

УДК 536.24:533.06.11

Обобщение и анализ результатов последних исследований в области улучшения характеристик теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании гладких труб

Дееб Равад^{1,2}¹ Университет Дамаска, Дамаск, Сирия² Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, 111250, Россия
e-mail: e.rawad.deeb@yandex.com

DOI: 10.34759/tpt-2021-13-2-50-69

Поступила в редакцию 27.01.2021

После доработки 19.02.2021

Принята к публикации 24.02.2021

Проводится обзор последних разработок, направленных на повышение термогидродинамической эффективности теплообменных аппаратов. Обсуждается влияние изменения поперечного сечения трубы, угла атаки, использования ребер и вихревых генераторов на теплоотдачу и перепад давления в теплообменниках. Представлены различные параметры для оценки термогидродинамических характеристик теплообменника. Показаны эмпирические и теоретические зависимости для расчета теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании труб из наиболее значимых литературных источников. По результатам этого обзора определены этапы исследований в этой области.

Ключевые слова: каплевидная труба, плоская труба, эллиптическая труба, линзовидная труба, трапециевидная труба, круглая труба, теплообмен, коэффициент сопротивления трения, угол атаки, крылышко, ребро, генератор вихрей.

Введение

В результате индустриализации спрос на различные виды энергии во всех сферах человеческой деятельности значительно вырос. Наиболее важным устройством любой тепловой системы является теплообменное оборудование (конденсатор, испаритель, водяной экономайзер, пароперегреватель, утилизаторы тепла уходящих газов и др.), которое широко используется в энергомашиностроении. Важным шагом в направлении решения задач рационального энергоснабжения является применение теплообменных аппаратов, обладающих низкими массогабаритными характеристиками и высокой теплогидродинамической эффективностью. Улучшение тепловых характеристик теплооб-

менника может быть достигнуто за счет интенсификации конвективного теплообмена [1, 2].

Вторичные энергетические ресурсы используются для предварительного нагрева воздуха и воды в различных промышленных системах. Теплообменные аппараты, используемые в этих системах, представляют собой устройства трубчатого типа (двухтрубные, кожухотрубные и др.) [3]. Трубчатые теплообменники имеют простую конструкцию и не требуют дорогостоящего обслуживания. Среди них наиболее распространен кожухотрубный теплообменный аппарат [4, 5]. В нем поток теплоносителя, проходя через пучок трубок, образует сложное течение вследствие развития пограничного слоя на поверхностях цилиндров с последующим отрывом и образованием вихрей.

Повышение теплоотдачи в теплообменном оборудовании сопровождается увеличением гидродинамических потерь и, следовательно, увеличением затрат на перекачку жидкости. Ввиду этого исследователи в основном сосредоточены на разработке методов интенсификации теплообмена, которые дают максимальную теплоотдачу при минимальном падении давления. Примером являются разработки теплообменников с несколькими модификациями поверхностей теплообмена [6–8], а также с применением вихревых генераторов [9, 10].

Настоящая работа посвящена обзору и анализу результатов последних исследований, направленных на повышение теплогидродинамической эффективности кожухотрубных теплообменников, а также рассмотрены основные технические проблемы усовершенствования теплообменного оборудования, которые не были достаточно исследованы [11–13].

Теплогидродинамические характеристики теплообменного аппарата

Теплогидродинамические характеристики любого теплообменника зависят от числа Нуссельта Nu , а также от коэффициента сопротивления трения, который оценивается по перепаду давления в пучке труб. В большинстве методов интенсификации теплообмена исследователи предпочитают оценивать изменение числа Нуссельта для различных конфигураций исследуемых труб [14]. Однако увеличение числа Нуссельта при резком увеличении перепада давления на участке труб не является преимуществом. Показатель «Webb», предложенный в [7, 15] и учитывающий характеристики теплоотдачи и коэффициента трения, называется теплогидродинамической эффективностью. Некоторые исследователи предпочитают коэффициент Колберна j , коэффициент трения Фаннинга f и метод количества единиц переноса ($\epsilon - NTU$) [16] в качестве параметров оценки эффективности теплообменников, поскольку падение давления снижает теплогидродинамические характеристики теплообменника.

Обзор исследований обтекания труб различного сечения и их пучков

Способы повышения теплогидродинамической эффективности теплообменников, в кото-

рых используются пучки труб, включают в себя изменение профиля поперечного сечения труб, ориентации труб, изменение продольного и поперечного шага труб, наличие и геометрию оребрения, а также установку генераторов вихрей. На сегодняшний день в основном применяется круглый профиль сечения трубы из-за простоты производства и способности выдерживать высокое давление [16–20]. Однако при внешнем обтекании в кормовой части трубы образуется вихревая зона, что может приводить к существенным потерям давления и значительным вибрациям [21–23]. Учитывая это, многие исследователи стремятся достичь лучших теплогидродинамических показателей за счет перехода к более удобообтекаемым сечениям труб, например, овальным, плоскоовальным, каплевидным, эллиптическим.

Численное моделирование теплообмена и гидродинамики, а точнее вычислительная гидродинамика (CFD) прочно вошла в практику научных исследований в последние годы [24–28]. В работе [17] численно исследованы характеристики теплообмена двух тандемных цилиндров, а также трех и четырех цилиндров в коридорной и шахматной компоновке при поперечном обтекании потоком воздуха (рис. 1). Изменение отношения продольного шага труб составляло 1, 1.3, 2, 3 и 6, в то время как число Рейнольдса было равно $Re = 400$. Результаты этого исследования показали, что обтекание пучка цилиндрических труб приводит к более раннему отрыву потока жидкости от поверхности трубы, что увеличивает перепад давления в пучке труб. Авторы статьи [18] рассмотрели влияние неравномерного продольного шага на теплообмен пучка труб. Расчетная модель показана на рис. 2. Было обнаружено, что влияние поперечного

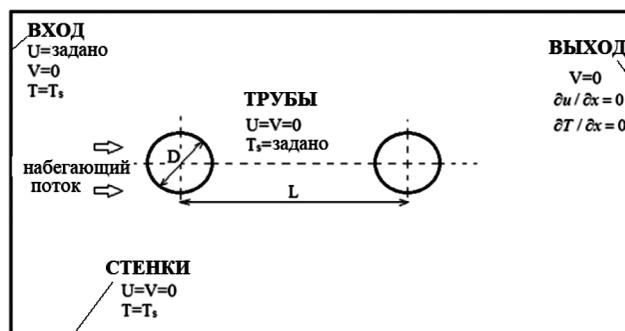


Рис. 1. Расчетная модель [17]

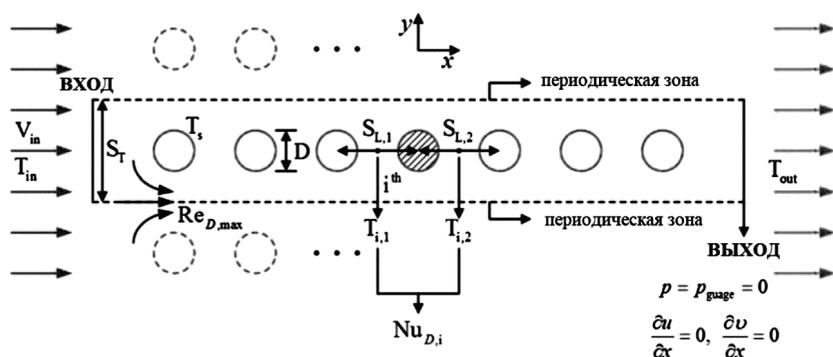


Рис. 2. Расчетная модель и граничные условия [18]

шага на теплопередачу может быть выражено через максимальное число Рейнольдса при минимальном поперечном сечении, как и в традиционной постановке задачи.

Поперечное обтекание труб некруглого сечения также представлено в многочисленных научных трудах. В работе [29] было проведено экспериментальное исследование теплообмена и изменения перепада давления в межтрубном пространстве пакета труб овальной формы, имеющего различные поперечные и продольные шаги в диапазоне $S_{\text{поп}} = 1.97-3.16$ и $S_{\text{про}} = 0.67-1.0$ и для $Re = 10^3-5 \cdot 10^4$. Было найдено, что падение давления уменьшается с увеличением относительного поперечного шага и числа Рейнольдса. В работе [30] экспериментально исследованы теплообмен и обтекание эллиптического пучка труб шахматной компоновки в поперечном потоке воздуха. Относительные поперечные и продольные шаги составляли 1.6×1.6 и 1.2×1.2 . Полученные результаты заключаются в следующем: в случае относительного шага 1.2×1.2 средние числа Нуссельта для второго и последующих рядов цилиндров практически равны друг другу и намного выше, чем для первого ряда. В случае относительного шага 1.6×1.6 максимальную теплоотдачу демонстрирует третий ряд труб.

Это может быть связано с высокой скоростью потока и высокой степенью турбулентности, установившейся после прохождения начального участка.

В работе [31] экспериментально изучены характеристики теплообмена и гидродинамики одиночных труб круглого и плоскоовального профилей для чисел Рейнольдса $3000 \leq Re \leq 25000$ при изменении относительного удлинения профиля d_2/d_1 . Было

найденно, что при увеличении отношения d_2/d_1 интенсивность теплообмена уменьшается примерно на 18–22%, а аэродинамическое сопротивление плоскоовальных труб меньше в 1.8–2 раза по сравнению с круглыми трубами. Авторами предложены корреляции для расчета теплоотдачи и сопротивления одиночных труб в зависимости от удлинения их профиля. В работе [32] экспериментально исследовано влияние углов атаки на теплоотдачу и перепад давления при поперечном обтекании шахматного пучка труб плоской формы с разным относительным удлинением профиля x/y (рис. 3). Авторы получили, что теплообмен и перепад давления увеличиваются с увеличением скорости потока воздуха и углов атаки (от 0° до 90°), в то время как теплогидродинамические характеристики снижаются. Было найдено, что наилучшие теплогидродинамические показатели достигаются при нулевых углах атаки для всех изученных x/y . Также было отмечено, что овальная труба при относительном удлинении профиля трубы 0.50 имеет лучшие теплогидродинамические характеристики по сравнению с другими конфигурациями труб. В статье [33] авторы численно оценили характеристики теплообменных аппаратов с круглыми, овальными и плоскими трубками в коридорном и шахматном располо-

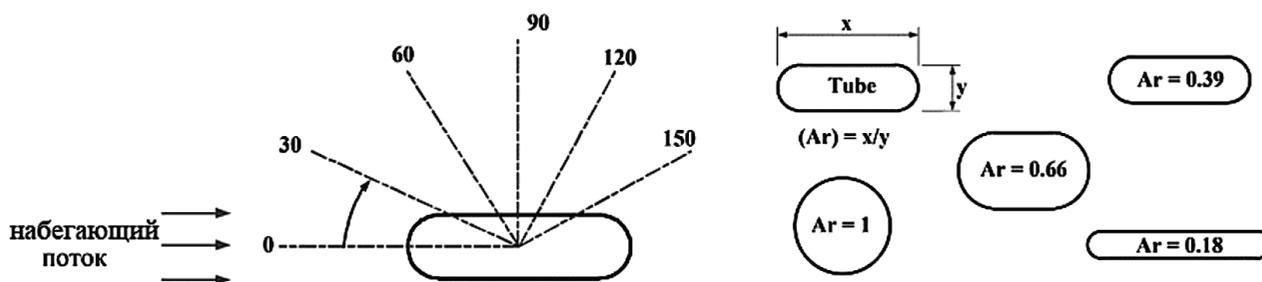


Рис. 3. Угол атаки между плоской трубой и воздушным потоком с разным соотношением x/y [32]

