

Thermal-aerodynamic characteristics of staggered mixed tubes bundle composed of circular and drop-shaped tubes

^{1,2}Deeb Rawad

¹National Research University (Moscow Power Engineering Institute)
Moscow, 111250, Russia

²Damascus University, Damascus, Syria
e.rawad.deeb@yandex.com, DeebR@mpei.ru

Abstract

The purpose of this study is to clarify heat transfer and fluid flow behavior across six-row mixed tubes bundles. The tubes bundle is consisting of circular and drop-shaped cross-sections in a staggered arrangement. The Reynolds number Re for the flow is varied from 1.78×10^3 to 18.72×10^3 . Six cases of the mixed tubes bundle are considered. The results of the mixed tubes bundles are compared with those of the circular (case I) and drop-shaped ones (case II). ANSYS Fluent software package is utilized to simulate the convective heat transfer and aerodynamic. The results of the numerical simulation showed that the cross-sectional shape of the tubes and their location in the bundle significantly affect the heat transfer and pressure drop in the bundle. Case IV (circular tubes in the 1st, 3rd, 5th rows, and drop-shaped tubes in the 2nd, 4th, 6th rows) increases the average-Nusselt number Nu_{av} by about 1 ÷ 8 % and 48 ÷ 49 % compared to that of the circular and drop-shaped tubes bundle, respectively. Case VII (drop-shaped tubes in the 1st, 2nd, 4th, 6th rows, and circular tubes in the 3rd, 4th rows) has the lowest friction factor f compared to the other cases of circular and mixed tubes bundles. Moreover, the maximum values of the thermal-hydraulic performance ϵ are achieved in the case IV at $Re = 1.78 \times 10^3$ and the case VII at $Re > 1.78 \times 10^3$, which were about 15 % and (2 ÷ 5) %, respectively, higher than those obtained for the drop-shaped tubes bundle. Generalized correlations for Nu_{av} , f , and ϵ for the studied mixed tubes bundles were predicted.

Keywords: drop-shaped tube, circular tube, mixed tubes, heat transfer, friction factor, Nusselt number, friction factor, effectiveness, efficiency, thermal – aerodynamic characteristics, heat exchanger, CFD, Fluent.

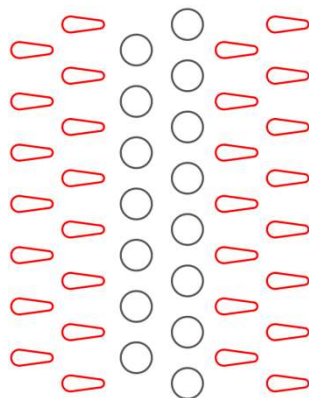


Fig. 1. Computational domain, case VII

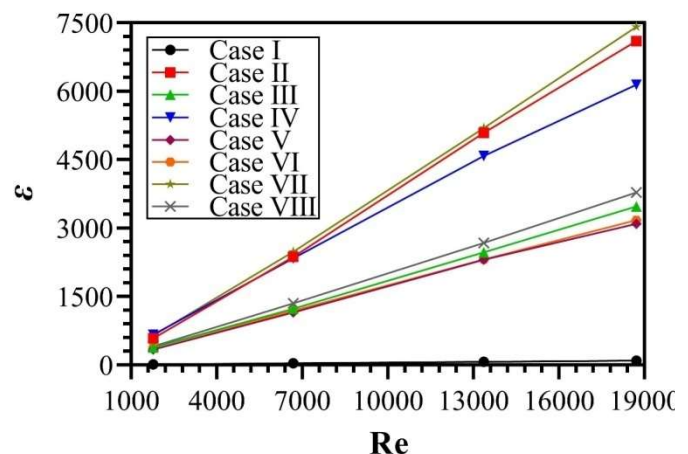


Fig. 2. Effectiveness versus Reynolds number for all studied cases

УДК 532.5.004.414.23:536.2.004.414.23

Теплоаэродинамические характеристики шахматного смешанного пучка круглых и каплевидных труб

^{1,2}Дееб Равад¹Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, Москва, 111250, Красноказарменная, 14²Университет Дамаска, Дамаск, Сирияe.rawad.deeb@yandex.com, DeebR@mpei.ru

Аннотация

Настоящая работа была проведена с целью исследования характеристик теплообмена шестирядного пучка труб, состоящего из круглого и каплевидного сечений, расположенных в шахматной компоновке. Число Рейнольдса Re варьируется от 1.78×10^3 до 18.72×10^3 . Рассмотрены шесть случаев смешанного пучка труб. Теплоаэродинамические характеристики смешанных пучков труб сравниваются с круглыми (случай I) и каплевидными (случай II). Программный пакет ANSYS Fluent используется для моделирования конвективного теплообмена и аэродинамики. Результаты численного моделирования показали, что форма поперечного сечения труб и их расположение в пучке существенно влияют на теплообмен и перепад давления в пучке. Случай IV (круглые трубы в 1-м, 3-м, 5-м рядах и каплевидные трубы во 2-м, 4-м, 6-м рядах) среднее число Нуссельта Nu_{cp} увеличивается примерно на $1 \div 8 \%$ и $48 \div 49 \%$ по сравнению с круглым и каплевидным пучком труб, соответственно. Случай VII (каплевидные трубы в 1-м, 2-м, 4-м, 6-м рядах и круглые трубы в 3-м, 4-м рядах) имеет наименьший коэффициент аэродинамического сопротивления f по сравнению с другими случаями круглых и смешанных пучков труб. При этом максимальные значения теплогидродинамической эффективности ε достигаются в случае IV при $Re = 1.78 \times 10^3$ и в случае VII при $Re > 1.78 \times 10^3$, которые были на 15% и $(2 \div 5) \%$ соответственно выше, чем у пучка каплевидных труб. Предложены зависимости, позволяющие определить Nu_{cp} , f и ε для исследованных смешанных пучков труб.

Ключевые слова: каплевидная труба, круглая труба, смешанные трубы, теплообмен, теплообменник, число Нуссельта, коэффициент аэродинамического сопротивления, эффективность, численное исследование, CFD, Fluent.

1. Введение

С ростом стоимости производства энергии и увеличением выбросов загрязняющих веществ, повышение энергоэффективности промышленного оборудования стало приоритетным направлением деятельности для многих стран и исследователей. Теплообменники широко используются для многих промышленных и бытовых целей, например, в качестве компонентов систем кондиционирования, отопления и охлаждения. Достижение желаемой производительности в таких теплообменниках зависит от эффективности их работы. В них термическое сопротивление со стороны воздуха составляет от 70 до 80 % от общего сопротивления [1]. Следовательно, любое повышение эффективности теплообменников направлено на увеличение конвективной теплоотдачи со стороны воздуха за счет ограничения непрерывного роста теплового пограничного слоя (с увеличением толщины пограничного слоя интенсивность теплоотдачи уменьшается), а также на снижение перепада давления за счёт уменьшения вихревых

зон (отрыв пограничного слоя с поверхности трубки приводит к образованию вихрей в рабочей жидкости, которые в свою очередь увеличивают перепад давления).

Были проведены многочисленные экспериментальные и численные исследования конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления неудобно-обтекаемых тел, таких как круглые и квадратные трубы [2–6]. Простота изготовления круглых труб является основной причиной их широкого использования в теплообменниках. Однако при внешнем обтекании круглых труб за трубами образуются крупные вихри, что может привести к значительным потерям давления и необходимости высокой мощности на прокачку рабочей жидкости по тракту. Чтобы решить эту проблему, исследователи задумались о замене круглых труб на трубы другого сечения. Ряд исследований последнего десятилетия наглядно показали, что некруглые трубы значительно повышают эффективность теплообменников [7]. В работе [8] численно исследовали характеристики пучка плоских труб как в случае коридорного, так и в случае шахматного расположения. Авторы сообщили, что эквивалентный пучок круглых труб лучше, чем пучок плоских труб с точки зрения теплообмена. Однако теплогидродинамические характеристики пучка плоских труб лучше. В работе [9] численно исследовали эффективность плоских труб с разным соотношением сторон. Были использованы два разных числа Рейнольдса $Re = 1000$ и 2000 . Результаты показали, что плоская труба с соотношением сторон 0.15 улучшает теплообмен по сравнению с круглой трубой того же эквивалентного диаметра.

Эллиптические, линзообразные и овальные трубы были задействованы во многих исследованиях [10–15]. Авторы работы [10] численно смоделировали поведение поперечного обтекания шахматных пучков эллиптических и плоских труб. Авторы сообщили, что пучок эллиптических труб имеет более высокую теплоотдачу и перепад давления, чем плоских труб. В [11] экспериментальное исследование конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматного пучка эллиптических труб. Исследование охватывало числа Рейнольдса от 5600 до 40000 , угол атаки от 0° до 150° и соотношение сторон от 0.25 до 1 . Авторы пришли к выводу, что увеличение угла атаки улучшает теплообмен. Кроме того, максимальные теплогидродинамические характеристики эллиптических труб были достигнуты при $\theta = 0^\circ$. Авторы работы [12] экспериментально исследовали поведение потока и характеристики теплообмена шахматного пучка овальных труб. Было найдено, что требуемая мощность прокачки в случае овальных труб относительно низкая из-за меньшей лобовой площади по сравнению с круглыми трубками. Авторы [13] сообщили, что по сравнению с обычными круглыми трубами эллиптические трубы снижают падение давления примерно на 18% . В работе [14] численно исследованы теплогидродинамические характеристики шахматного смешанного пучка, состоящего из круглых и эллиптических труб. Число Рейнольдса варьировалось от 100 до 2000 . Было найдено, что смешанный пучок труб имеет более высокое среднее число Нуссельта Nu_{cp} и перепад давления ΔP , чем эллиптический пучок труб. Однако пучок труб круглого сечения показал более высокие Nu_{cp} и ΔP по сравнению со смешанным пучком труб. Обтекание линзообразных и эллиптических труб с соотношением сторон 0.3 , 0.5 и 0.8 было численно исследовано в [15]. Число Рейнольдса поперечного потока жидкости варьировалось от 500 до 10000 . Авторы пришли к выводу, что по сравнению с круглой трубой Nu_{cp} и ΔP линзообразной трубы с отношением осей 0.5 были ниже примерно на $15 \div 35\%$ и $30 \div 40\%$ соответственно.

