol. 183, part B, 122123. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122123>
16. Deeb R., Prediction of Heat Transfer Characteristics of Single and Multi-Row Staggered Drop Tube Heat Exchangers, *Thermal processes in engineering*, 2022, vol. 14, no. 9, pp. 410–419. [in Russian]. DOI:10.34759/tpt-2022-14-9-411-421
17. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.

Статья поступила в редакцию 9 марта 2023 г.