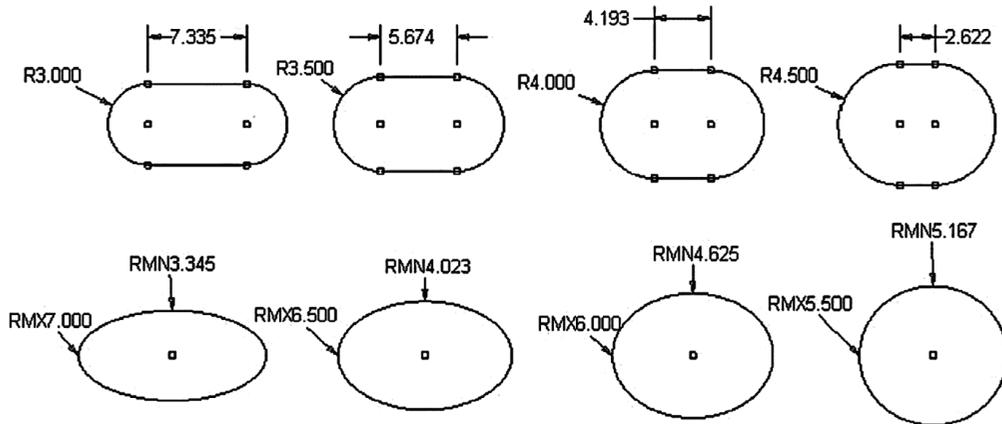


Рис. 4. Круглые, овальные и плоские исследуемые трубы в [33]



Рис. 5. Пучок труб с круглыми, эллиптическими и каплевидными трубами [35]

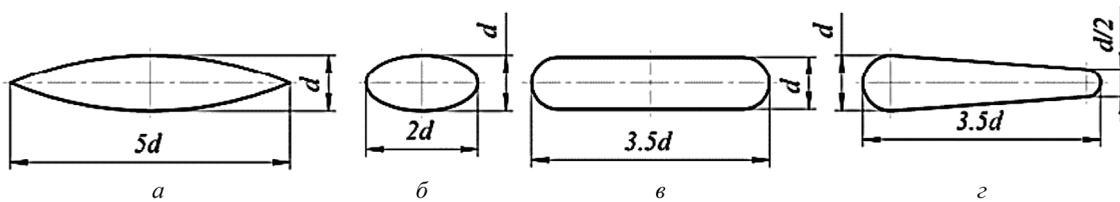


Рис. 6. Типы труб некруглого сечения [36–39]: а – двуугольная; б – овальная; в – плоскоовальная; г – каплевидная

жении (рис. 4). Было показано, что при уменьшении относительного удлинения профиля труб $\left(AR = \frac{RMN}{RMX} \right)$ повышаются теплогидродинамические показатели теплообменника. По мере уменьшения относительного удлинения профиля труб коэффициент j/f уменьшается быстрее при более высоких числах Рейнольдса.

Автор работы [34] провел численное моделирование теплоотдачи пакета труб круглого и эллиптического сечения, состоящего из двух рядов в шахматной компоновке. Число Рейнольдса варьировалось от 7150 до 50350. Было показано, что отрыв пограничного слоя жидкости с поверхности трубки происходит позже в случае эллиптического цилиндра. Число Нуссельта для второго ряда труб было выше, чем для первого. Эллиптический цилиндр имеет значительно меньший коэффициент трения по сравнению с круглым для всего диапазона числа

Рейнольдса. Авторы также обосновали, что модель турбулентности SST $k-\omega$ наиболее подходит для моделирования потока в пучке труб. В работе [35] численным методом проведено сравнение условий теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании пучка труб шахматной компоновки различной формы – круглой, эллипсоидальной и каплевидной (рис. 5). Продольный и поперечный шаг труб в пучке составил от 1.125 до 2.0. Было показано, что коэффициент сопротивления трения и число Стентона меньше у эллипсоидальных и каплевидных труб. Также было найдено, что коэффициент сопротивления трения и число Стентона уменьшаются с увеличением числа Рейнольдса для всех профилей сечения трубы.

В работах [36–39] приведены результаты экспериментального исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматных пучков труб некруглого сечения (рис. 6) в

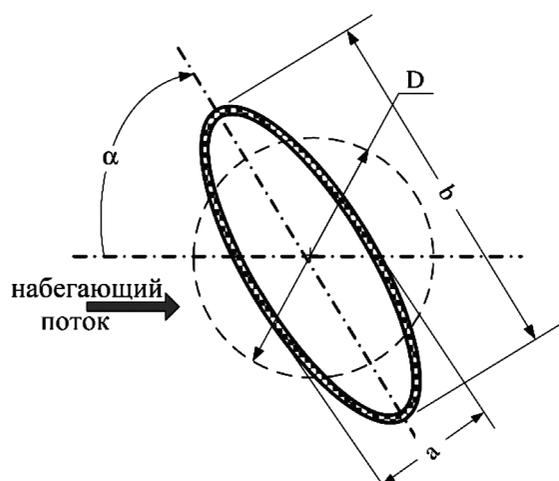


Рис. 7. Поперечное сечение эллиптической трубы под углом атаки α [40]

диапазоне $Re = 3 \cdot 10^3 - 30 \cdot 10^3$ и различных продольных и поперечных шагов. Для обеспечения одинаковой площади теплообмена характерный размер $d_{эк} = 20$ мм определялся как диаметр эквивалентной круглой трубы. Было показано, что числа Эйлера для пакетов плоскоовальных и каплевидных труб постоянны во всем диапазоне изменения Re (в 6–10 и 7–13 раз, соответственно, больше, чем у пучка круглых труб). Авторы показали, что шаговые характеристики пучка влияют на аэродинамическое сопротивление, причем величина поперечного шага труб оказывает более значительное влияние на общее сопротивление пучков. Что касается теплоотдачи, то уменьшение продольного шага приводит к росту интенсивности теплообмена лишь на 12–13%.

В работе [40] приведены исследования критериев тепловых характеристик пакета эллиптических труб (рис. 7) с относительными поперечным и продольным шагами $S_{про}/D$ и $S_{поп}/D$,

равными 0.25, 0.33, 0.5 и 1, а также под углом атаки θ в диапазоне от 0° до 150° . Анализ результатов показал, что по мере увеличения угла теплоотдача и потеря давления повышаются с ростом интенсивности турбулентности. Было найдено, что наилучшие тепловые характеристики эллиптической трубы установились при более низких значениях Re , $S_{про}$, $S_{поп}$ и нулевом угле атаки. Также результаты показали, что для фиксированной мощности прокатки наилучшие и наихудшие углы атаки составляли 0° и 90° соответственно. Далее, авторами [41] было обнаружено, что перепад давления в пучке эллиптических труб на 18% ниже, чем в пучке труб круглого сечения.

Влияние расстояния между трубами и наличия угла атаки на коэффициент сопротивления пакета эллиптических цилиндров коридорного расположения были также рассмотрены в [42]. Авторы обнаружили, что расстояние между трубами и угол атаки должны быть как можно меньше, чтобы минимизировать сопротивление и обеспечить компактность системы. В статье [43] исследовали влияние изменения относительного поперечного и продольного шага в пучке труб и угла атаки на коэффициент сопротивления трения и теплообмен для эллиптических цилиндров в поперечном потоке в диапазоне изменения чисел Рейнольдса $Re = 7.4 \cdot 10^3 - 7.4 \cdot 10^4$. Авторы пришли к выводу, что для достижения любого заметного изменения коэффициента теплоотдачи (более 10%) по сравнению с круглой трубой необходимо обеспечить значительную плоскостность, которая выражается отношением

$$\left(\frac{\text{размер малой оси}}{\text{размер большой оси}} \right) \leq 0.3. \text{ В работе [44] экс-}$$

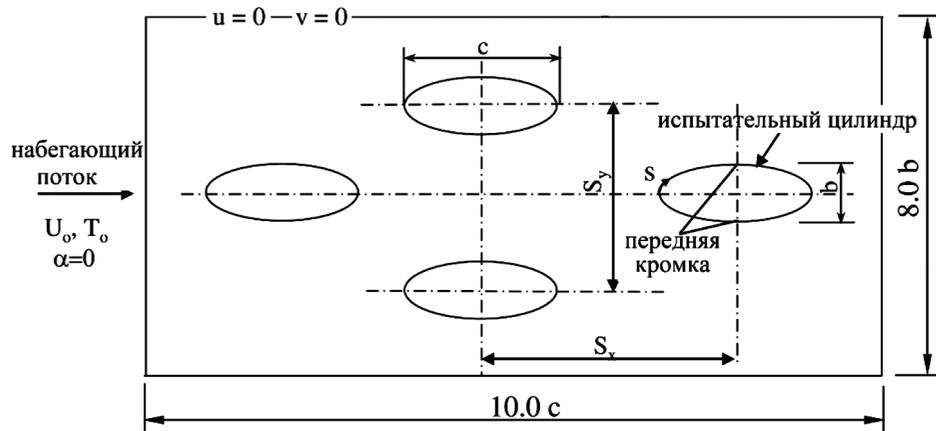


Рис. 8. Расчетная модель [44]

периментально и численно были исследованы теплоотдача и поведение поперечного потока, омывающего четыре эллиптических цилиндра. Цилиндры располагались в шахматном порядке с соотношением сторон 1:2 под нулевым углом атаки. Трубы были размещены с соотношением продольных и поперечных расстояний от 1.5 до 4, как показано на рис. 8. Авторы

получили, что для $Re \geq 14.100$ и при меньшем продольном расстоянии между трубами локальное число Нуссельта достигает максимального значения в двух точках пограничного слоя на каждой стороне испытываемого цилиндра, ближайших к передней кромке. Более того, при числе Рейнольдса $Re < 14.100$ максимальное локальное число Нуссельта имеет место на передней кромке.

Эффект прогрессивного угла атаки был исследован в работе [45]. Авторы исследовали вынужденную конвекцию при ламинарном режиме обтекания коридорного пучка эллиптических цилиндров под наклоном для чисел $Re = 125-1000$. Наклон цилиндров увеличивается с увеличением номера цилиндра в ряду: 0° для первого и 90° для последнего цилиндра (рис. 9). Результаты показали, что прогрессивный угол атаки труб оказывает заметное влияние на теплообмен и гидродинамику, так как среднее число Нуссельта увеличивается до 238%, а перепад давления – до 700%. Авторы статьи [46] проанализировали характеристики теплообмена и гидродинамики эллиптического цилиндра с отношением осей 1:3, а также с изменяемым углом атаки от 0° до 90° . Было отмечено, что при угле атаки от 60° до 90° теплоотдача возросла по сравнению с другими значениями угла атаки. В работе [47] численно исследованы характеристики теплообмена и гидродинамики линзовидных и эллиптических цилиндров с разным относительным удлинением профиля $AR = l/r_0 = 0.3, 0.5$ и 0.8 (рис. 10). Авторы установили, что гидродинамическое сопротивление эллиптического и линзовидного профиля сопоставимы и ниже, чем у круглого цилиндра, а среднее число Нуссельта для цилиндров с $AR = 0.5, 0.3$ на 15–35% ниже, чем у круглого. В статье [48] представлены измерения падения давления и теплопередачи при обтекании пучка линзовидных труб в диапазоне $Re = 10^3-5 \cdot 10^4$ с отношением поперечного шага к диаметру трубы $(S_{\text{пол}}/D) = 2$. Было обнаружено, что коэффициент сопротивления трения уменьшился на 70% по сравнению с круглыми трубами.