Так же были исследованы кулачковые и каплевидные трубы, как трубы удобообтекаемой формы. Эти трубы могут сочетать характеристики теплообмена эквивалентных круглых труб с лучшими аэродинамическими характеристиками линзообразных, овальных и эллиптических труб. Авторы [16] экспериментально оценили теплообмен и коэффициент аэродинамического сопротивления шахматного пучка кулачковых труб. Число Рейнольдса варьировалось от 27000 до 42500 . Авторы сообщили, что теплогидродинамические характеристики кулачковых труб примерно в 6 раз выше, чем круглых труб. В работе [17] проведено численное исследование перепада давления и теплообмена пучка кулачковых труб при поперечном обтекании

наножидкостью. Авторы пришли к выводу, что использование наножидкости приводит к более высокие значения $Nu_{ср}$. Кроме того, они обнаружили, что кулачковые трубы имеют лучшие теплоаэродинамические характеристики, чем круглые трубы.

В работе [18] экспериментально и численно исследованы теплообмен двух расположенных бок о бок каплевидных труб в различной компоновке для чисел Рейнольдса от 8000 до 40000 в сравнении с круглыми трубами. Показано, что теплоаэродинамическая эффективность каплевидных труб в $1.2 \div 2$ раза выше, чем у труб круглого сечения. Авторы научной работы [19] провели численное и экспериментальное исследование конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматного пучка труб каплевидной формы в диапазоне чисел Рейнольдса от 1850 до 9700. Результаты их исследования показали, что теплоаэродинамическая эффективность пучка каплевидных труб с нулевым углом атаки примерно в $2.3 \div 1.9$ и $1.4 \div 1.7$ раза больше, чем пучка труб круглого и эллиптического сечения соответственно. Авторы научной работы [20] сравнили теплоаэродинамические характеристики круглой, плоской, эллиптической, 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 работах [21, 22] проведены экспериментальные и численные исследования, чтобы определить влияние угла атаки на теплогидравлические характеристики каплевидной трубы. Результаты исследования показали, что каплевидная труба задерживает отрыв пограничного слоя от поверхности трубы. Кроме того, было найдено, что наилучшие значения эффективности достигаются при $\theta = 0^\circ$ и 180° . Автор разработал корреляции для числа Нуссельта и эффективности на основе числа Рейнольдса, числа Прандтля и угла атаки. В работе [23] проведено численное исследование аэродинамики и теплообмена шахматного пучка труб каплевидной формы при изменяющемся угле атаки набегающего потока для $1.78 \times 10^3 \leq Re \leq 18.72 \times 10^3$. Было показано, что максимальные значения эффективности достигаются при $\theta = 0^\circ$ (примерно в $1.6 \div 1.7$ раза больше, чем пучка круглых труб). Автор [24] определил оптимальное соотношение продольного и поперечного шагов в пучке труб каплевидного сечения. Было исследовано влияние отношения шага труб на интенсивность турбулентности, а также на характеристики теплообмена пучка труб каплевидной формы при $Re = (1.78 \div 18.72) \times 10^3$, продольном шаге ($P_L = 1.44 \div 2.04$) и поперечном шаге ($P_T = 1.24 \div 1.82$). Среди исследованных моделей было найдено, что наибольшая эффективность теплообменника достигается при $P_T = 1.64, P_L = 2.04$ при $Re = 1.78 \times 10^3$ и $P_T = P_L = 1.64$ при $Re > 1.78 \times 10^3$. Автор предложил уравнения для расчета среднего числа Нуссельта и теплоаэродинамической эффективности для каплевидных труб.

Из приведенного выше обзора литературы следует вывод, что трубы каплевидной формы являются одним из наиболее подходящих вариантов для повышения теплогидравлических характеристик теплообменника. Это связано с низким сопротивлением потоку, создаваемым этими трубами. Однако круглые трубы лучше, чем каплевидные трубы, с точки зрения теплообмена. Отсюда возникла идея объединения круглых и каплевидных трубок для улучшения общих тепловых характеристик каплевидных труб.

Результаты исследований, упомянутых выше, показали, что предварительных исследований смешанного пучка, состоящего из круглых и каплевидных труб, не проводилось. В настоящей работе проведено численное исследование теплогидродинамических характеристик шахматного смешанного пучка круглых и каплевидных труб. Число Рейнольдса варьировалось от 1.78×10^3 до 18.72×10^3 .

2. Описание объекта исследования

Двумерная вычислительная область была создана с помощью ANSYS SpaceClaim (рис. 1). Пучок состоит из 45 труб, расположенных в канале 780 мм (ширина) \times 305 мм (высота). На нижней и верхней стенках канала были добавлены симметричные ряды имитационных трубок для снижения влияния байпасного потока на конвективный теплообмен. Круглые и

каплевидные трубы такие же, как те, которые исследованы в [24]. Каплевидные трубы имеют следующие размеры и параметры относительного расположения: радиус широкой части 5.8 мм, радиус малой части 2.9 мм, эквивалентный диаметр $D_{эк} = 22.5$ мм (рис. 2), характерная длина каплевидной трубки $l = 70.59$ мм, продольный S_L и поперечный S_T шаг труб в пучке одинаков и равен 37 мм. Рассмотрены восемь конфигураций пучка труб. Конфигурации варьировались в зависимости от расположения круглых и каплевидных труб в пучке (рис. 3).

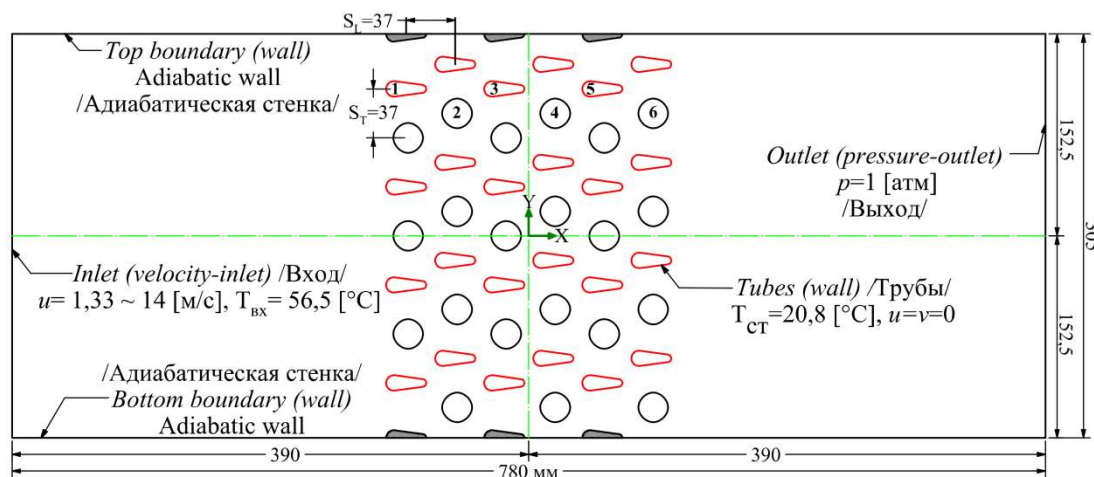


Рис. 1. Расчетная область с граничными условиями, случай V

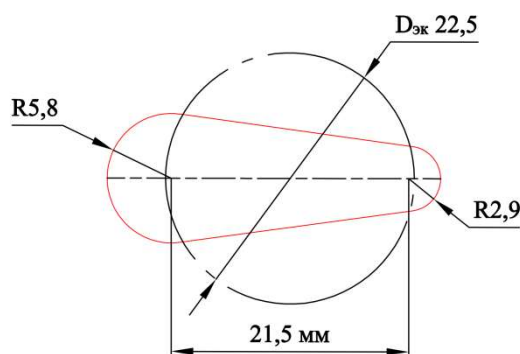


Рис. 2. Поперечное сечение каплевидной трубы

3. Численные исследования

3.1. Постановка задачи и граничные условия

Настоящие исследования выполнены с использованием программного пакета ANSYS Fluent [25]. Турбулентный поток воздуха через пучок труб считается стационарным и несжимаемым. Влиянием гравитации и радиационного теплообмена пренебрегают. Система дифференциальных уравнений сохранения включает в себя уравнение неразрывности, две проекции уравнения движения, уравнение энергии

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

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [U_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_{\Sigma} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right), \quad (3)$$

где i – индекс 1 и 2; U – скорость воздуха; P – давление воздуха; τ_{ij} – тензор вязких напряжений; λ_{Σ} – эффективный коэффициент теплопроводности среды; T – температура воздуха.

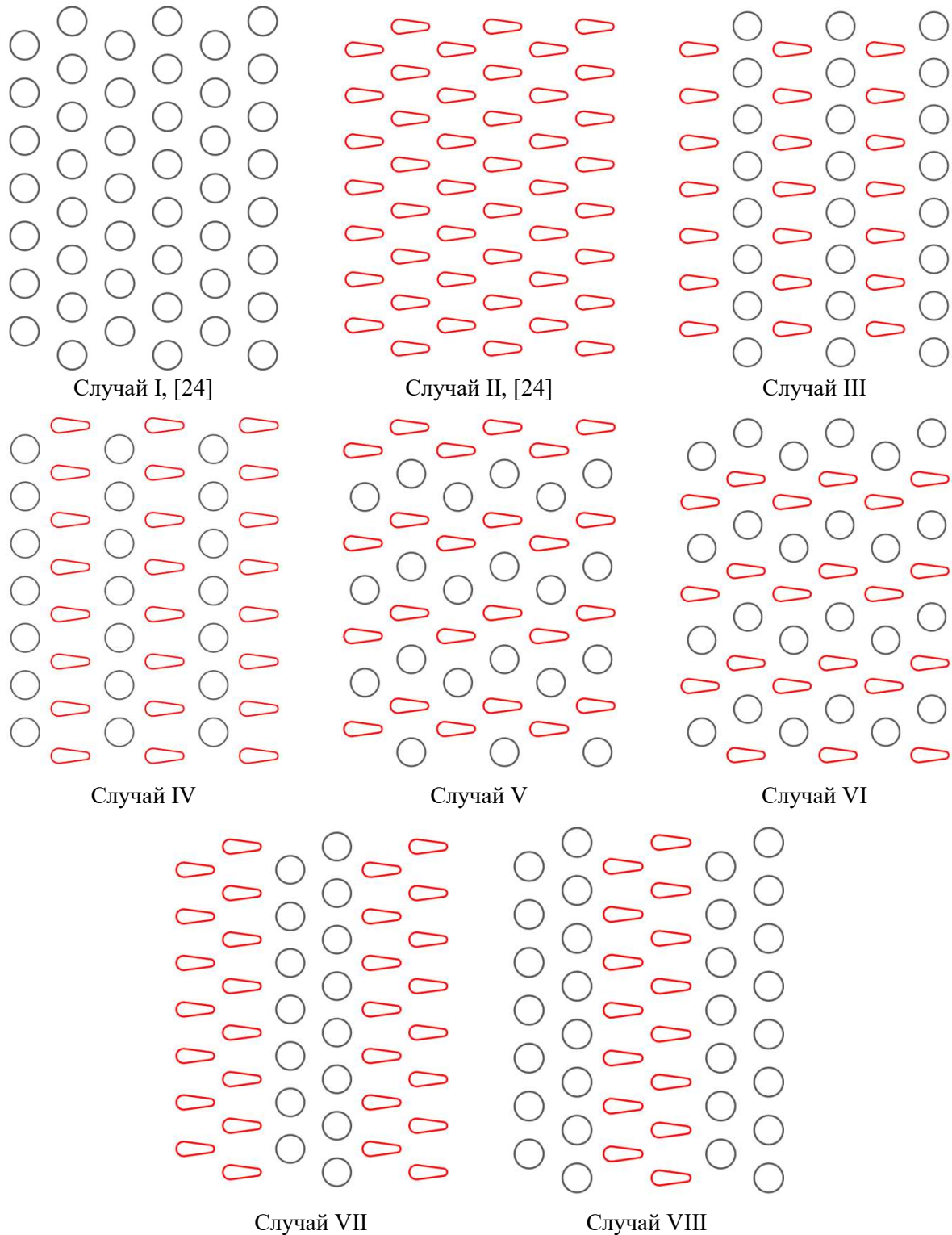


Рис. 3. Расположение круглых и каплевидных труб в смешанном пучке труб по сравнению с круглым и каплевидным пучком труб

Для замыкания осредненной по Рейнольдсу системы уравнений Навье – Стокса при моделировании течений рабочей среды во всех вариантах применялась двухпараметрическая модель турбулентности RNG k - ϵ с использованием метода пристеночного моделирования

(*Enhanced Wall Treatment*) [25, 26]. Окончание расчета происходило при достижении порядка погрешности решения уравнения энергии 10^{-4} и 10^{-7} для других уравнений.

В качестве внешнего теплоносителя, обтекающего пучок труб, рассматривался поток воздуха со скоростью на входе в канал $u_{вх} = 1.33 \div 14$ м/с, что соответствует числам Рейнольдса $Re = (1.78 \div 18.72) \times 10^3$, при температуре $T_{вх} = 56.5^\circ\text{C}$ и атмосферном давлении ($P = 1$ атм). Температура трубы $T_{труб} = 20.8^\circ\text{C}$. Численное моделирование всех исследованных случаев имеет одинаковые граничные условия. Теплофизические свойства рассчитываются по средней температуре набегающего потока. Граничные условия, заданные в ANSYS Fluent показаны на рис. 1.

3.2. Расчетная сетка и валидация численной модели

Расчетная сетка генерируется с использованием ICEM CFD. Для наиболее точной симуляции сетка (Quad и Tri элементы) строилась со сгущением в областях наибольшего градиента скорости (рис. 4) с соблюдением необходимого требования к выбранной модели турбулентности по значению $1 < y^+ < 5$. Для всех исследованных случаев минимальное качество сетки равняется 0.96.

Результаты моделирования существенно зависят от количества и качества ячеек расчетной сетки. Поэтому плотность сетки увеличивалась до тех пор, пока не было получено сеточно-независимое решение. На рис. 5 показано влияние размера сетки на расчетное $Nu_{ср}$ для случая II при малых и высоких числах Рейнольдса. В этой работе рассматривается сетка из 187584 узлов.

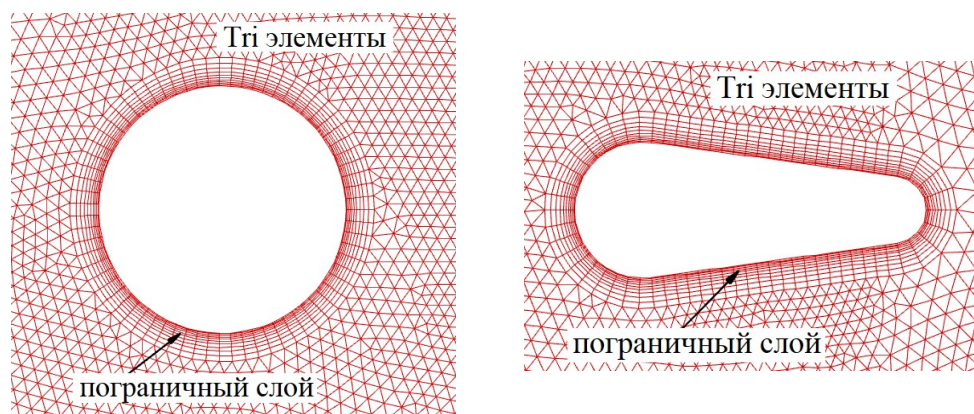


Рис. 4. Детали сетки вокруг труб

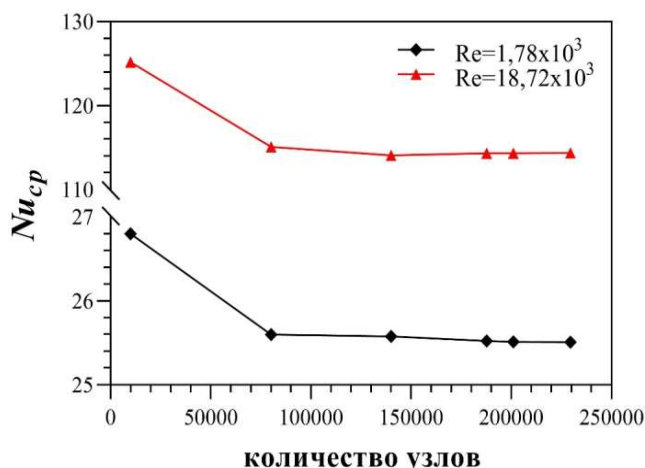


Рис. 5. Анализ чувствительности сетки, случай II

Валидация численной модели проводилась в ранее опубликованной работе [9]. Было показано, что турбулентная модель RNG $k-\varepsilon$ с использованием метода пристеночного моделирования (*Enhanced Wall Treatment*) является адекватной для моделирования обтекания пучков труб каплевидной формы.

3.3. Определение параметров

Характеристики потока и теплообмена в настоящей работе определяются следующими параметрами:

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_{D,\max} = \frac{\rho u_{\text{cp}} D_{\text{эк}}}{\mu}, \quad (4)$$

где u_{cp} – средняя скорость потока в узком сечении канала, ρ – плотность, μ – коэффициент динамической вязкости.

Среднее число Нуссельта пучка труб

$$\text{Nu}_{\text{cp}} = \frac{\alpha_{\text{cp}} D_{\text{эк}}}{\lambda}, \quad (5)$$

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

Коэффициент аэродинамического сопротивления

$$f = \frac{\Delta P}{0.5 \rho u_{\text{cp}}^2 N_L}, \quad (6)$$

где N_L – число поперечных рядов; ΔP – перепад давления воздушного потока.

Эффективность пучков каплевидных труб

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

4. Результаты исследований и их обсуждение

Линии тока показывают точку отрыва и указывают на место и интенсивность вихреобразования внутри пучка труб. На рис. 6 показаны линии тока для исследованных случаев при $\text{Re} = 1.78 \times 10^3$ и $\text{Re} = 18.72 \times 10^3$. Для всех исследованных случаев увеличение числа Рейнольдса приводит к увеличению перемешивания жидкости в кормовой части всех труб в пучке. Для пучка круглых труб (случай I) образуются две вихревые зоны в кормовой части каждой трубы. Размер этих вихрей больше по сравнению с остальными пучками труб.

Для каплевидного пучка труб (случай II) при малых Re обнаруживаются три отрывные зоны: две на боковых поверхностях и одна в кормовой части трубы. Отрыв пограничного слоя от поверхности обусловлен изменением давления и скорости. При высоких Re вихревые зоны существуют только на задней поверхности труб. Это связано с тем, воздух в кормовой части обтекаемого тела движется против подтормаживающего действия перепада давления. При высоких значениях Re запас кинетической энергии воздуха, накапливаемой в результате возрастания скорости у стенки трубы, хватает для преодоления этого торможения и поток смыкается у задней критической точки (точка отрыва сместилась вниз по потоку).

Случай III и IV отличаются расположением рядов круглых труб. Для случая III следует отметить, что вихри после последнего ряда намного больше, чем для случая IV. В случае IV вихри на боковых поверхностях труб исчезают даже при малых числах Рейнольдса. Это можно

объяснить тем, что поток воздуха перед прохождением рядов каплевидных труб ускоряется в проходах между круглыми трубками (рис. 7, случай IV) и в результате точка отрыва движется вниз по потоку.