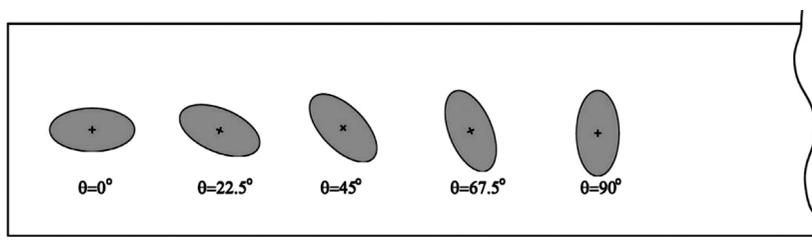


Рис. 9. Пучок эллиптических цилиндров с прогрессивным углом атаки [45]

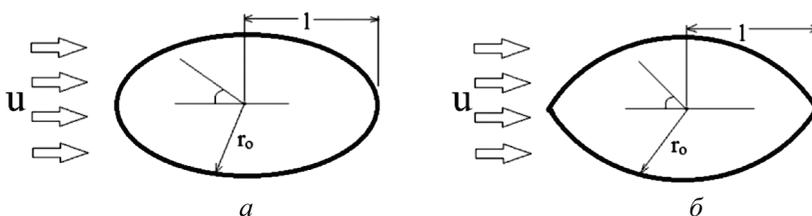


Рис. 10. Обтекаемый профиль эллиптических (а) и линзовидных (б) труб [47]

В работе [49] исследовано влияние поперечного шага пучка труб на теплообмен и гидродинамику. По результатам работы представлено уравнение подобия, позволяющее определить число Нуссельта в зависимости от числа Рейнольдса, и которое может быть применено для десяти рядов пакета труб шахматного или коридорного расположения. Авторы статьи [50] исследовали тепловые и гидродинамические характеристики при поперечном обтекании пучков плоских и оребренных труб с прорезями при различных продольных и поперечных шагах (25, 30, 35, 40 и 45 мм). Было показано, что пучки оребренных труб имеют лучший теплообмен, но при более высоком перепаде давления. Также отмечено, что коэффициент теплоотдачи уменьшается с увеличением как продольного, так и поперечного шага. В работе [51] экспериментально и численно исследованы эффекты, возникающие в потоке, протекающем через шахматный пучок, состоящий из волнистых и круглых труб. Число Рейнольдса варьировалось в диапазоне от 6800 до 13400. Результаты показали, что коэффициент сопротивления трения пучка труб был уменьшен за счет использования волнистых труб. Авторы работы [52] пришли к выводу, что пучок эллиптических труб по своим теплогидродинамическим показателям можно заменить на пучок круглых оребренных труб. В работе [24] приведены результаты экспериментальных исследований для оценки теплообмена и перепада давления на витых овальных труб-

ках (рис. 11). Число Рейнольдса изменялось в диапазоне от 7500 до 18000. Результаты показывают увеличение числа Нуссельта и перепада давления на 25–33% и 76–88% соответственно по сравнению с круглыми трубками.

В работах [53, 54] были предложены трубчатые поверхности теплообмена с волнистыми стенками. Трубы состоят из участков конфузо-



Рис. 11. Витые овальные трубы [24]

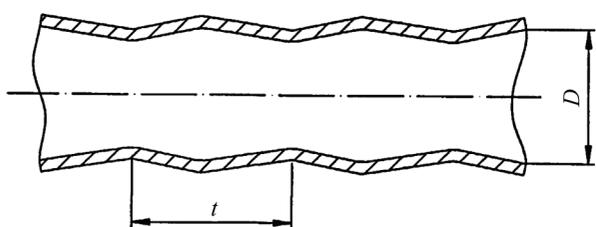


Рис. 12. Продольный разрез трубы типа диффузор–конфузор [53, 54]

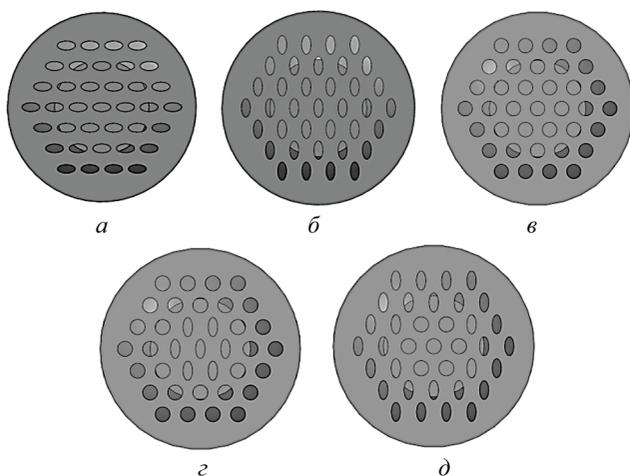


Рис. 13. Эллиптическая труба с углом атаки 0° (а); эллиптическая труба с углом атаки 90° (б); круглая труба (в); эллиптические трубы с углом атаки 90° в центре и круглые трубы вблизи кожуха (г), круглые трубы в центре и эллиптические трубы с углом атаки 90° вблизи кожуха (д) [55]

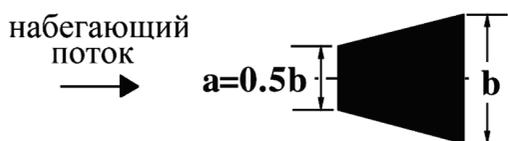


Рис. 14. Поперечное сечение трапециевидной трубы [56]

ров и диффузоров, которые изготавливаются накаткой специальными роликами (рис. 12). Теплообмен в теплообменных аппаратах, выполненных с использованием труб с волнистыми стенками, увеличивается в 1.5 раза по сравнению с аппаратами, выполненными с использованием обычных труб, при этом наблюдается незначительное изменение гидравлического сопротивления.

Варьирование коэффициента теплоотдачи и величины падения давления в кожухотрубном теплообменнике с простой сегментной перегородкой с вырезом 25% при изменении формы поперечного сечения труб и внедрении нового типа пучка труб, состоящего из труб круглого и/или эллиптического сечения с углом атаки 90° , были исследованы в [55] (рис. 13). В работе показано, что трубки, расположенные вблизи кожуха, оказывают большее влияние на теплоотдачу по сравнению с трубками, расположенными в центре кожуха. Авторы отметили, что теплообменник с эллипсоидными трубками вблизи кожуха под углом атаки 90° и круглыми трубками в центре кожуха (рис. 13, д) имеет самую высокую теплоотдачу по сравнению с остальными вариантами расположения трубок (рис. 13, а–г). В статье [56] численно исследовали теплообмен потока, обтекающего трапециевидное тело (рис. 14). Авторы сообщают, что при обтекании трубы трапециевидного сечения с большей стороны b теплоотдача увеличилась на 146%, а падение давления увеличилось примерно на 97% по сравнению с обтеканием с малой стороны a . В работе [57] численно исследованы характеристики гидродинамики и теплообмена двух трубок квадратного сечения для чисел Рейнольдса от 50 до 150 (рис. 15). Было найдено, что число Нуссельта Nu у первой трубки больше, чем у второй. Коэффициент лобового сопротивления первой трубки практически не меняется для всех исследованных значений Re , а для второй трубки C_D постепенно увеличивается до установления значения числа Рейнольдса $Re = 100$, а затем остается постоянным. Автор работы [58] численно исследовал подавление образования вихрей вокруг квадратного цилиндра, используя один небольшой контрольный цилиндр при $Re = 100$. Было обнаружено, что коэффициент сопротивления трения снижается на 10–15% по сравнению со случаем без контрольного цилиндра.

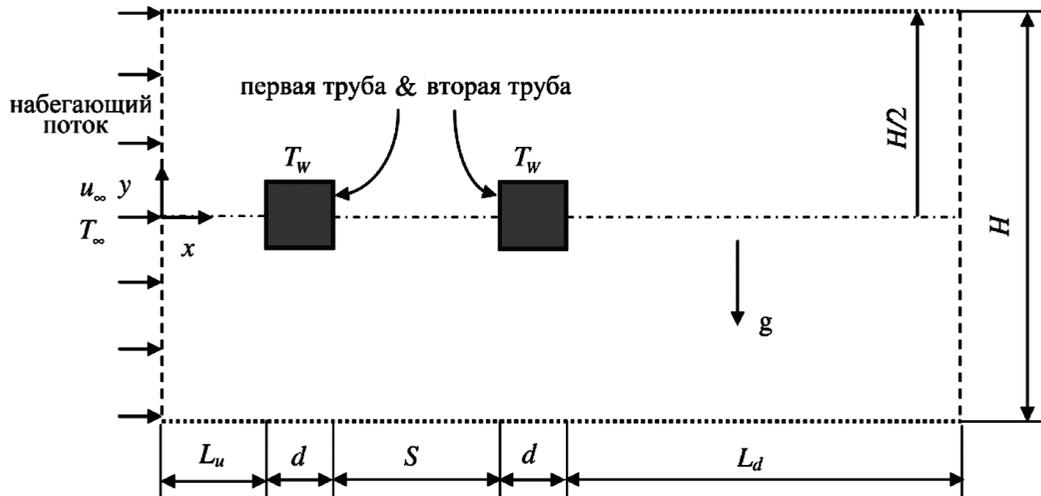


Рис. 15. Расчетная модель [57]

Авторы статьи [59] экспериментально и численно исследовали характеристики теплообмена и аэродинамического сопротивления одиночных труб яйцевидного и круглого сечения при поперечном обтекании воздухом (рис. 16). Трубы имеют относительное удлинение профиля $\varepsilon = 1, 1.5, 2, 3, 4$. Было показано, что при увеличении ε интенсивность теплообмена возрастала, а аэродинамическое сопротивление уменьшалось для выбранных значений ε . Авторы предложили зависимости, позволяющие определить среднее по всей верхности теплообмена число Нуссельта Nu для одиночных труб. В работе [60] численно исследованы характеристики теплоотдачи наножидкости, омывающей пакет круглых и кулачковых труб коридорного и шахматного расположения (рис. 17). Результаты показали, что в шахматном пучке теплообмен от второго ряда выше, чем от других рядов. Вместе с тем было найдено, что использование наножидкости увеличивает теплоотдачу как от круглой, так и от кулачковой формы трубы. Статья [61] посвящена

проблеме гидродинамики шахматного пучка кулачковых труб. Было найдено, что коэффициенты сопротивления кулачковой трубы примерно на 64% ниже, чем круглой. В то же время коэффициент трения у пучка кулачковых труб примерно на 92–93% ниже, чем у пучка с круглыми трубами. Было доказано, что использование кулачковых труб в теплообменнике уменьшит размер теплообменника и улучшит теплогидравлические характеристики.

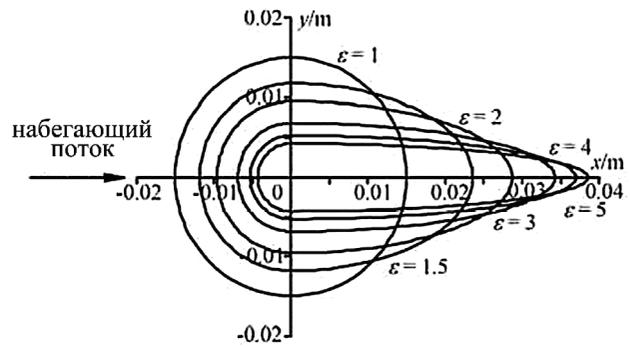


Рис. 16. Геометрические параметры [59]

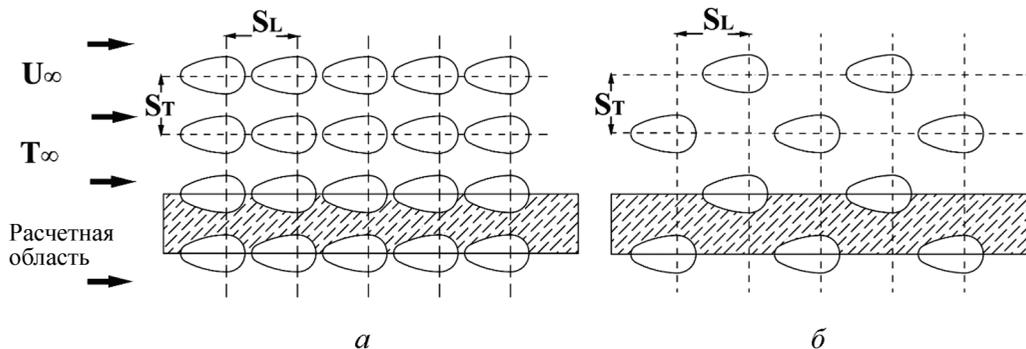


Рис. 17. Пучок кулачковых труб: а – коридорный; б – шахматный [60]