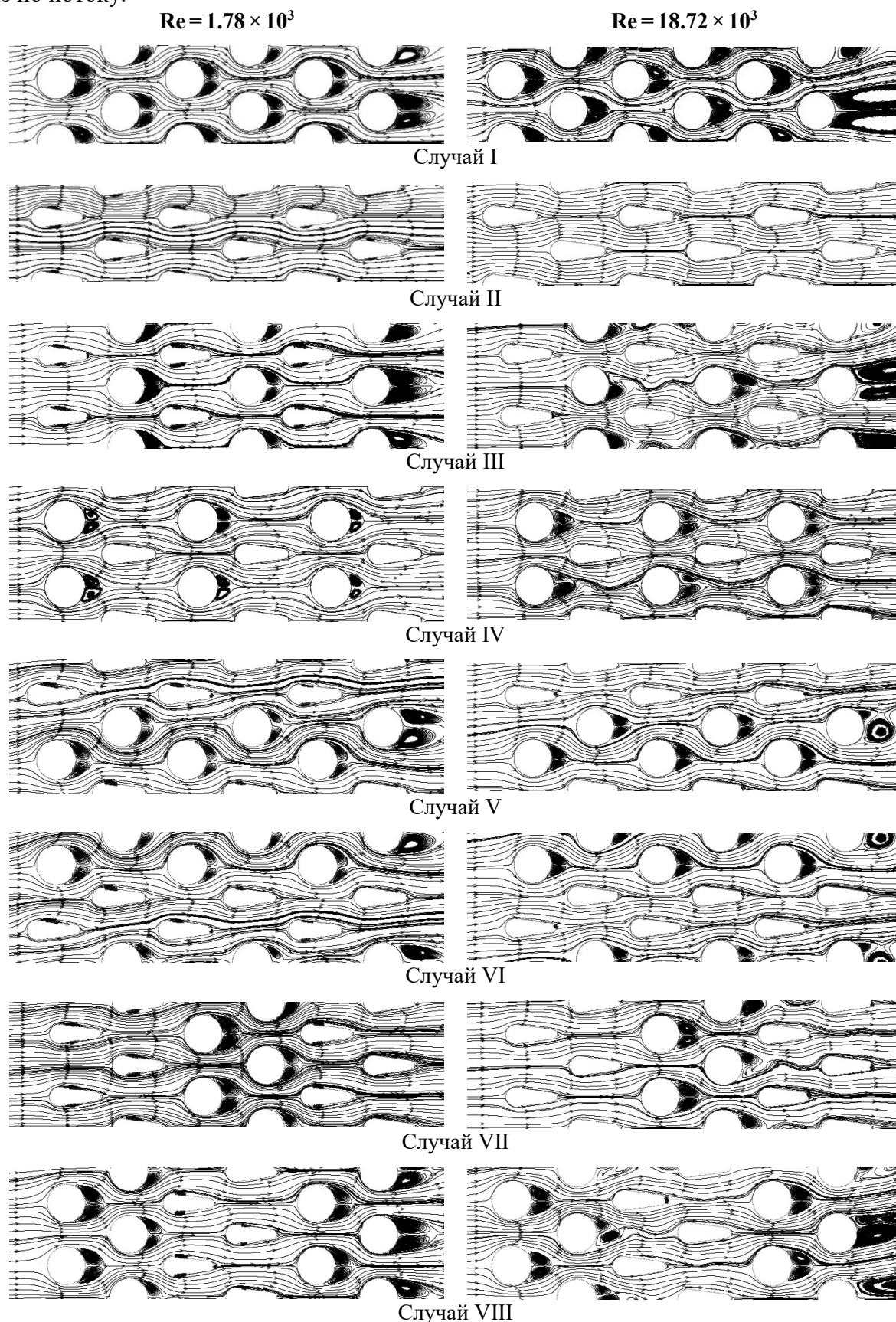


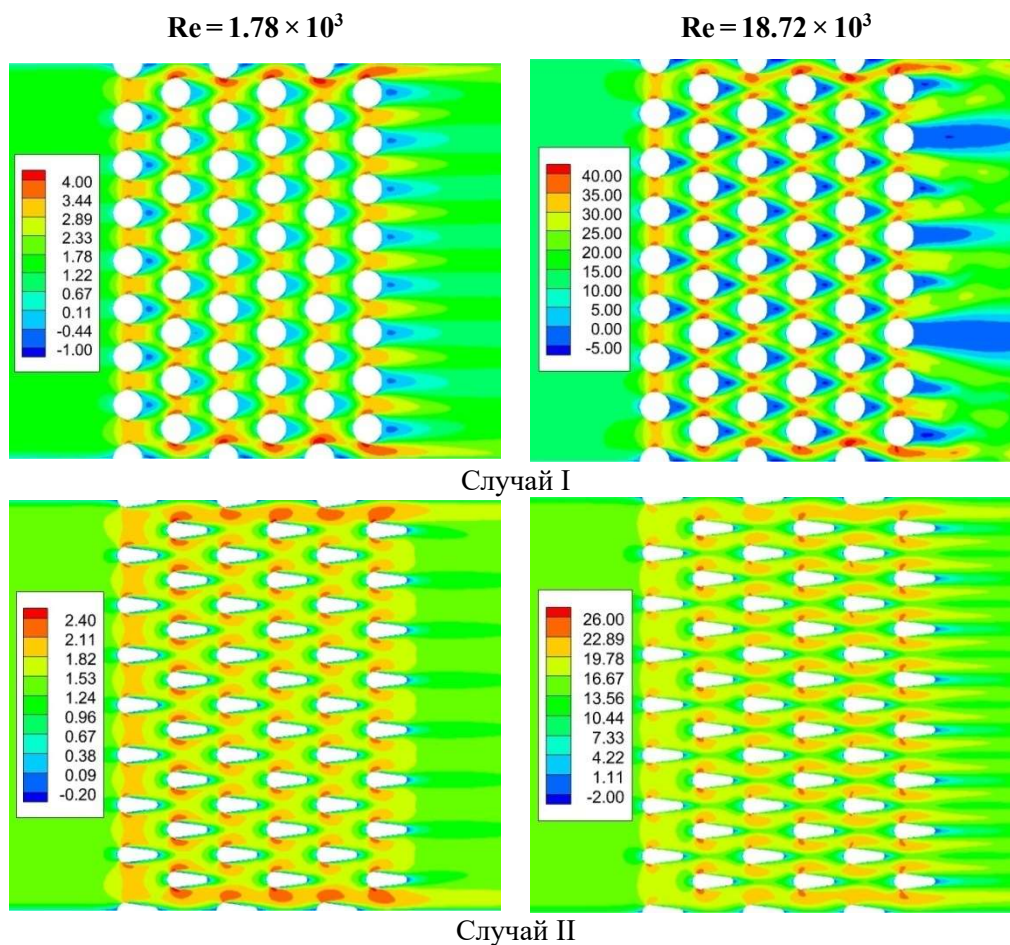
Рис. 6. Линии потока для всех исследованных случаев

Линии тока для случаев V и VI практически идентичны. Для обоих случаев V и VI, кроме последнего ряда, при определенном Re было найдено, что размер вихрей в задней части труб одинаков, это связано с постоянным расстоянием между круглыми и каплевидными трубами, расположенных в одном ряду. Вихри за трубами, расположенными в последнем ряду больше, поскольку поток воздуха не стеснен никакими трубами, расположенными за этим рядом.

Случаи VII и VIII представляют собой комбинацию случаев I и II. В случаях VI и VIII количество круглых труб больше по сравнению со случаями V и VII соответственно, поэтому значения среднего числа Нуссельта и коэффициента аэродинамического сопротивления должны быть больше.

На рис. 7 показаны контуры скоростей для случаев I, II, III, V и VII при $Re = 1.78 \times 10^3$ и $Re = 18.72 \times 10^3$. Видно, что максимальные значения скорости в пучке труб круглого сечения (случай I) выше, чем у остальных пучков труб. Это связано с тем, что площадь живого сечения между любыми двумя соседними круглыми трубами в каждом ряду действует как струи потока. Минимальные значения скорости получены для каплевидного пучка труб (случай II). Для случаев III и VII максимальные значения скорости в ряду каплевидных труб уменьшаются при прохождении потока воздуха ряда круглых труб, это связано с увеличением площади живого сечения в ряду каплевидных труб. Для случая V площадь живого сечения и максимальные значения скорости ниже и выше, чем для случаев (III, VII) и I соответственно.

Во всех случаях число Рейнольдса определяет увеличение или уменьшение скорости потока по пучку труб. Интенсивность снижения скорости потока за круглыми трубками больше, чем за каплевидными. Интенсивность вихреобразования видна по линиям тока (см. рис. 6) и контурам турбулентной кинетической энергии (рис. 8). Уменьшение скорости потока усиливает теплоотдачу от ряда труб и увеличивает коэффициент аэродинамического сопротивления.