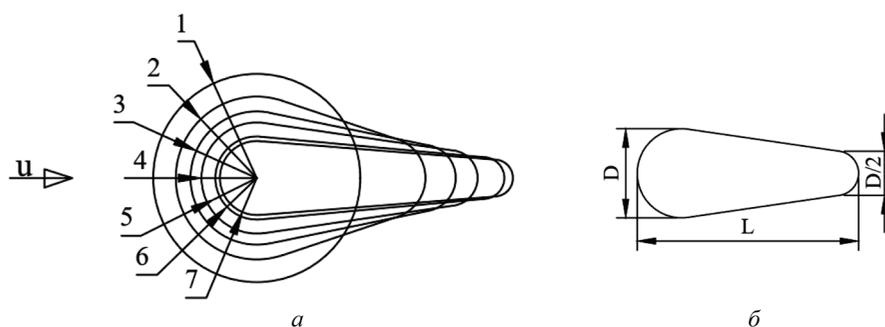


Рис. 18. Схема исследуемых труб (а); поперечное сечение каплевидной трубы (б) [62]

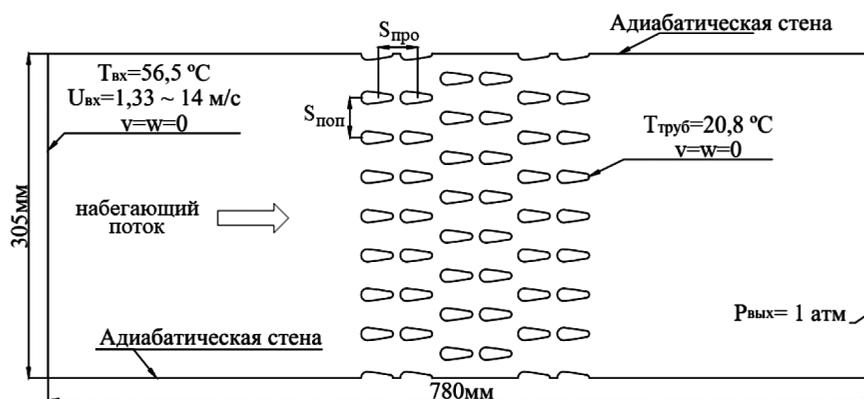


Рис. 19. Двумерный канал с пучком каплевидных труб [70]

Аналогичным образом, чтобы исследовать более аэродинамический профиль трубы, в работе [62] проведено численное моделирование теплообмена и аэродинамического сопротивления одиночных труб каплевидного и круглого сечения при поперечном обтекании воздухом (рис. 18). Теплогидродинамическая эффективность каплевидной трубы с относительным удлинением профиля $L/D = 4$ примерно в 11.5–20.2 раза больше, чем для одиночной круглой трубы $L/D = 1$. Авторы работ [63–68] численно исследовали гидродинамику и теплообмен пучка каплевидных труб различной конфигурации. Их результаты показали, что аэродинамическое сопротивление пучков каплеобразных труб меньше, чем круглых при углах атаки $\theta = 0^\circ, 180^\circ$. Также они пришли к выводу, что увеличение скорости набегающего потока и/или продольного шага приводит к увеличению числа Нуссельта и уменьшению коэффициента сопротивления трения. В работах [69, 70] численно исследованы гидродинамика и теплообмен шахматного пучка сдвоенных труб круглой и каплевидной формы (рис. 19). Было найдено, что теплогидродинамическая эффективность пучка сдвоенных каплевидных

труб примерно в 4.47–5.47 раза больше, чем пучка труб круглого сечения. Однако по сравнению с пучком одиночных каплевидных труб теплогидродинамическая эффективность пучка сдвоенных каплевидных труб в 3.68–4.09 и 7.87–8.91 раз меньше для $S_{про} = 37$ и 46.25 мм соответственно. В работе [71] численно исследовано влияние продольного шага на характеристики потока и теплообмен при поперечном обтекании шахматного пучка труб каплевидной формы при нулевом угле атаки. Результаты показывают, что пучок труб с продольным шагом 46.25 мм имеет более интенсивный теплообмен с меньшим аэродинамическим сопротивлением, чем пучок с шагом 37 мм. Также было обнаружено, что теплогидродинамическая эффективность пучка каплевидных труб примерно в 18.1–43.7 раза больше, чем пучка труб круглого сечения.

Авторы работы [72] провели численное и экспериментальное исследование конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматного пучка труб каплевидной формы с нулевым углом атаки в диапазоне чисел Рейнольдса от 1850 до 9700. Результаты их исследования показали, что теплогидродинами-

ческая эффективность η пучка каплевидных труб примерно в 2.3–1.9 и 1.4–1.7 раза больше, чем пучка труб круглого и эллиптического сечения соответственно (рис. 20) в основном за счет более низкого аэродинамического сопротивления пучка каплевидных труб. В работе [73] экспериментально и численно исследованы гидродинамика и теплообмен двух расположенных бок о бок каплевидных труб в различной компоновке для чисел Рейнольдса от 8000 до 40000 в сравнении с круглыми трубами (рис. 21). Показано, что теплогидродинамическая эффективность «Webb» каплевидных труб в 1.2–2 раза выше, чем у труб круглого сечения главным образом из-за низкого аэродинамического сопротивления каплевидных труб. Также было выявлено, что самым низким сопротивлением обладает смешанная компоновка каплеобразных труб. Авторы пришли к выводу, что при обтекании каплевидных труб со стороны большого диаметра потери давления составляют до 30% всех потерь, а также это приводит к падению сопротивления.

Эффективным способом увеличения коэффициента теплоотдачи является уменьшение термического сопротивления вязкого подслоя. Это может быть достигнуто за счет увеличения турбулентности потока жидкости в основном потоке, где турбулентные вихри могут проникать глубже в этот вязкий подслей [74, 75]. Улучшение теплопередачи за счет использования вихревых генераторов – небольших крылышек (WVG – winglet vortex generators) зависит от многих параметров, таких как их форма, геометрия и углы размаха θ [76]. Вихревые генераторы бывают треугольной, прямоугольной и волнистой формы. Вихри развиваются параллельно по краям вихревого генератора из-за перепада давления между их передней, обращенной к потоку, и задней поверхностями [77–82]. Автор статьи [83] численно исследовал влияние толщины ребра и ориентации прямоугольного крылышка на массу теплообменного аппарата и тепловую эффективность теплообменника при поперечном обтекании круглых труб (рис. 22). Результаты показывают, что отношение теплоотдачи к массе увеличивается за счет уменьшения толщины ребра. Авторы статьи [84] также предложили применение треугольных крылышек на ребрах плоских трубок и провели моделирование обтекания таких труб для чисел Рей-

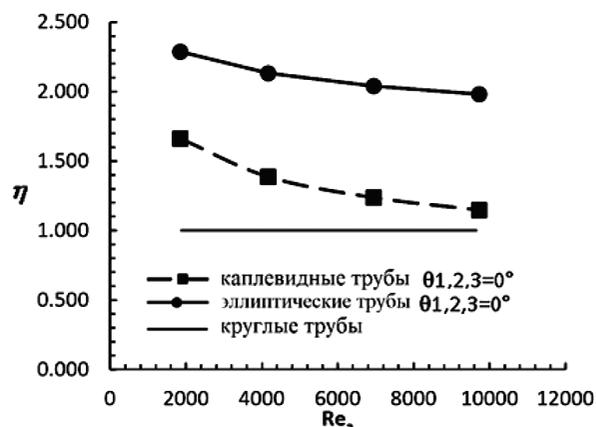


Рис. 20. Зависимость $\eta = f(Re_a)$ [72]

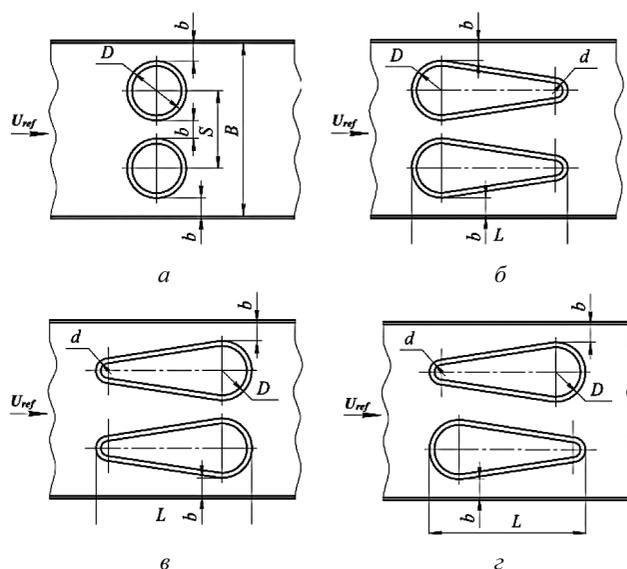


Рис. 21. Трубы круглого (а) и каплевидного (б) профиля, обтекаемые со стороны большого диаметра, обтекаемые со стороны малого диаметра (в), и смешанной компоновки (г) [73]

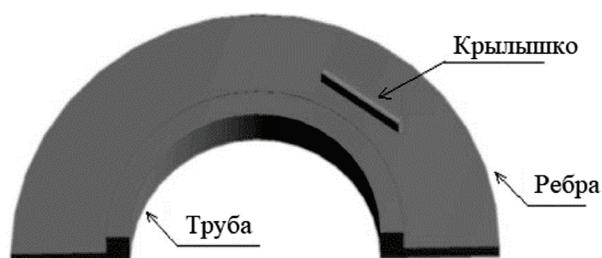


Рис. 22. Крылышко на круглой ребренной трубе [83]

нольдса от 200 до 1800. Исследование выявило увеличение числа Нуссельта за счет увеличения интенсивности вторичного потока. В работе [85] выполнено численное моделирование поведения потока при наличии нескольких генераторов продольных вихрей, установленных на

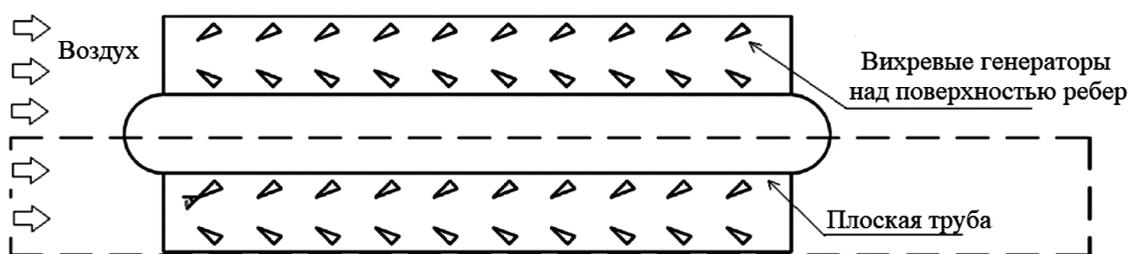


Рис. 23. Плоская труба с генераторами дельта-вихрей [85]

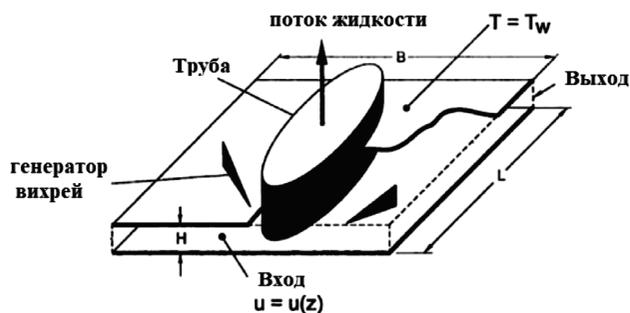


Рис. 24. Конструкция оребренной овальной трубки с вихревыми генераторами [86]

поверхности ребер плоских трубок (рис. 23). Авторами было получено, что число Нуссельта увеличивается на 20% по сравнению с гладкими ребрами.