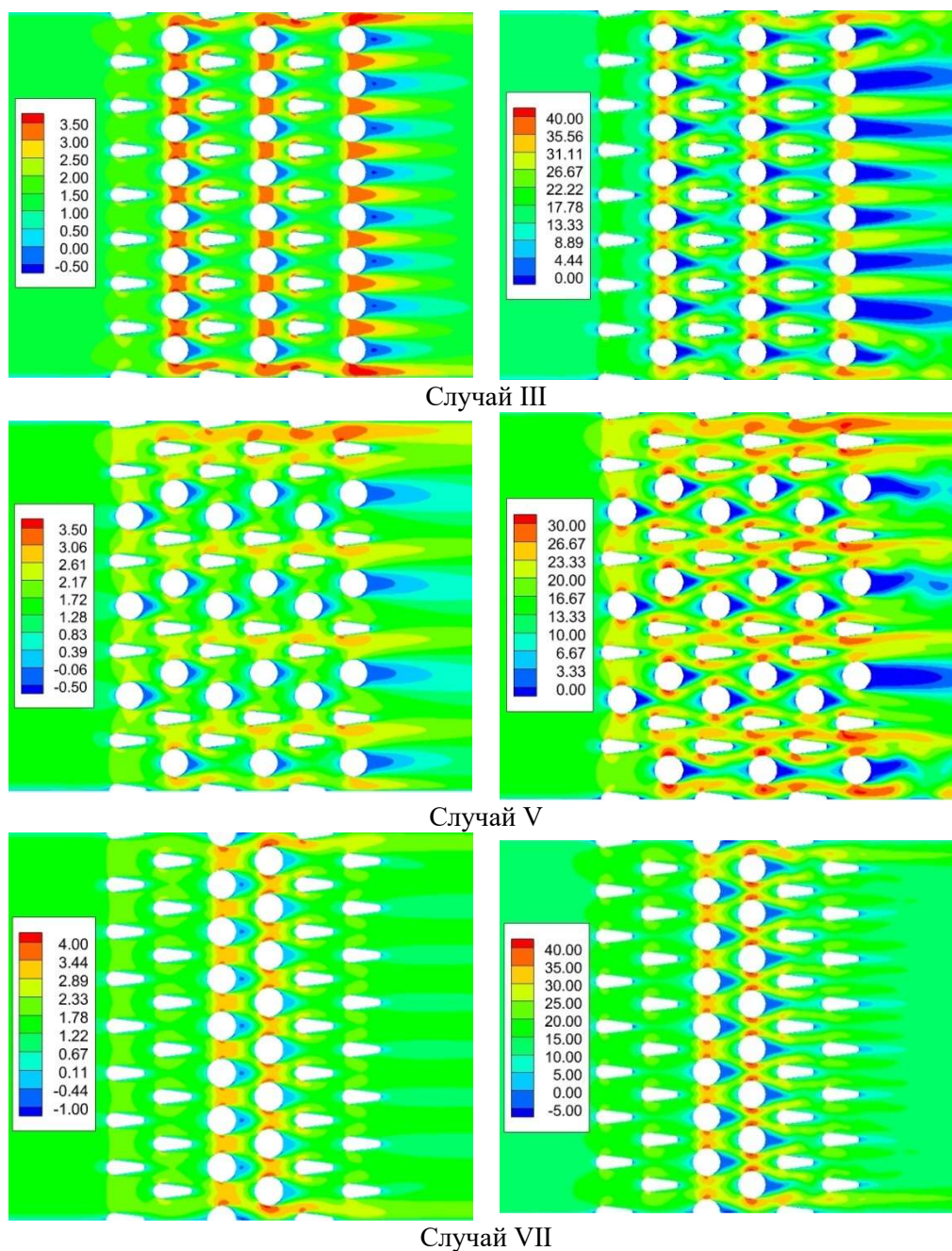


Рис. 7. Контуры скорости U , м/с

Турбулентная кинетическая энергия (ТКЭ) характеризует турбулентное движение и связанная с завихрениями в турбулентном потоке. Она определяется как средняя кинетическая энергия на единицу массы. Физически, турбулентная кинетическая энергия характеризуется среднеквадратичным значением (RMS)сдвига жидкости, создаваемого трением. Кинетическая энергия турбулентности передается по каскаду энергии турбулентности и рассеивается за счет сил вязкости. На рис. 8 показаны контуры турбулентной кинетической энергии (ТКЭ) для случаев I, II, III, V и VII при малых и высоких числах Рейнольдса. Для всех исследованных случаев ТКЭ увеличивается с увеличением Re . Это можно объяснить рециркуляцией воздуха в пучках труб, что способствует лучшему энергетическому обмену. Максимальные значения ТКЭ наблюдается за круглыми трубками в круглых (случай I) и смешанных (случаи III, V, VII) пучках труб. Кроме того, видно, что сочетание круглых труб с каплевидными увеличивает значения ТКЭ для смешанного пучка труб по сравнению с пучком каплевидных труб (случай II). Таким образом, смешанные пучки труб улучшают рециркуляцию воздуха и теплопередачу.

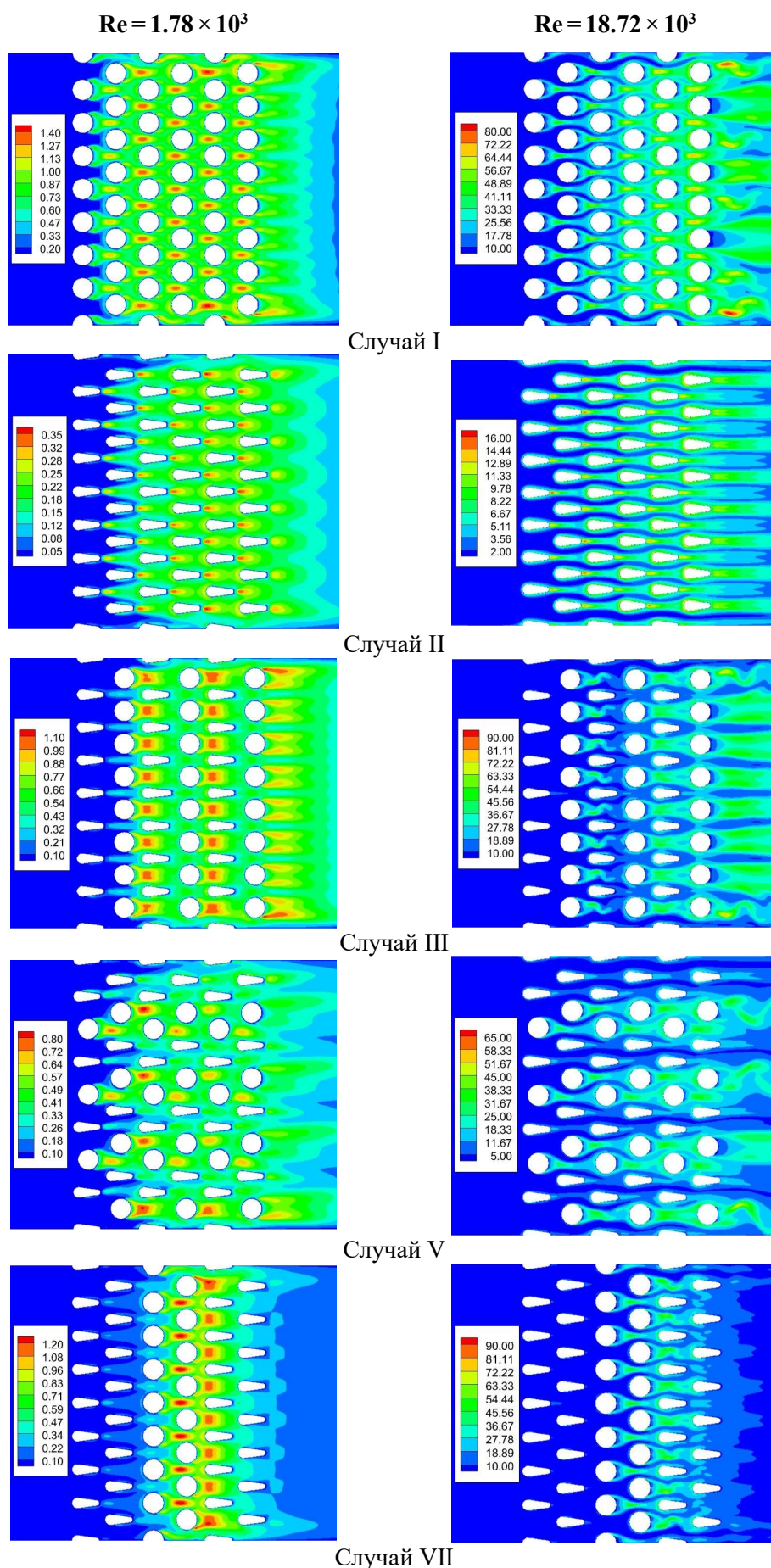


Рис. 8. Контуры турбулентной кинетической энергии (ТКЭ), m^2/c^2

На рис. 9 представлены температурные контуры для случаев I, II, III, V и VII при $Re = 1.78 \times 10^3$ и $Re = 18.72 \times 10^3$. Для всех исследованных случаев при низком значении Re тепловой пограничный слой, образующийся на поверхности труб, толще, чем для более высокого Re . При низких Re влияние вихря на усиление теплообмена снижается из-за низкого уровня турбулентности воздуха за трубами. Термическое сопротивление увеличивается с ростом теплового пограничного слоя. Поэтому в передней критической точке каждой трубы температура воздуха наибольшая, а затем она снижается, пока не достигнет точки отрыва пограничного слоя.

Зависимость среднего числа Нуссельта от числа Рейнольдса для всех исследованных конфигураций представлена на рис. 10. Для всех случаев видно, что значения Nu_{cp} увеличиваются с увеличением числа Рейнольдса. Это связано с увеличением интенсивности турбулизации воздуха за рядами труб, где пограничный слой становится тоньше. Отмечено, что более высокие и низкие значения Nu_{cp} достигаются в случаях IV и II, соответственно, для рассматриваемого диапазона Re . Максимальные значения Nu_{cp} в случае IV обусловлены тем, что поток воздуха выходит из рядов круглых труб в ряды каплевидных труб с большой скоростью. Кроме того, в случае IV площадь живого сечения в рядах каплевидных труб велика (уменьшается препятствие потоку), что, следовательно, усиливает турбулентное перемешивание за ним. Минимальные значения Nu_{cp} в случае II обусловлены низким уровнем интенсивности турбулентности (см. рис. 8), так как такая конфигурация обеспечивает минимальное препятствие потоку. Теплоотдача пучка смешанных труб, т.е. случай IV, выше примерно на $1.11 \div 8.10 \%$ (при $Re > 1.78 \times 10^3$) и $47.86 \div 49.04 \%$ (во всем диапазоне Re) по сравнению с пучком круглых и каплевидных труб соответственно. Для смешанных пучков труб наименьшие значения Nu_{cp} достигаются в случае V с увеличением на $20.56 \div 31.24 \%$ по сравнению с пучком каплевидных труб. Процентное увеличение/уменьшение среднего числа Нуссельта ΔNu_{cp} для смешанных пучков труб по сравнению с пучком круглых и каплевидных труб при различных Re приведено в табл. 1 (наименьшие значения ΔNu_{cp} выделены синим цветом, а самые высокие – красным).

Таблица 1

$\Delta Nu_{cp}(\%)$ по сравнению с пучком круглых и каплевидных труб

По сравнению с пучком круглых труб				
Случай	Re			
	1.78×10^3	6.68×10^3	13.37×10^3	18.72×10^3
I	--	--	--	--
II	-33.53	-30.41	-28.49	-27.47
III	-13.78	-8.18	-0.99	+1.41
IV	-1.72	+1.11	+6.12	+8.10
V	-19.86	-14.41	-7.34	-4.81
VI	-15.68	-10.58	-3.20	-1.01
VII	-18.42	-13.13	-6.23	-3.31
VIII	-11.23	-7.26	+0.15	+3.59
По сравнению с пучком каплевидных труб				
Случай	Re			
	1.78×10^3	6.68×10^3	13.37×10^3	18.72×10^3
II	--	--	--	--
III	+29.71	+31.94	+38.45	+39.82
IV	+47.86	+45.30	+48.39	+49.04
V	+20.56	+23.00	+29.57	+31.24
VI	+26.86	+28.50	+35.36	+36.49
VII	+22.73	+24.84	+31.13	+33.32
VIII	+33.55	+33.26	+40.04	+42.83

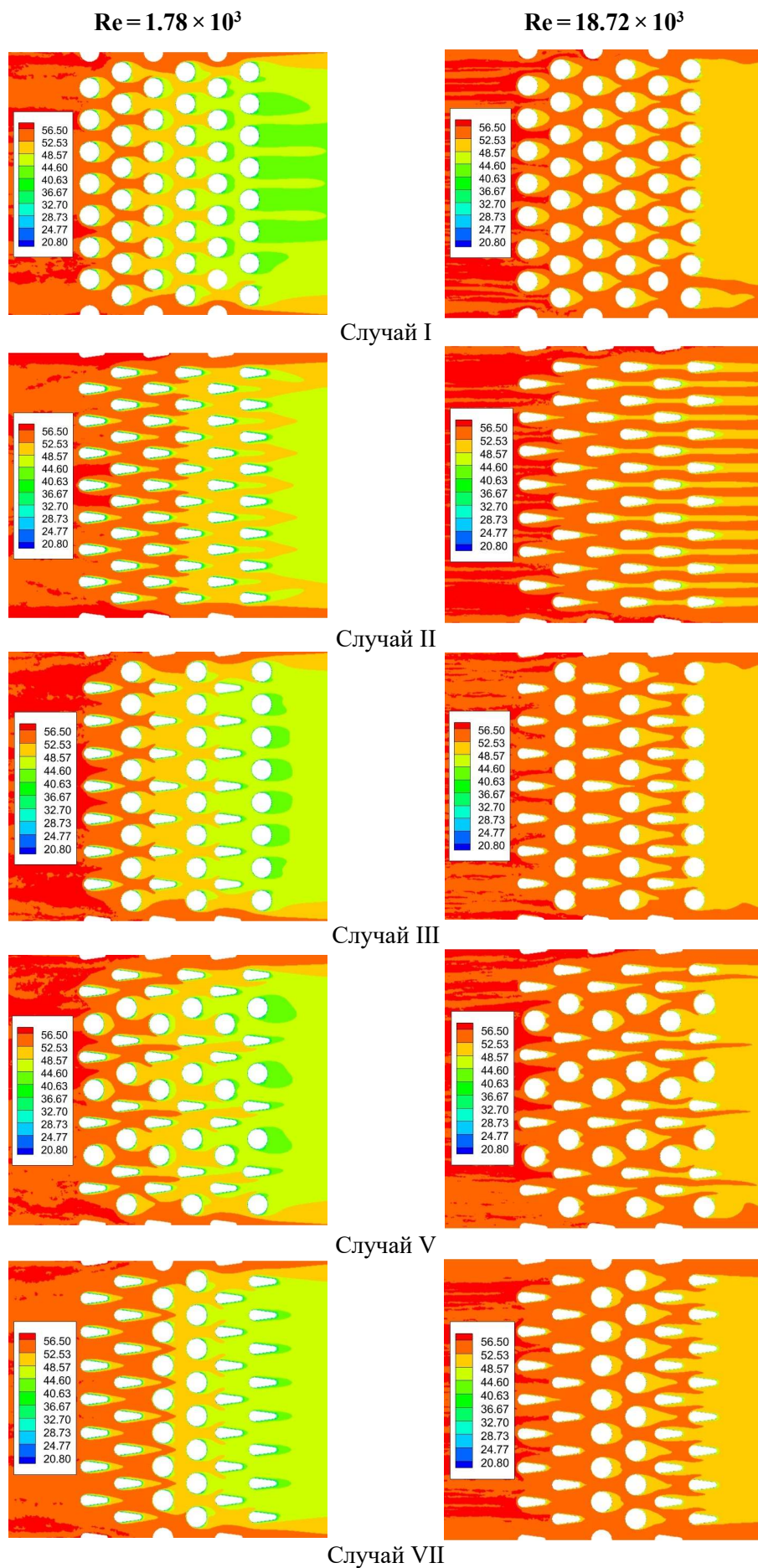


Рис. 9. Контуры температуры $T, ^\circ\text{C}$

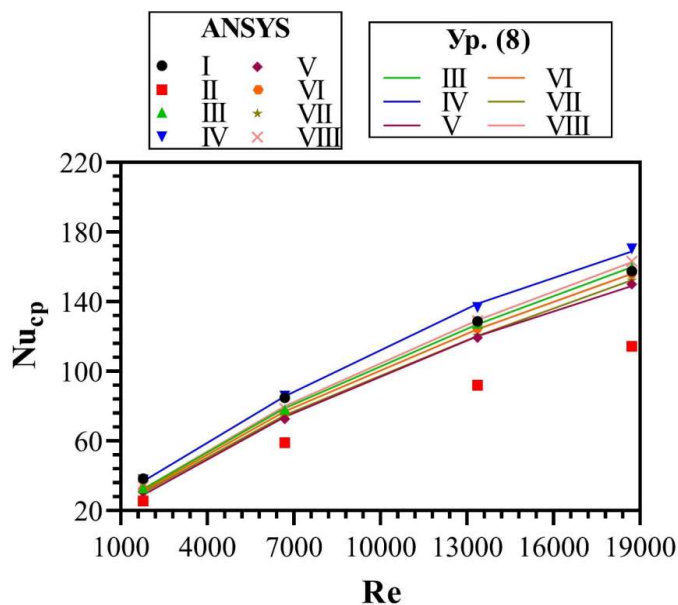


Рис. 10. Зависимость $Nu_{cp} = f(Re)$

На рис. 11 представлены контуры статического давления в пучке для случаев I, II, III, V и VII при $Re = 1.78 \times 10^3$ и $Re = 18.72 \times 10^3$ (избыточное, по отношению к атмосферному, давление). Для всех исследованных случаев видно, что давление имеет самые высокие значения в лобовой части труб в точке торможения, это связано с тем, что в этой точке скорость потока стремится к нулю (см. рис. 5). Давление уменьшается по мере того, как воздух проходит через пучок труб. Также можно отметить, что большие и меньшие значения перепада давления достигаются для случаев I и II соответственно. Это можно объяснить более высоким и более низким уровнем турбулентности для случаев I и II соответственно (см. рис. 8). Высокий уровень турбулентности увеличивает коэффициент аэродинамического сопротивления и перепад давления в пучке труб.

На рис. 12 показано влияние числа Рейнольдса на коэффициент аэродинамического сопротивления для всех исследованных конфигураций. Коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается по мере увеличения числа Рейнольдса. Это связано с тем, что при высоких числах Re перенос импульса внутри пограничного слоя при его турбулизации возрастает и на границе турбулентного пограничного слоя происходит энергичное перемешивание частиц этого слоя и внешнего потока. Следовательно, турбулентный след сужается, и точка отрыва пограничного слоя перемещается вниз по течению, а коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается. Рисунок 12 показывает, что коэффициент аэродинамического сопротивления пучков каплевидных и смешанных труб значительно меньше, чем у пучка круглых труб (меньше примерно на $96.85 \div 98.71 \%$). Однако, по сравнению с пучком каплевидных труб, пучки смешанных труб имеют более высокие значения коэффициента аэродинамического сопротивления. Обтекаемая форма каплевидной трубы обеспечивает минимальное сопротивление потоку (случай II). Минимальные значения f для смешанного пучка труб достигаются для случая VII (больше примерно на $10.51 \div 27.73 \%$ по сравнению с пучком каплевидных труб для всего диапазона Re). В табл. 2 показано процентное увеличение/ уменьшение коэффициента аэродинамического сопротивления Δf для смешанных пучков труб по сравнению с пучком круглых и каплевидных труб при различных Re . В табл. 2 максимальное и минимальное значения Δf выделены красным и синим цветом, соответственно.

Характеристики потока и теплообмена для смешанных пучков труб обсуждались выше. Однако необходимо оценить совокупный эффект. Рисунок 13 иллюстрирует влияние числа Рейнольдса на эффективность исследуемых пучков. При малых числах Re разница между значениями эффективности для всех случаев невелика. Эффективность пучков каплевидных труб

увеличиваются при высоких числах Re . Это связано с увеличением $Nu_{ср}$ при уменьшении f . Хотя случай IV имеет самые высокие значения $Nu_{ср}$, как обсуждалось выше, он не имеет максимальных значений эффективности для всего диапазона Re . Это можно объяснить высокими значениями f в случае IV при высоких Re . Максимальные значения эффективности были достигнуты для случай IV при $Re = 1.78 \times 10^3$ и случай VII при $Re > 1.78 \times 10^3$. В таблице 3 показано процентное увеличение/ уменьшение эффективности $\Delta \varepsilon$ для смешанных пучков труб по сравнению с пучком каплевидных труб при различных Re . Значения эффективности для случаев II, III, IV, V, VI, VII и VIII в $43.10 \div 71.68$, $28.54 \div 35.09$, $49.37 \div 62.01$, $25.44 \div 31.27$, $28.45 \div 32.05$, $47.86 \div 74.82$ и $30.14 \div 38.18$ раза соответственно больше, чем у пучка круглых труб (случай I) для всего рассматриваемого диапазона Re .