Авторы работы [86] провели трехмерное вычислительное исследование характеристик потока и теплообмена в прямоугольном канале с овальной трубой и вихревыми генераторами дельта-крылатого типа в различных конфигурациях (рис. 24). Было определено, что среднее число Нуссельта для случая четырех пар крылышек, которые имеют шахматную конфигурацию, примерно на 100% выше по сравнению со случаем без крылышек при числе Рейнольд-

са 1000. Было показано, что крылышки не вносят значительного вклада в потери давления, но способствуют улучшению теплообмена. Авторы статьи [87] экспериментально и численно с помощью программного пакета ANSYS FLUENT оценили влияние относительного расположения ΔX и ΔY , высоты h_w и угла размаха $0^\circ \leq \theta \leq \pm 45^\circ$ вихревых крыльев-генераторов WVG на теплогидродинамическую эффективность теплообменников с каплевидными трубами в шахматной компоновке. Вихревые генераторы были расположены ниже CFDn и/или выше CFUp по потоку (рис. 25). Было выявлено, что увеличение θ против часовой стрелки или по часовой стрелке приводит к увеличению значений числа Nu. Наивысшие значения теплогидродинамической эффективности, а также самые низкие значения сопротивления трения f достигаются для -15° CFUp вниз по потоку и $+5^\circ$ CFDn вверх по потоку. Приведены корреляции числа Nu и f в зависимости от θ и Re для заданных случаев. В работе [88] исследованы характеристики вихревых генераторов с изогнутым трапециевидным крылышком (рис. 26). Характеристики трапециевидного крылышка сравниваются с характеристиками прямоугольного,

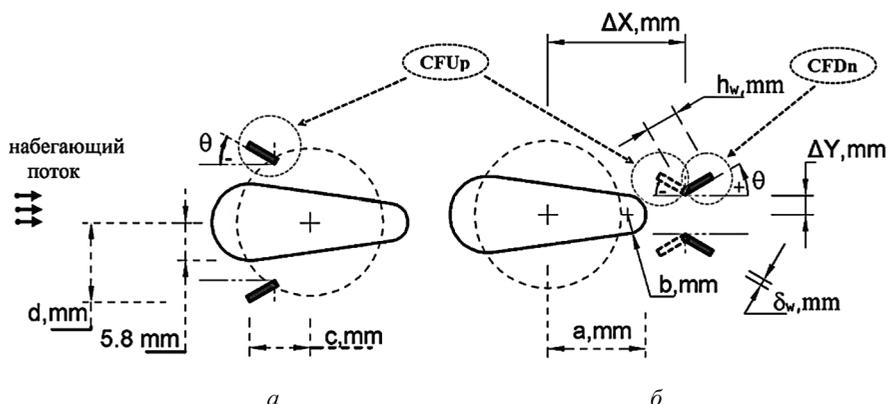


Рис. 25. Расположение каплевидные трубы с вихревыми крыльями генераторами: а – вверх по потоку ($c = 9.25$ и $d = 10.8$), б – вниз по потоку ($a = 15.05$ и $b = 2.9$) [87]

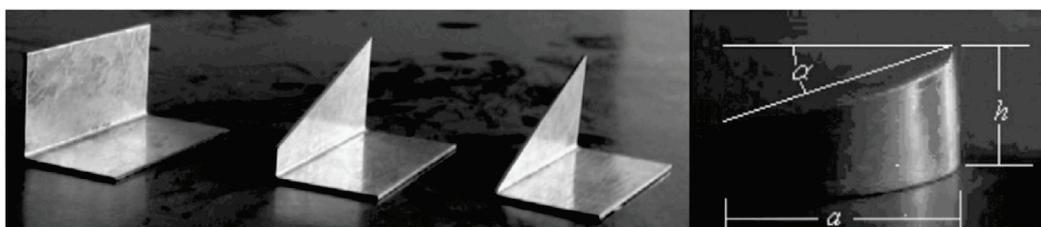


Рис. 26. Прямоугольное, трапециевидное, треугольное и изогнутое трапециевидное крылышки [88]

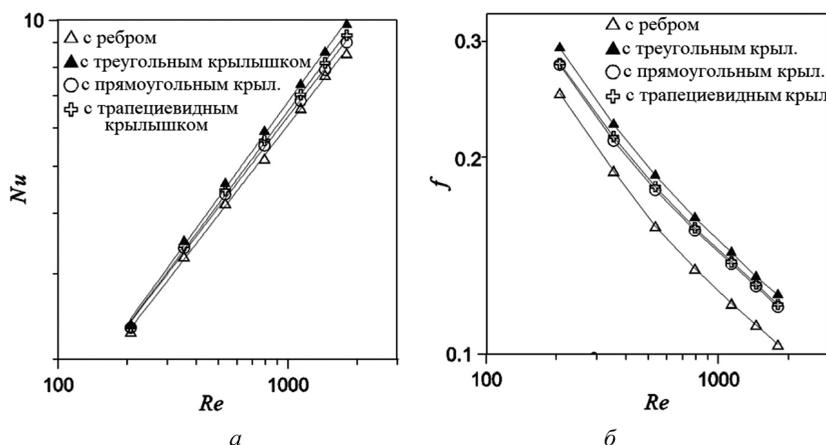


Рис. 27. Зависимость среднего числа Nu от Re (а) и коэффициента сопротивления трения f от Re (б) для различной формы крылышка [89]

трапециевидного и треугольного крылышка с использованием коэффициентов Колберна и трения. Было показано, что при использовании пары изогнутых трапециевидных крылышек достигаются лучшие характеристики теплообмена с увеличением числа Рейнольдса, но теплогидродинамическая эффективность снижается в отличие от прямоугольных и треугольных крылышек из-за большего перепада давления.

Авторы работы [89] рассмотрели вопрос влияния формы вихревых генераторов на теплогидродинамические характеристики пучка круглых оребренных труб. Были выбраны три формы вихревых генераторов: треугольная (дельта), прямоугольная и трапециевидная. Удалось выяснить, что число Нуссельта и интенсивность вторичного потока увеличиваются

с увеличением числа Рейнольдса потока воздуха. Среди различных форм треугольные крылышки считаются оптимальными с точки зрения характеристик теплообмена и гидродинамики. Рост числа Нуссельта выражается через интенсивность вторичного потока при различных числах Рейнольдса. Увеличение числа Нуссельта для треугольных крылышек составило 7–14% по сравнению с прямоугольными и трапециевидными крылышками, при этом коэффициент сопротивления трения увеличился незначительно – на 17% (рис. 27).

В таблицу сведены наиболее значимые уравнения из литературных источников, используемые для расчета характеристик теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании труб.

Обобщенные соотношения для расчета теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании труб и их пучков

Авторы, источник, год	Форма / Расположение труб	Диапазон Re	Соотношения / Критерии оценки
1	2	3	4
Lee [18] (2013)	Круглая/ коридорное	500–2000	$Nu_{D,i} = C_1 f(S_L/D) Re_{D,max}^{0.8} Pr^{0.33}$
Петухов Б.С. [19, 20] (1954, 1967)	Круглая/ одиночная	≤ 2300	– Вязкостный режим ($Ra < 3 \cdot 10^5$): $\overline{Nu}_l = 1.55 \left(\frac{1}{Pe} \frac{l}{d_1} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \right)^{-0.14}$

1	2	3	4
			<p>– Вязкостно-гравитационный режим ($Ra > 3 \cdot 10^5$): если $\frac{1}{Pe} \frac{l}{d_1} < 1$, то: $\frac{\overline{Nu}_n}{Nu_{0n}} = [1 + (Ra/B)^4]^{0.045}$ $B = 1.8 \cdot 10^4 + 55 \left(\frac{1}{Pe} \frac{l}{d} \right)^{-1.7}$ $Nu_{0n} = 4.36 + 1.31 \left(\frac{1}{Pe} \frac{l}{d} \right)^{-1/3} e^{-13 \sqrt{\frac{1}{Pe} \frac{l}{d}}};$ если $\frac{1}{Pe} \frac{l}{d_1} \geq 1$, то: $\overline{Nu}_n = 1.5 \cdot 4.36 \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \right)^{-0.14} \left[1 + \left(\frac{Ra}{1.8 \cdot 10^4} \right)^4 \right]^{0.045}$</p>
		$(4-5000) \cdot 10^3$	$Nu = \frac{(f/8) Re Pr C_t}{(1 + 900/Re) + 4.5 \sqrt{f} (Pr^{2/3} - 1)}$ $f = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2}$
Wais [83] (2016)	Круглая оребренная + прямоугольное крылышко/ один ряд	$(18-20) \cdot 10^3$	$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}$
Guan [89] (2017)	Круглая оребренная + треугольное, прямоугольное, трапециевидное крылышко/ шахматное	200–1800	$Nu = 0.14099 Se^{0.55404}$ $JF = \frac{Nu / Nu_{pe6p}}{(f / f_{pe6p})^{0.33}}$
Ibrahim [40] (2009)	Эллиптическая/ шахматное	$(5.6-40) \cdot 10^3$	$\varepsilon = 1.41 Re^{-2.65} Pr^{0.33} \left(\frac{a}{b} \right)^{-1.11} (\sin(\alpha + 10))^{-15.33}$
Berbish [44] (2011)	Эллиптическая/ коридорное и шахматное	$400-5 \times 10^4$	$\frac{Nu_m}{Nu_{s,m}} = 0.435 Re^{0.124} \left(\frac{S_x}{c} \right)^{-0.023} \left(\frac{S_y}{c} \right)^{0.018}$
Alawadhi [45] (2010)	Эллиптическая/ коридорное	125–1000	$(Nu)_{enh} = \frac{Nu - (Nu)_{\theta=0}}{(Nu)_{\theta=0}} \times 100$
Merker [29] (1986)	Овальная/ шахматное	$(4-40) \cdot 10^4$	$Sh = 0.442 Re^{0.622}$
Zeeshan [33] (2017)	Овальная/ коридорное и шахматное	400–900	$j = St Pr^{2/3}$
Ota [46] (1984)	Эллиптическая/ одиночная	$(8-79) \cdot 10^3$	$Nu_m = A Re^n$
Lavasani [60] (2014)	Кулачковая/ коридорное и шахматное	$(27-42.5) \cdot 10^4$	$\eta = \frac{Nu_{avg,cam} / Nu_{avg,cir}}{f_{cam} / f_{cir}}$
Davidson [47] (2006)	Эллиптическая + линзовидная/ одиночная	500–10 ⁴	$Nu_{D,e} = (0.37 \pm 0.03) \lambda_{o,e}^{0.4 \pm 0.1} Re_{D,e}^{0.554 \pm 0.008}$ $Nu_{D,l} = (0.3 \pm 0.1) \lambda_{o,l}^{0.46 \pm 0.06} Re_{D,l}^{0.60 \pm 0.05}$
Кондратьев В.А. [31] (2013)	Плоская/ одиночная	$(3-25) \cdot 10^3$	$Nu = 0.215 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{-0.74} Re^{0.64} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0.055}$

Окончание таблицы

1	2	3	4
			$Eu = \left[-22.5 \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) - 52.6 \frac{d_1}{d_2} + 62.6 \right]^{-1}$
Song [84] (2013)	Плоская + Дельта (треугольное) крылышки/ шахматное	200–1600	$Se_m = 0.094 Re^{1.3427}$ $Nu_m = 0.21344 Re^{0.57855}$ $f = 8.4127 Re^{-0.557}$
Dhiman, Ghosh [56] (2013)	трапециевидная/ одиночная	48–150	$Sh = 0.0127 + 0.026 Re^{0.4012}$ $Nu = 0.0725 + 0.694 Re^{0.4159}$
Chatterjee [57] (2013)	Квадратная/ две трубы	50–150	$C_L = C_{LP} + C_{LV} = \frac{2F_L}{\rho u_\infty^2 d}$ $C_D = C_{DP} + C_{DV} = \frac{2F_D}{\rho u_\infty^2 d}$
Дееб Р., Сиденков Д.В. [62] (2020)	Каплевидная/ одиночная	$(15-265) \cdot 10^2$	$Nu_{cp} = a Re_D^b Pr^{0.37} \left(c + \frac{L/D}{d} \right)^e$ $f = \frac{a + b \left(\frac{L}{D} \right) + c \ln(Re_D)}{1 + d \left(\frac{L}{D} \right) + e \ln(Re_D)}$
Deeb, Sidenkov [63, 64] (2020)	Каплевидная/ шахматное	$(1.8-9.4) \cdot 10^3$	$\overline{Nu} = a Re^b Pr^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{\theta^\circ}{90^\circ} \right)^c$ $f = a Re_{D,max}^{-b}$
Дееб Р., Колотвин А.В. [65] (2020)	Каплевидная/ коридорное	$(1.3-18.7) \cdot 10^3$	$Nu_{cp} = 0.0848 Re_D^{0.6973} Pr^{1/3} : S_L = 37 \text{ мм}$ $Nu_{cp} = 0.1162 Re_D^{0.6895} Pr^{1/3} : S_L = 46.25 \text{ мм}$ $f = 0.1675 Re_D^{-0.1471} : S_L = 37 \text{ мм}$ $f = 4.3661 Re_D^{-0.4944} : S_L = 46.25 \text{ мм}$
Дееб Р. [70] (2020)	Каплевидная/ шахматное (сдвоенные трубы)	$(1.3-18.7) \cdot 10^3$	$Nu_{cp} = a Re_D^b Pr^{0.37}$ $f = a Re_D^{-b}$
Deeb [71] (2020)	Каплевидная/ шахматное	$(1.8-9.4) \cdot 10^3$	$\overline{Nu} = 0.217 Re^{0.644} Pr^{1/3} \left(0.5 + \frac{S_L}{0.074} \right)^{-2.766 \times 10^{-3}}$ $f = 0.4592 Re^{-0.29631}$

Примечание: Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса, рассчитанное по скорости потока у входа в канал; $Re_{D,max}$ – число Рейнольдса, рассчитанное по средней скорости потока в узком сечении канала; Pr – число Прандтля; Pe – число Пекле; μ – динамическая вязкость; f – коэффициент аэродинамического сопротивления; Se – интенсивность вторичного потока; Sh – Число Шервуда; C_D – коэффициент сопротивления формы; C_L – коэффициент подъемной силы; C_t – поправка на неизотермичность потока; S_L – продольный шаг; η – показатель «Webb»; ж – жидкость, с – стенка.

Заключение

Рассмотрены последние достижения по улучшению характеристик теплообменных аппаратов, в которых происходит поперечное обтекание пучка труб. Они включают в себя изменение поперечного сечения труб, использование ребер и генераторов вихрей. Подробный

анализ научных работ позволил сделать следующие выводы и рекомендации.

1. Некруглые трубы обеспечивают наименьшее падение давления в пучке труб за счет меньшей площади лобовой поверхности, следовательно, могут быть перспективным вариантом для замены круглых труб.

2. Использование некруглых труб, таких как плоские, эллиптические, овальные, линзовидные, каплевидные, кулачковые, более эффективно, если трубы расположены в шахматной компоновке и под небольшим углом атаки поперечного потока воздуха.

3. Шахматный пучок труб некруглого сечения имеет повышенную теплопередачу наряду с увеличенным перепадом давления по сравнению с коридорной конфигурацией.

4. Следует избегать использования слишком обтекаемых труб, поскольку снижается степень турбулентности потока, а следовательно, уменьшается и теплопередача.

5. Теплогидродинамическая эффективность «Webb» теплообменных аппаратов с некруглыми трубами максимальна при нулевом угле атаки $\theta = 0^\circ$ набегающего потока.

6. В большинстве выполненных работ коэффициент Колберна j и коэффициент трения Фаннинга f использовались в качестве критериев для оценки теплогидродинамических характеристик теплообменника.

7. Генераторы вихрей в виде крылышек на оребрении создают дополнительную турбулентность при прохождении жидкости, тем самым способствуя лучшей передаче тепла. Генераторы вихрей с треугольными и прямоугольными крылышками чаще всего используются разными исследователями для улучшения тепловых характеристик теплообменников. Генераторы вихрей с треугольными крылышками являются наиболее совершенными, поскольку они генерируют вторичный поток вместе с основным потоком.

8. Следует провести экономическую оценку результатов внедрения конструктивных изменений в теплообменном аппарате, таких как применение труб удобообтекаемой формы, использование различного оребрения, установка генератора вихрей. Анализ результатов приведет к оптимальному выбору технического решения.

9. Необходимо продолжить исследования характеристик теплообменного оборудования, в котором совместно применяются все три способа повышения теплогидродинамических характеристик, т.е. оребренная труба некруглой формы с генераторами вихрей. Исходя из результатов, появятся теплообменники следующего поколения, более эффективные и компактные.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Paul S.S., Ormiston S.J., Tachie M.F. Experimental and numerical investigation of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle // *Int. J. Heat Fluid Flow*. 2008. V. 29. P. 387–414.
2. Ahmed H.E et. Turbulent heat transfer and nanofluid flow in a triangular duct with vortex generators // *Int. J. Heat Mass Transf.* 2017. V. 105. P. 495–504
3. Shah R.K., Sekulic D.P. Fundamentals of heat exchanger design. New Jersey: JOHN WILEY & SONS, INC; 2003.
4. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. Fifth. 1968. New York.
5. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association. Eighth. 1998. New York.
6. Wu F., Zhang J., Ma X., Zhou W. Numerical simulation of gas-solid flow in a novel spouted bed: Influence of row number of longitudinal vortex generators. *Adv Powder Technol.* 2018. V. 29. P.1848–58.
7. Chamoli S., Lu R., Xu D., Yu P. Thermal performance improvement of a solar air heater fitted with winglet vortex generators // *Sol Energy*. 2018. V. 159. P. 966–983.
8. Liang G., Islam M.D., Kharoua N., Simmons R. Numerical study of heat transfer and flow behavior in a circular tube fitted with varying arrays of winglet vortex generators // *Int. J. Therm Sci.* 2018. V. 134. P. 54–65.
9. Promvong P., Chompookham T., Kwankaomeng S., Thianpong C. Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators // *Energy Convers Manag.* 2010. V. 51. P. 1242–1249.
10. Samadifar M., Toghraie D. Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators // *Appl. Therm. Eng.* 2018. V. 133. P. 671–681.
11. Liu S., Sakr M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers // *Renew Sustain Energy Rev.* 2013. V. 19. P. 64–81.
12. Alam T., Saini R.P., Saini J.S. Heat and flow characteristics of air heater ducts provided with turbulators – A review // *Renew Sustain Energy Rev.* 2014. V. 31. P. 289–304.
13. Tahseen T.A., Ishak M., Rahman M.M. An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger // *Renew Sustain Energy Rev.* 2015. V. 43. P. 363–380.
14. Deshmukh P.W., Prabhu S.V., Vedula R.P. Heat transfer enhancement for laminar flow in tubes using curved delta wing vortex generator inserts // *Appl. Therm. Eng.* 2016. V. 106. P. 1415–1426.
15. Liang G., Islam M.D., Kharoua N., Simmons R. Numerical study of heat transfer and flow behavior in a circular tube fitted with varying arrays of winglet vortex generators // *Int. J. Therm. Sci.* 2018. V. 134. P. 54–65.
16. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 224 с.
17. Buyruk E. Numerical study of heat transfer characteristics on tandem cylinders, inline and staggered tube banks in cross-flow of air // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2002. V. 29. P. 355–366.
18. Lee D., Ahn J., Shin S. Uneven longitudinal pitch effect on tube bank heat transfer in cross flow// *Appl. Therm. Eng.* 2013. V. 51. P. 937–947.
19. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М.: Энергия, 1967. 409 с.
20. Петухов Б.С. Расчет теплообмена и гидравлического сопротивления при ламинарном течении жидкости пе-

- ременной вязкости в круглой трубе // Теплоэнергетика. 1954. № 9.
21. **Roshko A.** On the wake and drag of bluff bodies on the wake and drag of bluff bodies // *J. Aeronaut. Sci.* 1955. V. 22. P. 124–132.
 22. **Gerrard J.H.** The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies // *J Fluid Mech.* 1966. V. 25. P. 401–413.
 23. **Roshko A.** Experiments on the flow past a circular cylinder at very high Reynolds number // *J. Fluid. Mech.* 1961. V. 10. P. 345–356.
 24. **Li X., Zhu D., Yin Y., Liu S., Mo X.** Experimental study on heat transfer and pressure drop of twisted oval tube bundle in cross flow // *Exp. Therm. Fluid. Sci.* 2018. V. 99. P. 251–258.
 25. **Zehua H., Sun D.** Predicting local surface heat transfer coefficients by different turbulent k-ε models to simulate heat and simulate heat and moisture transfer during air-blast chilling // *Int. J. Refrig.* 2000. V. 24. Iss. 7. P. 702–717.
 26. **Yakhot V. et al.** Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations. Near-Wall Turbulent Flows, Tempe, AZ, 1993.
 27. **Soe T.M., Khaing S.Y.** Comparison of turbulence models for computational fluid dynamics simulation of wind flow on cluster of buildings in mandalay // *International Journal of Scientific and Research Publications.* 2017. V. 7. Iss. 8. P. 2250–3153.
 28. **ANSYS, Inc.** ANSYS Fluent Reference Guide 16.0. 2015.
 29. **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 Transf.* 1986. V. 29. P. 1903–1909.
 30. **Ota T., Hideya N., Yukiyasu T.** Heat transfer and flow around an elliptic cylinder // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 1984. V. 27. P. 1771–1779.
 31. **Кондратьев В.А., Семеняко А.В., Терех А.М., Руденко А.И., Жукова Ю.В.** Теплообмен и аэродинамика одиночных труб плоскоовального профиля // *Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии.* 2013. № 1(12). С. 3–6.
 32. **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. V. 34. P. 417–429.
 33. **Zeeshan M., Nath S., Bhanja D.** Numerical study to predict optimal configuration of fin and tube compact heat exchanger with various tube shapes and spatial arrangements // *Energy Convers Manag.* 2017. V. 148. P. 737–752.
 34. **Park J.M., Kim O.J., Kim S.J., Shin Y.C.** Heat transfer characteristics of circular and elliptic cylinders in cross flow // *Adv. Mech. Eng.* 2015. V. 7. P. 1–8.
 35. **Horvat A., Leskovic M., Mavko B.** Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes // *Int. J. Heat Mass Transf.* 2006. V. 49. P. 1027–1038.
 36. **Антуфьев В.М., Белецкий Г.С.** Теплоотдача и аэродинамические сопротивления рубчатых поверхностей в поперечном потоке. М.-Л.: Машгиз, 1948. 119 с.
 37. **Антуфьев В.М.** Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.-Л.: Энергия, 1966. 184 с.
 38. **Кэйс В.М., Лондон А.Л.** Компактные теплообменники. М.: Госэнергоиздат, 1962. 160 с.
 39. **Brauer H.** Mitt. Verein Grosskesselbesitzer. 1961. N 73. P. 260–276.
 40. **Ibrahim T.A., Goma A.** Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow // *International Journal of Thermal Sciences.* 2009. V. 48. P. 2148–2158.
 41. **Brauer H.** Compact heat exchangers // *J. Chem. Process Eng.* 1964. P. 451–460.
 42. **Nishiyama H., Ota T., Matsuno T.** Heat transfer and flow around elliptic cylinders in tandem arrangement // *JASME Int. J. Ser II.* 1988. V. 31. P. 410–419.
 43. **Harris D.K., Goldschmidt V.W.** Measurement of the overall heat transfer for combustion gases confined within elliptical tube heat exchangers // *Exp. Therm. Fluid. Sci.* 2002. V. 26. P. 33–37.
 44. **Berbish N.S.** Heat transfer and flow behavior around four staggered elliptic cylinders in cross flow // *Heat Mass Transf und Stoffuebertragung.* 2011. V. 47. P. 287–300.
 45. **Alawadhi E.M.** Laminar forced convection flow past an inline elliptical cylinder array with inclination // *J. Heat Transf.* 2010. V. 132. N 7. P. 071701.
 46. **Ota T., Hideya N., Yukiyasu T.** Heat transfer and flow around an elliptic cylinder // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 1984. V. 27. N 10. P. 1771–1779.
 47. **Li Z., Davidson J.H., Mantell S.C.** Numerical simulation of flow field and heat transfer of streamlined cylinders in cross flow // *J. Heat Transf.* 2006. V. 128. N 6. P. 564–570.
 48. **Ruth E.K.** Experiments on a cross flow heat exchanger with tubes of lenticular shape // *ASME. J. Heat Transfer.* 1983. V. 105. P. 571–575.
 49. **Grimison D.** Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross-flow of gases over tube banks // *Trans. ASME.* 1937. V. 59. P. 583–594.
 50. **Kong Y.Q., Yang L.J., Du X.Z., Yang Y.P.** Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches // *Int. J. Heat Mass. Transf.* 2016. V. 90. P. 357–371.
 51. **Lam K., Lin Y.F., Zou L., Liu Y.** Experimental study and large eddy simulation of turbulent flow around tube bundles composed of wavy and circular cylinders // *Int. J. Heat Fluid. Flow.* 2010. V. 31. P. 32–44.
 52. **Sun L., Zhang C.L.** Evaluation of elliptical finned tube heat exchanger performance using CFD and response surface methodology // *Int. Thermal Sci.* 2014. V. 75. P. 45–43.
 53. **Мигай В.К.** Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л.: Энергоатомиздат, 1987. 260 с.
 54. **Мигай В.К.** Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.
 55. **Saffarian M.R., Fazelpour F., Sham M.** Numerical study of shell and tube heat exchanger with different cross-section tubes and combined tubes // *Int. J. of Energy and Environmental Engineering.* 2019. V. 46. P. 33–46.
 56. **Dhiman A., Ghosh R.** Computer simulation of momentum and heat transfer across an expanded trapezoidal bluff body // *Int. J. of Heat and Mass Transfer.* 2013. V. 59. P. 338–352.
 57. **Chatterjee D., Mondal B.** Unsteady mixed convection heat transfer from tandem square cylinders in cross flow at low Reynolds numbers // *Heat Mass Transf.* 2013. V. 49. P. 907–920
 58. **Gupta A.** Suppression of vortex shedding in flow around square cylinder using control cylinder // *European Journal of Mechanics - B/Fluids.* 2019. V. 76. P. 276–291.
 59. **Guan-min Z. et al.** Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube // *Int. J. Heat Mass Transf.* 2015. V. 27. P. 76–84.