Таблица 2

Δf (%) по сравнению с пучком круглых (случай I) и каплевидных труб (случай II)

По сравнению с пучком круглых труб				
Случай	Re			
	1.78×10^3	6.68×10^3	13.37×10^3	18.72×10^3
I	--	--	--	--
II	-8.46	-98.84	-98.97	-98.99
III	-96.98	-97.05	-97.06	-97.11
IV	-98.01	-98.29	-98.30	-98.26
V	-96.85	-97.06	-97.05	-96.96
VI	-97.04	-97.02	-96.93	-96.91
VII	-98.30	-98.61	-98.67	-98.71
VIII	-97.05	-97.28	-97.25	-97.29
По сравнению с пучком каплевидных труб				
Случай	Re			
	1.78×10^3	6.68×10^3	13.37×10^3	18.72×10^3
II	--	--	--	--
III	+95.89	+153.89	+185.25	+185.65
IV	+29.08	+47.45	+64.87	+72.29
V	+104.26	+153.02	+185.84	+200.87
VI	+92.20	+156.75	+197.49	+205.22
VII	+10.51	+19.47	+28.46	+27.73
VIII	+90.99	+134.09	+166.33	+168.18

Таблица 3

$\Delta \varepsilon$ (%) по сравнению с пучком каплевидных труб (случай II)

Случай	Re			
	1.78×10^3	6.68×10^3	13.37×10^3	18.72×10^3
II	--	--	--	--
III	-33.79	-48.03	-51.47	-51.05
IV	+14.55	-1.46	-10.00	-13.49
V	-40.98	-51.39	-54.67	-56.38
VI	-34.00	-49.95	-54.50	-55.28
VII	+11.06	+4.49	+2.08	+4.38
VIII	-30.07	-43.07	-47.42	-46.74

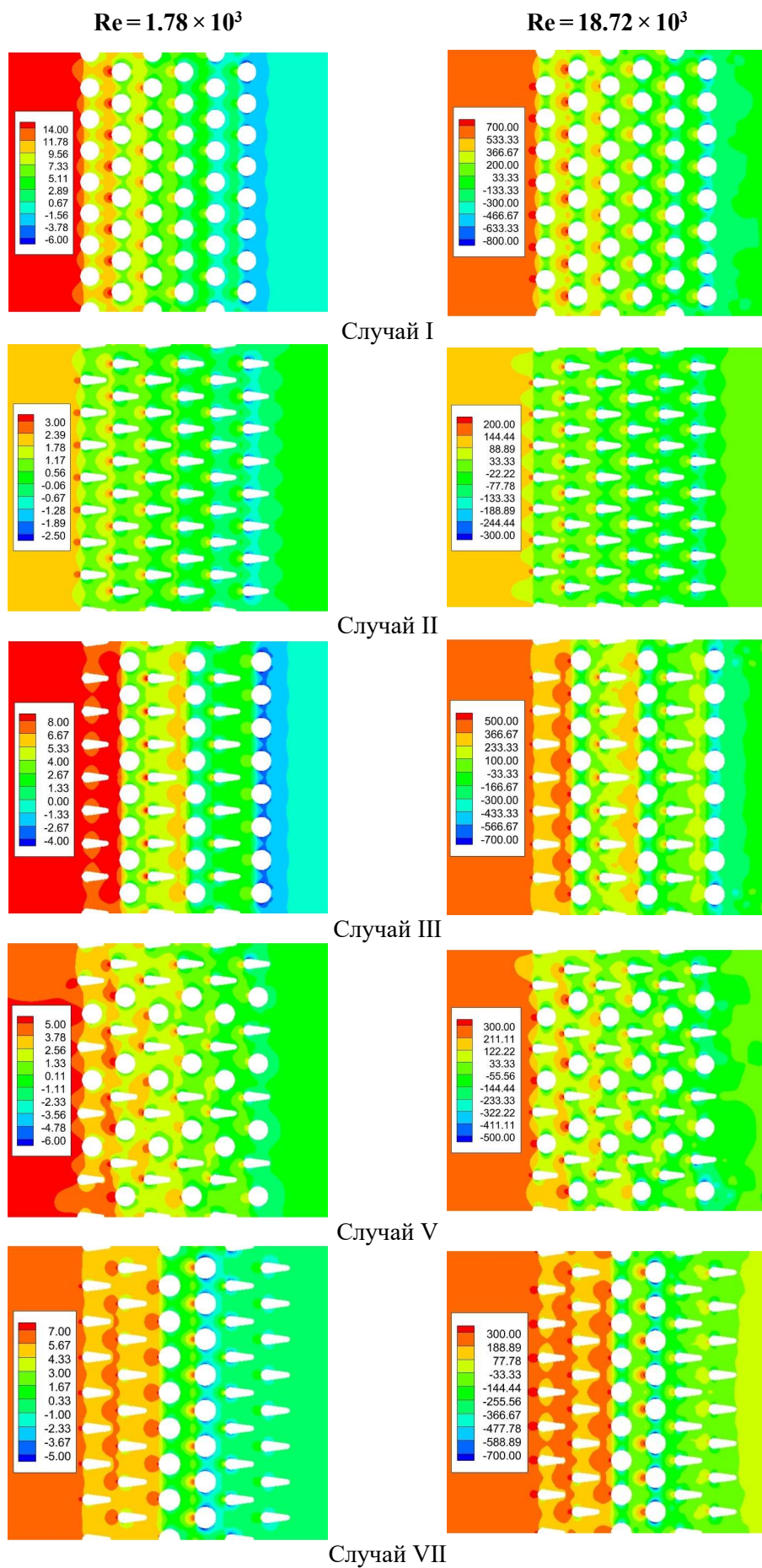


Рис. 11. Контуры статического давления P , Па

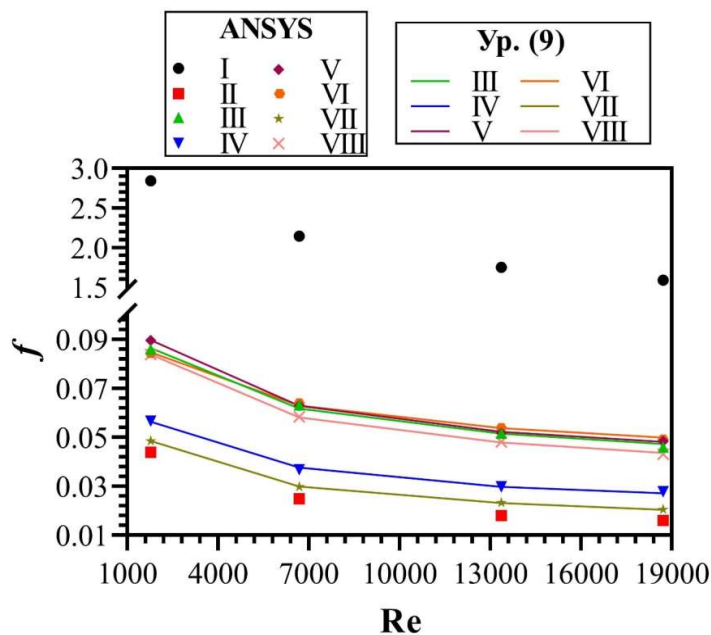


Рис. 12. Зависимость $f = f(Re)$

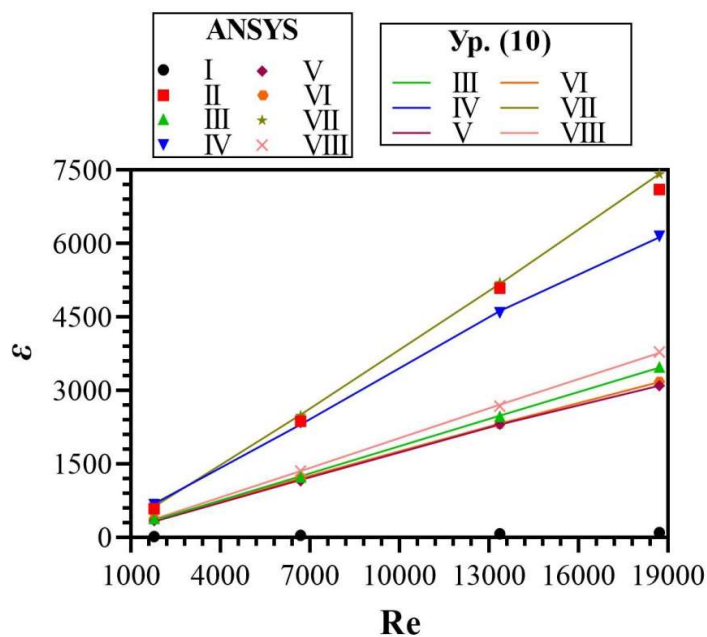


Рис. 13. Зависимость $\varepsilon = f(Re)$

Зависимости среднего числа Нуссельта, коэффициента аэродинамического сопротивления и эффективности для пучка смешанных труб, состоящих из круглых и каплевидных труб, были получены на основе данных моделирования следующим образом:

$$Nu_{cp} = A Re_{D,max}^B, \quad (8)$$

$$f = A Re_{D,max}^B, \quad (9)$$

$$\varepsilon = A Re_{D,max}^B \quad (10)$$

Таблица 4 показывает все константы для полученных корреляций. Соотношения (5, 6, 7) применимы для $1.78 \times 10^3 \leq Re \leq 18.72 \times 10^3$ и числа Прандтля воздуха $Pr \cong 0.699$.

Таблица 4

Коэффициенты уравнений (5–7)

Случай	для Nu_{cp} , (8)		для f , (9)		для ε , (10)	
	А	В	А	В	А	В
III	0.09719	0.59599	0.76594	-0.22587	0.07860	0.86112
IV	0.17052	0.55694	0.73534	-0.26821	0.29691	0.80262
V	0.08382	0.62208	0.81552	-0.23696	0.09878	0.86110
VI	0.08293	0.62118	0.59225	-0.20547	0.10427	0.85085
VII	0.07869	0.60612	1.14196	-0.32386	0.07005	0.92723
VIII	0.08160	0.60845	0.93968	-0.24755	0.06713	0.87616
Максимальное отклонение, %	5.49		2.68		8.74	

5. Заключение

Исследованы характеристики теплообмена и аэродинамики смешанного пучка круглых и каплевидных труб для $1.78 \times 10^3 \leq Re \leq 18.72 \times 10^3$. Шесть конфигураций смешанных пучков труб сравнивались с пучками круглых и каплевидных труб. Были получены следующие основные выводы:

1. Среднее число Нуссельта и коэффициент аэродинамического сопротивления сильно зависят от вихрей, образующихся в трубном пучке. Образование вихрей зависит от расположения труб в пучке.
2. Хотя смешанный пучок труб, т.е. случай IV, увеличивает теплоотдачу на $48 \div 49$ % по сравнению с пучком каплевидных труб (случай II), он вызывает увеличение коэффициента аэродинамического сопротивления на $29 \div 72$ %.
3. Смешанные пучки труб имеют более высокие значения коэффициента аэродинамического сопротивления по сравнению с пучком труб каплевидной формы. Однако f пучков смешанных труб значительно ниже, чем у круглых труб.
4. Аэродинамическое сопротивление пучков труб уменьшается с увеличением Re . Минимальные значения f были достигнуты для пучка смешанных труб, т.е. случай VII, которые примерно на $11 \div 28$ % выше по сравнению с пучком каплевидных труб для всего диапазона Re .
5. Увеличение эффективности на 15 % и $2 \div 5$ %, относительно пучка каплевидных труб, наблюдалось при использовании пучка смешанных труб, т.е. случая IV (при $Re = 1.78 \times 10^3$) и случая VII (при $Re > 1.78 \times 10^3$) соответственно.
6. Представлены зависимости, позволяющие определить Nu_{cp} , f , ε для рассматриваемых пучков смешанных труб, в зависимости от Re .

Полученные результаты могут служить основой для дальнейших исследований теплообмена и аэродинамических характеристик пучков труб каплевидного и круглого сечения различной конфигурации.

Литература

1. AbdRabbo M.F., Badawy M.T.S., Sakr R.Y., Goma A.G., Rashed H. R., Fawaz H.E., "Numerical investigation of cutting edge effect on fluid flow and heat transfer for in-phase trapezoidal air channels," *Alexand. Eng. J.*, Vol. 57, 2018, pp. 911–926.
2. Zhukauskas A., "Heat transfer from tubes in cross-flow", *Adv. Heat Transf.* Vol. 8, 1972, pp. 93–160.

3. Patnana V.K., Bharti R.P., “Two-dimensional unsteady forced convection heat transfer in power-law fluids from a cylinder,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 53, No. 19, 2010, pp. 4152–4167.
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. Yen S.C., Liu J.H., “Wake flow behind two side-by-side square cylinders,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 32, 2011, pp. 41–51.
6. Buyruk E., “Numerical study of heat transfer characteristics on tandem cylinders, inline and staggered tube banks in cross-flow of air,” *IntCommun Heat Mass Transfer*, Vol. 29, 2002, pp. 355–66.
7. Дееб Р., “Обобщение и анализ результатов последних исследований в области улучшения характеристик теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании гладких труб,” *Вестник Тепловые процессы в технике*, Том. 13, № 2, 2021.
8. 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.
9. Yahya M., Saghir M.Z., “Thermal analysis of flow in a porous flat tube in the presence of a nanofluid: Numerical approach,” *Int. J. of Thermofluids*, Vol. 10, 2021, 100095.
10. Swain A., Das M.K., “Convective heat transfer and pressure drop over elliptical and flattened tube,” *Heat Transf- Asian Research*, Vol. 45, No. 5, 2016, pp.462-481.
11. Ibrahim T.A., Goma A., “Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow,” *Int J Therm Sci.*, Vol. 48, 2009, pp.2148–58.
12. Merker G.P., Hanke H., “Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube banks having oval-shaped tubes,” *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 29, 1986, pp.1903–9.
13. Brauer H., “Compact heat exchangers,” *J. Chem. Process Eng*, 1964, pp. 451-460.
14. Rajiva L.M., Abhilas S., Mihir K.D., “Thermal performance of mixed tube bundle composed of circular and elliptical tubes,” *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 5, 2018, pp. 492-505.
15. Li Z., Davidson J.H., Mantell S.C., “Numerical simulation of flow field and heat transfer of streamlined cylinders in cross flow,” *J. Heat Transfer*, Vol. 128, No. 6, 2006, pp.564-570.
16. Bayat H., Lavasani A. M., Maarefdoost T., “Experimental study of thermal–hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 85, 2014, 106748.
17. A Lavasani A. M., Bayat H., “Numerical study of pressure drop and heat transfer from circular and cam-shaped tube bank in cross-flow of nanofluid,” *Energy Conversion and Management*, Vol.129, 2016, pp. 319–328.
18. Zhukova Yu.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
19. Sayed A.S.et al., “Parametric study of air cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes,” *EIJST*, 2012 15:3.
20. 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.
21. Deeb R., “The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, 183, 2022, 122115.
22. Deeb R., “Experimental and numerical investigation of the effect of angle of attack on air flow characteristics around drop-shaped tube,” *Physics of Fluids*, 33, 2021, 065110.
23. Дееб 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.
24. Дееб Р., “Влияние относительного продольного и поперечного шага на характеристики теплообмена шахматного пучка труб каплевидной формы,” *Вестник Тепловые процессы в технике*, Том 14, № 2, 2022, С. 74– 84.

25. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
26. Deeb, R., "Effect of longitudinal spacing on the flow characteristics and heat transfer for staggered drop-shaped tubes bundle in cross-flow," *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, Vol. 21, No. 1, 2020. <http://chemphys.edu.ru/issues/2020-21-1/articles/878/>

References

1. AbdRabbo, M. F., Badawy, M. T. S., Sakr, R. Y., Gomaa, A. G., Rashed, H. R., Fawaz, H. E., "Numerical investigation of cutting edge effect on fluid flow and heat transfer for in-phase trapezoidal air channels," *Alexand. Eng. J.*, Vol. 57, 2018, pp. 911–926.
2. Zhukauskas, A., "Heat transfer from tubes in cross-flow", *Adv. Heat Transf.*, Vol. 8, 1972, pp. 93–160.
3. Patnana, V. K., Bharti, R. P., "Two-dimensional unsteady forced convection heat transfer in power-law fluids from a cylinder," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 53, No. 19, 2010, pp. 4152–4167.
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. Yen, S. C., Liu, J. H., "Wake flow behind two side-by-side square cylinders," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 32, 2011, pp. 41–51.
6. Buyruk, E., "Numerical study of heat transfer characteristics on tandem cylinders, inline and staggered tube banks in cross-flow of air," *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, 2002, pp. 355–66.
7. Deeb, R., "Comparative analysis of the latest improvements in heat transfer and hydrodynamic characteristics of smooth tubes in cross flow," *Thermal processes in engineering*, Vol. 13, iss. 2, 2021, pp. 50–69.
8. 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.
9. Yahya, M., Saghir, M. Z., "Thermal analysis of flow in a porous flat tube in the presence of a nanofluid: Numerical approach," *Int. J. of Thermofluids*, Vol. 10, 2021, 100095.
10. Swain, A., Das, M. K., "Convective heat transfer and pressure drop over elliptical and flattened tube," *Heat Transf. Asian Research*, Vol. 45, No. 5, 2016, pp.462-481.
11. Ibrahim, T. A., Gomaa, A., "Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow," *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 48, 2009, pp.2148–58.
12. Merker, G. P., Hanke, H., "Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube banks having oval-shaped tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, 1986, pp.1903–9.
13. Brauer, H., "Compact heat exchangers," *J. Chem. Process Eng.*, 1964, pp. 451–460.
14. Rajiva, L. M., Abhilas, S., Mihir, K. D., "Thermal performance of mixed tube bundle composed of circular and elliptical tubes," *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 5, 2018, pp. 492–505.
15. Li, Z., Davidson, J. H., Mantell, S. C., "Numerical simulation of flow field and heat transfer of streamlined cylinders in cross flow," *J. Heat Transfer*, Vol. 128, No. 6, 2006, pp.564–570.
16. Bayat, H., Lavasani, A. M., Maarefdoost, T., "Experimental study of thermal–hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement," *Energy Conversion and Management*, Vol. 85, 2014, 106748.
17. A Lavasani, A. M., Bayat, H., "Numerical study of pressure drop and heat transfer from circular and cam-shaped tube bank in cross-flow of nanofluid," *Energy Conversion and Management*, Vol. 129, 2016, pp. 319–328.
18. Zhukova, Yu. 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*, Vol. 62, No. 6, 2018, pp. 756–762.
19. Sayed, A. S., et al., "Parametric study of air cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes," *EIJST*, 2012 15:3.

20. 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.
21. Deeb, R., “The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 183, 2022, 122115.
22. Deeb, R., “Experimental and numerical investigation of the effect of angle of attack on air flow characteristics around drop-shaped tube,” *Physics of Fluids*, Vol. 33, 2021, 065110.
23. 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*, Vol. 3, No. 45, 2020, pp. 21–36.
24. 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*, Vol. 14, No. 2, 2022, pp. 74–84.
25. ANSYS Fluent Reference Guide. ANSYS. Inc. Release 16.0. 2015.
26. Deeb, R., “Effect of longitudinal spacing on the flow characteristics and heat transfer for staggered drop-shaped tubes bundle in cross-flow,” *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, Vol. 21, No. 1, 2020. <http://chemphys.edu.ru/issues/2020-21-1/articles/878/>

Статья поступила в редакцию 9 апреля 2022 г.