60. **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*. 2016. V. 129. P. 319–328.
61. **Lavasani A.M., Bayat H.** Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow // *Applied thermal engineering*. 2016. V. 65. P. 85–93.
62. **Деб Р., Сиденков Д.В.** Численное исследование теплообмена и аэродинамики одиночных труб каплевидной формы // *Вестник Международной академии холода*. 2020. № 3(60). С. 91–99.
63. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle // *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135.
64. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Investigation of Flow Characteristics for Drop-shaped Tubes Bundle Using Ansys Package // 2020 V International Conference on Information Technologies in Engineering Education (Inforino). Moscow. Russia. 2020. DOI: 10.1109/Inforino48376.2020.9111775.
65. **Деб Р., Колотвин А.В.** Численное исследование и сравнение теплообмена и гидродинамики коридорного пучка труб круглой и каплевидной формы // *Вестник Труды Академэнерго*. 2020. Т. 60. № 3. С. 42–59.
66. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle // *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2019. DOI: 10.1088/1742-6596/1675/1/012017.
67. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle // *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135.
68. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics for drop-shaped tubes bundle // *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042082.
69. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics for staggered double drop-shaped tubes bundle in cross-flow // *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2020. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042082.
70. **Деб Р.** Численное исследование характеристик теплообмена и гидравлического сопротивления шахматных пучков сдвоенных труб круглой и каплевидной формы // *Тепловые процессы в технике*. 2020. Т. 12. № 10. С. 434–444.
71. **Deeb R.** Effect of longitudinal spacing on the flow and heat transfer for staggered drop-shaped tubes bundle in cross-flow // *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*. 2020. V. 21. <http://chemphys.edu.ru/issues/2020-21-1/articles/878/>
72. **Sayed A.S. et al.** Parametric study of air cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes // *EIJST*. 2012. V. 15. P. 167–179.
73. **Жукова Ю.В., Терех А.М., Руденко А.И.** Исследование конвективного теплообмена пакетов каплеобразных труб // X школа-семинар по проблемам тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении. 2016. С. 15–18.
74. **Wang J., Zheng H., Tian Z.** Numerical simulation with a TVD–FVM method for circular cylinder wake control by a fairing // *Journal of Fluids and Structures*. 2015. V. 57. P. 15–31.
75. **Петров К.П.** Аэродинамика тел простейших форм. М.: Физматлит, 1998. 428 с.
76. **Oardar A., Jacobi A.** Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers // *Int. J. Refrig.* 2008. V. 31. P. 87–97.
77. **Wu J.M., Tao W.Q.** Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator, Part A: verification of field synergy principle // *Int. J. Heat Mass Transf.* 2008. V. 51. P. 1179–1191.
78. **Yoo S., Park D., Chung M.** Heat transfer enhancement for fin–tube heat exchanger using vortex generators // *KSME Int. J.* 2002. V. 16. P. 109–115
79. **Depaiwa N., Chompookham T., Promvong P.** Thermal enhancement in a solar air heater channel using rectangular winglet vortex generators // *Proceedings of the PEA-AIT International Conference on Energy and Sustainable Development: Issues and Strategies (ESD), IEEE, 2010, Chiang Mai, June 2–4*. P. 1–7.
80. **Min C., Qi C., Kong X., Dong J.** Experimental study of rectangular channel with modified rectangular longitudinal vortex generators // *Int. J. Heat Mass Transf.* 2010. V. 53. P. 3023–3029.
81. **Promvong P., Chompookham T., Kwankaomeng S., Thianpong C.** Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators // *Journal of Energy Conversion Management*. 2010. V. 51. P. 1242–1249.
82. **Chompookham T., Thianpong C., Kwankaomeng S., Promvong P.** Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators // *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 2010. V. 37. P. 163–169.
83. **Wais P.** Influence of fin thickness and winglet orientation on mass and thermal efficiency of cross-flow heat exchanger // *Appl. Therm. Eng.* 2016. V. 102. P. 184–195.
84. **Song K.W., Wang L.B.** The effectiveness of secondary flow produced by vortex generators mounted on both surfaces of the fin to enhance heat transfer in a flat tube bank fin heat exchanger // *J. Heat Transf.* 2013. V. 135.
85. **Li L., Du X., Zhang Y., Yang L., Yang Y.** International Journal of Thermal Sciences Numerical simulation on flow and heat transfer of fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. 2015. V. 92. P. 85–96.
86. **Tiwari S. et al.** Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2003. V. 46. P. 2841–2856.
87. **Sayed A.S. et al.** Experimental and numerical study on thermal-hydraulic performance of wing-shaped-tubes-bundle equipped with winglet vortex generators // *Heat and Mass Transfer*. 2018. V. 54. P. 727–744.
88. **Zhou G., Ye Q.** Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators // *Appl. Therm. Eng.* 2012. V. 37. P. 241–248.
89. **Hu W., Wang L., Guan Y., Hu W.** The effect of shape of winglet vortex generator on the thermal – hydrodynamic performance of a circular tube bank fin heat exchanger // *Heat Mass Transf.* 2017. V. 53. P. 2961–2973.

Comparative analysis of the latest improvements in heat transfer and hydrodynamic characteristics of smooth tubes in cross flow

Deeb Rawad^{1,2}

¹ *Damascus University, Damascus, Syria*

² *National Research University (Moscow Power Engineering Institute), Moscow, 111250, Russia*
e-mail: e.rawad.deeb@yandex.com

This paper provides an overview of the latest developments aimed at improving the thermo-hydrodynamic efficiency of a heat exchanger. The influence of changes in the cross-section of the tube, the angle of attack, the use of fins and vortex generators on heat transfer, and pressure drop in heat exchangers is discussed. Various parameters are presented for evaluating the thermo-hydrodynamic characteristics of a heat exchanger. Empirical and numerical correlations for calculating heat transfer and hydrodynamics of tubes in cross flow are shown for the most important literary sources. Moreover, new research directions are targeted for further investigation in this area.

Keywords: drop-shaped tube, flat tube, elliptical tube, lenticular tube, trapezoidal tube, circular tube, heat transfer, friction drag coefficient, angle of attack, winglet, fins, vortex generator.

REFERENCES

1. Paul S.S., Ormiston S.J., Tachie M.F. Experimental and numerical investigation of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2008, vol. 29, no. 2, pp. 387–414. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.10.001>
2. Ahmed H.E., et al. Turbulent heat transfer and nanofluid flow in a triangular duct with vortex generators. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2017, vol. 105, pp. 495–504. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.009>
3. Shah R.K., Sekulic D.P. *Fundamentals of heat exchanger design*. New Jersey: JOHN WILEY & SONS, INC; 2003. 976 p.
4. *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*. Fifth. 1968. New York.
5. *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*. Eighth. 1998. New York.
6. Wu F., Zhang J., Ma X., Zhou W. Numerical simulation of gas-solid flow in a novel spouted bed: Influence of row number of longitudinal vortex generators. *Adv. Powder Technol.*, 2018, vol. 29, no. 8, pp. 1848–1858.
7. Chamoli S., Lu R., Xu D., Yu P. Thermal performance improvement of a solar air heater fitted with winglet vortex generators. *Sol Energy*, 2018, vol. 159, pp. 966–983.
8. Liang G., Islam M.D., Kharoua N., Simmons R. Numerical study of heat transfer and flow behavior in a circular tube fitted with varying arrays of winglet vortex generators. *Int. J. Therm. Sci.*, 2018, vol. 134, pp. 54–65. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.08.004>
9. Promvong P., Chompookham T., Kwankaomeng S., Thianpong C. Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators. *Energy Convers. Manag.*, 2010, vol. 51, no. 6, pp. 1242–1249.
10. Samadifar M., Toghraie D. Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators. *Appl. Therm. Eng.*, 2018, vol. 133, pp. 671–681. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.062>
11. Liu S, Sakr M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renew Sustain Energy Rev.*, 2013, vol. 19, pp. 64–81.
12. Alam T, Saini R.P, Saini J.S. Heat and flow characteristics of air heater ducts provided with turbulators – A review. *Renew Sustain Energy Rev.*, 2014, vol. 31, pp. 289–304.
13. Tahseen T.A., Ishak M., Rahman M.M. An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger. *Renew Sustain Energy Rev.*, 2015, vol. 43, pp. 363–380.
14. Deshmukh P.W., Prabhu S.V., Vedula R.P. Heat transfer enhancement for laminar flow in tubes using curved delta wing vortex generator inserts. *Appl. Therm. Eng.*, 2016, vol. 106, pp. 1415–1426.
15. Liang G., Islam M.D., Kharoua N., Simmons R. Numerical study of heat transfer and flow behavior in a circular tube fitted with varying arrays of winglet vortex generators. *Int. J. Therm. Sci.*, 2018, vol. 134, pp. 54–65. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.08.004>
16. Keys V.M., London A.L. *Compact heat exchangers*. Moscow: Energiya, 1967. 224 p. In Russ.
17. Buyruk E. Numerical study of heat transfer characteristics on tandem cylinders, inline and staggered tube banks in cross-flow of air. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2002, vol. 29, no. 3, pp. 355–366. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(02\)00325-1](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(02)00325-1)
18. Lee D., Ahn J., Shin S. Uneven longitudinal pitch effect on tube bank heat transfer in cross flow. *Appl. Therm. Eng.*, 2013, vol. 51, pp. 937–947. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.031>
19. Petuhov B.S. *Heat transfer and resistance in laminar flow in tubes*. Moscow: Energiya, 1967. 409 p. In Russ.
20. Petuhov B.S. Calculation of heat transfer and hydraulic resistance in a laminar flow of variable viscosity for a circular tube. *Teploenergetika – Power Engineering*, 1954, no. 9. In Russ.
21. Roshko A. On the wake and drag of bluff bodies on the wake and drag of bluff bodies. *J. Aeronaut. Sci.*, 1955, vol. 22, pp. 124–132.
22. Gerrard J.H. The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies. *J. Fluid Mech.*, 1966, vol. 25, pp. 401–413.
23. Roshko A. Experiments on the flow past a circular cylinder at very high Reynolds number. *J. Fluid Mech.*, 1961, vol. 10, pp. 345–356.

24. Li X., Zhu D., Yin Y., Liu S., Mo X. Experimental study on heat transfer and pressure drop of twisted oval tube bundle in cross flow. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2018, vol. 99, pp. 251–258.
25. Zehua H., Sun D. Predicting local surface heat transfer coefficients by different turbulent k- ϵ models to simulate heat and simulate heat and moisture transfer during air-blast chilling. *Int. J. Refrig.*, 2001, vol. 24, no. 7, pp. 702–717.
26. Yakhot V. et al. Renormalization group modeling and turbulence simulations. *International Conference on Near-Wall Turbulent Flows*, Tempe, AZ, 1993.
27. Soe T.M., Khaing S.Y. Comparison of turbulence models for computational fluid dynamics simulation of wind flow on cluster of buildings in mandalay. *International Journal of Scientific and Research Publications*, 2017, vol. 7, no. 8, pp. 2250–3153.
28. ANSYS, Inc. ANSYS Fluent Reference Guide 16.0. 2015.
29. 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 Transf.*, 1986, vol. 29, no. 12, pp. 1903–1909.
30. Ota T., Hideya N., Yukiyasu T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, vol. 27, pp. 1771–1779. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(84\)90159-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(84)90159-5)
31. Kondratyuk V.A., Semenyako A.V., Terekh A.M., Rudenko A.I., Zhukova Yu.V. Teploobmen i aerodinamika odinonchnykh trub ploskooval'nogo profilya [Heat transfer and aerodynamics of single flat oval tubes]. *Sovremennaya nauka: issledovaniya, idei, rezul'taty, tekhnologii – Modern Science: Researches, Ideas, Results, Technologies*, 2013, no. 1(12), pp. 3–6. In Russ.
32. 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, pp. 417–429. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.06.770>
33. Zeeshan M., Nath S., Bhanja D. Numerical study to predict optimal configuration of fin and tube compact heat exchanger with various tube shapes and spatial arrangements. *Energy Convers Manag.*, 2017, vol. 148, pp. 737–752. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.011>
34. Park J.M., Kim O.J., Kim S.J., Shin Y.C. Heat transfer characteristics of circular and elliptic cylinders in cross flow. *Adv. Mech. Eng.*, 2015, vol. 7, pp. 1–8.
35. Horvat A., Leskovic M., Mavko B. Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2006, vol. 49, no. 5-6, pp. 1027–1038. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030>
36. Antufev V.M., Beleckij G.S. *Teplootdacha i aerodinamicheskie soprotivleniya rubchatykh poverkhnostej v poperechnom potoke* [Heat transfer and aerodynamic resistance of ribbed surfaces in cross-flow]. Moscow, Leningrad: Mashgiz, 1948. 119 p. In Russ.
37. Antufev V.M. *Effektivnost' razlichnykh form konvektivnykh poverkhnostej nagreva* [Efficiency of various forms of convective heating surfaces]. Moscow, Leningrad: Energiya, 1966. 184 p. In Russ.
38. Kejs V.M., London A.L. Compact heat exchangers. Moscow: Gosenergoizdat, 1962. (in Russian)
39. Brauer H. Mitt. Verein Grosskesselbesitzer. 1961, no. 73, pp. 260–276.
40. Ibrahim T.A., Gomaa A. Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, vol. 48, pp. 2148–2158. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.011>
41. Brauer H. Compact heat exchangers. *J. Chem. Process Eng.*, 1964, pp. 451–460.
42. Nishiyama H., Ota T., Matsuno T. Heat transfer and flow around elliptic cylinders in tandem arrangement. *JASME Int. J. Ser II.*, 1988, vol. 31, no. 3, pp. 410–419. https://doi.org/10.1299/jsmeb1988.31.3_410
43. Harris D.K., Goldschmidt V.W. Measurement of the overall heat transfer for combustion gases confined within elliptical tube heat exchangers. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2002, vol. 26, no. 1, pp. 33–37. [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(02\)00105-X](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00105-X)
44. Berbish N.S. Heat transfer and flow behavior around four staggered elliptic cylinders in cross flow. *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, 2011, vol. 47, pp. 287–300.
45. Alawadhi E.M. Laminar forced convection flow past an inline elliptical cylinder array with inclination. *J. Heat Transf.*, 2010, vol. 132, no. 7, p. 071701 (10 pages)
46. Ota T., Hideya N., Yukiyasu T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, vol. 27, no. 10, pp. 1771–1779. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(84\)90159-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(84)90159-5)
47. Li Z., Davidson J.H., Mantell S.C. Numerical simulation of flow field and heat transfer of streamlined cylinders in cross flow. *J. Heat Transf.*, 2006, vol. 128, no. 6, pp. 564–570.
48. Ruth E.K. Experiments on a cross flow heat exchanger with tubes of lenticular shape. *ASME J. Heat Transfer*, 1983, vol. 105, pp. 571–575.
49. Grimison D. Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross-flow of gases over tube banks. *Trans. ASME*, 1937, vol. 59, pp. 583–594.
50. Kong Y.Q., Yang L.J., Du X.Z., Yang Y.P. Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2016, vol. 90, pp. 357–371.
51. Lam K., Lin Y.F., Zou L., Liu Y. Experimental study and large eddy simulation of turbulent flow around tube bundles composed of wavy and circular cylinders. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2010, vol. 31, pp. 32–44. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2009.10.006>
52. Sun L., Zhang C.L. Evaluation of elliptical finned tube heat exchanger performance using CFD and response surface methodology. *Int. Thermal Sci.*, 2014, vol. 75, pp. 45–53.
53. Migaj V.K. *Modelirovanie teploobmennogo ehnergeticheskogo oborudovaniya* [Modeling heat exchange power equipment]. Leningrad: Energoatomizdat, 1987. 260 p. In Russ.
54. Migaj V.K. *Povyshenie effektivnosti sovremennykh teploobmennikov* [Improving the efficiency of modern heat exchangers]. Leningrad: Energia, 1980. 144 p. In Russ.
55. Saffarian M.R., Fazelpour F., Sham M. Numerical study of shell and tube heat exchanger with different cross-section tubes and combined tubes. *Int. J. of Energy and Environmental Engineering*, 2019, vol. 10, pp. 33–46.
56. Dhiman A., Ghosh R. Computer simulation of momentum and heat transfer across an expanded trapezoidal bluff body. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2013, vol. 59, pp. 338–352.
57. Chatterjee D., Mondal B. Unsteady mixed convection heat transfer from tandem square cylinders in cross flow at low Reynolds numbers. *Heat Mass Transf.*, 2013, vol. 49, pp. 907–920
58. Gupta A., Saha A.K. Suppression of vortex shedding in flow around square cylinder using control cylinder. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, 2019, vol. 76, pp. 276–291.
59. Guan-min Z. et al. Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 27, pp. 76–84.

60. **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*, 2016, vol. 129, pp. 319–328.
61. **Lavasani A.M., Bayat H.** Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Applied thermal engineering*, 2016, vol. 65, pp. 85–93.
62. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Chislennoe issledovanie teploobmena i aerodinamiki odinochnykh trub kaplevidnoj formy [Numerical investigation of heat transfer and aerodynamics of single drop-shaped tube]. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda – Journal of International Academy of Refrigeration*, 2020, no. 3, pp. 91–99. In Russ.
63. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2019.
64. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Investigation of flow characteristics for drop-shaped tubes bundle using ANSYS package. *2020 V International Conference on Information Technologies in Engineering Education (Inforino)*. Moscow, Russia. 2020.
65. **Deeb R., Kolotvin A.V.** Chislennoe issledovanie i sravnenie teploobmena i gidrodinamiki koridornogo puchka trub krugloj i kaplevidnoj formy [Numerical investigation of heat transfer and hydrodynamics for in-line drop-shaped tubes bundle]. *Vestnik Trudy Akademenergo – Transactions of Academenergo*, 2020, no. 3 (60), pp. 42–59. In Russ.
66. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2019.
67. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2020.
68. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics for drop-shaped tubes bundle. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2020.
69. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics for staggered double drop-shaped tubes bundle in cross-flow. *IOP Conf. Series: Journal of Physics*. 2020.
70. **Deeb R.** Chislennoe issledovanie kharakteristik teploobmena i gidravlicheskogo soprotivleniya shakhatnykh puchkov sdvoennykh trub krugloj i kaplevidnoj formy [Numerical study of heat transfer characteristics and friction factor for staggered circular and drop-shaped double tubes bundles]. *Teplovye protsessy v tekhnike – Thermal processes in engineering*, 2020, vol. 12, no. 10, pp. 434–444. In Russ.
71. **Deeb R.** Effect of longitudinal spacing on the flow and heat transfer for staggered drop-shaped tubes bundle in cross-flow. *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2020, vol. 21, no. 1, 16 p.
72. **Sayed S., Mesalhy O., Khass T., Hassan A.** Parametric study of air cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes. *EJST*, 2012, vol. 15, pp. 167–179.
73. **Zhukova Yu.V., Terekh A.M., Rudenko A.I.** Issledovanie konvektivnogo teploobmena paketov kapleobraznykh trub [Investigation of convective heat transfer of droplet tube packages]. *X shkola-seminar po problemam teplomassoobmena i gidrodinamiki v energomashinostroenii* [X school-seminar on the problems of heat and mass transfer and hydrodynamics in power engineering], Kazan, Russia, 2016, pp. 15–18. In Russ.
74. **Wang J., Zheng H., Tian Z.** Numerical simulation with a TVD–FVM method for circular cylinder wake control by a fairing. *Journal of Fluids and Structures*, 2015, vol. 57, pp. 15–31.
75. **Petrov K.P.** *Aerodinamika tel prostejshikh form* [Aerodynamics of bodies of the simplest shapes]. Moscow: Fismatlit, 1998. 428 p. In Russ.
76. **Oardar A., Jacobi A.** Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers. *Int. J. Refrig.*, 2008, vol. 31, no. 1, pp. 87–97.
77. **Wu J.M., Tao W.Q.** Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator, Part A: verification of field synergy principle. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2008, vol. 51, pp. 1179–1191.
78. **Yoo S., Park D., Chung M.** Heat transfer enhancement for fin-tube heat exchanger using vortex generators. *KSME Int J.*, 2002, vol. 16, no. 1, pp. 109–115.
79. **Depaiwa N., Chompookham T., Promvong P.** Thermal enhancement in a solar air heater channel using rectangular winglet vortex generators. *Proceedings of the PEA-AIT International Conference on Energy and Sustainable Development: Issues and Strategies (ESD), IEEE, 2010, Chiang Mai, June 2–4. 2010*, pp. 1–7.
80. **Min C., Qi C., Kong X., Dong J.** Experimental study of rectangular channel with modified rectangular longitudinal vortex generators. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2010, vol. 53, pp. 3023–3029.
81. **Promvong P., Chompookham T., Kwankaomeng S., Thianpong C.** Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators. *Journal of Energy Conversion Management*, 2010, vol. 51, pp. 1242–1249.
82. **Chompookham T., Thianpong C., Kwankaomeng S., Promvong P.** Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators. *Int. Commun. Heat Mass. Transf.*, 2010, vol. 37, no. 1, pp. 163–169.
83. **Wais P.** Influence of fin thickness and winglet orientation on mass and thermal efficiency of cross-flow heat exchanger. *Appl. Therm. Eng.*, 2016, vol. 102, pp. 184–195.
84. **Song K.W., Wang L.B.** The effectiveness of secondary flow produced by vortex generators mounted on both surfaces of the fin to enhance heat transfer in a flat tube bank fin heat exchanger. *J. Heat Transf.*, 2013, vol. 135.
85. **Li L., Du X., Zhang Y., Yang L., Yang Y.** Numerical simulation on flow and heat transfer of fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, vol. 92, pp. 85–96.
86. **Tiwari S., Maurya D., Biswas G., Eswaran V.** Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, vol. 46, no. 15, pp. 2841–2856.
87. **Sayed A.S. et al.** Experimental and numerical study on thermal-hydraulic performance of wing-shaped-tubes-bundle equipped with winglet vortex generators. *Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 54, no. 3, pp. 727–744.
88. **Zhou G., Ye Q.** Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 2012, vol. 37, pp. 241–248.
89. **Hu W., Wang L., Guan Y., Hu W.** The effect of shape of winglet vortex generator on the thermal – hydrodynamic performance of a circular tube bank fin heat exchanger. *Heat Mass Transf.*, 2017, vol. 53, pp. 2961–2973.