

УДК 536.2.004.414.23:532.5.004.414.23

## **ВЛИЯНИЕ УГЛА АТАКИ НА ТЕПЛООБМЕННЫЕ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШАХМАТНОГО ПУЧКА ТРУБ КАПЛЕВИДНОЙ ФОРМЫ В ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ**

**Равад Дееб<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>Университет Дамаска

<sup>2</sup>ФГБОУ ВО Национальный исследовательский университет «МЭИ»

В качестве элементов теплообменников в энергоустановках, работающих по органическому циклу Ренкина ОЦР, могут применяться трубные пучки, при этом наружная поверхность трубок омывается горячим (газовым) теплоносителем, а внутри труб протекает рабочее вещество ОЦР. В данной работе проводится численное исследование гидродинамики и теплообмена шахматного пучка труб каплевидной формы при изменяющемся угле атаки набегающего потока в сравнении с трубами круглого сечения того же эквивалентного диаметра. Исследование выполнено для числа Рейнольдса  $Re = 1,8 \times 10^3 \sim 9,4 \times 10^3$ , продольный и поперечный шаг труб в пучке одинаков и равен 37 мм. Исследованы четыре случая расположения труб с различными углами атаки: 0, 45, 135 и 180 градусов. В статье представлен анализ литературы. Разработана математическая и численная модель для расчета теплообмена и гидродинамики пучка каплевидных труб с помощью программного пакета ANSYS с учетом напряженно-деформированного состояния труб. Представлены корреляции, позволяющие определить средние числа Нуссельта и коэффициента трения для рассматриваемых пучков в зависимости от числа Рейнольдса и угла атаки. Результаты настоящего исследования показывают, что теплоаэродинамическая эффективность пучка каплевидных труб при нулевом угле атаки примерно в 1,6...7 раза больше, чем пучка труб круглого сечения.

*Ключевые слова:* каплевидные трубы, угол атаки, деформация, число Нуссельта, коэффициент трения, численное моделирование, CFD.

DOI: 10.17212/1727-2769-2020-3-21-36

### **Введение**

Круглые трубы широко используются в теплообменном оборудовании из-за простоты производства и способности выдерживать высокое давление. Однако при внешнем обтекании круглой трубы в кормовой части трубы образуется вихревая зона с перестройкой структуры пограничного слоя, что может приводить к существенным потерям давления и значительным вибрациям. Расположение труб относительно направления набегающего потока можно классифицировать как коридорное и шахматное. Шахматный пучок труб прост в изготовлении, имеет высокий теплообмен и перепад давления в допустимом диапазоне. Существует большое количество исследований, в которых учитывается влияние геометрии и расположения труб в пучке на эффективность теплообменников. Трубы в шахматном расположении обеспечивают лучшие тепловые характеристики по сравнению с коридорными расположением труб, а также немного больший перепад

давления [1, 2]. Авторы работы [3] исследовали характеристики потока и тепло-массообмена в шахматном и коридорном расположении. Числа Рейнольдса были в диапазоне от 50 до 1000. Было найдено, что с увеличением числа Рейнольдса место начала выделения вихрей перемещается вверх по течению, а развитие потока вверх по течению намного быстрее для труб с шахматным расположением по сравнению с коридорным расположением.

В последнее десятилетие несколько исследователей рассматривали трубы некруглого сечения для разделительного теплообменника с поперечным потоком. Статья [4] посвящена проблеме теплообмена и гидродинамики коридорного пучка кулачковых труб. Число Рейнольдса варьировалось в диапазоне  $Re = 27 \times 10^3 \dots 42\,500$  с относительным продольным шагом  $S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = 1,5 \dots 2$ . Эксперимент показывает, что коэффициент сопротивления формы максимален для первого ряда и минимален для второго для всего диапазона числа Рейнольдса, но теплоотдача от первого ряда минимальна. Тем не менее при увеличении коэффициента продольного шага теплопередача увеличивается. В [5] экспериментально исследовали влияние углов атаки на теплоотдачу и характеристики перепада давления при поперечном обтекании плоских трубок, имеющих различные соотношения  $x/y$ . Было обнаружено, что наилучшие теплогидравлические характеристики достигаются при нулевом угле атаки. Авторы статьи [6] численно провели сравнение условий теплообмена пучка труб шахматной компоновки в поперечном потоке для труб различной формы – цилиндрической, эллипсоидальной и каплевидной. Продольный и поперечный шаг труб в пучке составил от 1,125 до 2,0. Было показано, что коэффициент сопротивления и число Стентона ниже у эллипсоидальных и каплевидных труб, чем у цилиндрических. Однако коэффициент сопротивления и число Стентона уменьшаются с увеличением числа Рейнольдса. В работе [7] численно и экспериментально исследованы гидродинамические характеристики и теплообмен шахматного пучка труб каплевидной формы при изменяющемся угле атаки набегающего газового потока. Было найдено, что исследованный пучок с нулевым углом атаки увеличил значения  $Nu$  примерно на 24 и 76 % по сравнению с таковыми для круглых и эллиптических труб соответственно. Кроме того, было показано, что самые низкие значения коэффициента перепада давления и мощности прокачки были достигнуты при  $\theta = 0^\circ$  для всех значений  $Re$ . В статьях [9, 10] предложили корреляции для расчета теплообмена и перепада давления шахматных и коридорных пучков круглых труб. Исследование выполнено для числа Рейнольдса от 1 до  $2 \cdot 10^6$  и для широкого диапазона продольных и поперечных шагов. Авторы предложили коэффициент для оценки эффективности поверхностей теплообмена с целью улучшения конструкций теплообменников. Авторы статей [11–13] численно исследовали гидродинамику и теплообмен пучка каплевидных труб различной конфигурации. Их результаты показали, что гидродинамическое сопротивление пучков каплеобразных труб меньше, чем у круглых при углах атаки  $\theta = 0^\circ, 180^\circ$ . Была предложена корреляция для расчета теплообмена в зависимости от числа Рейнольдса и угла атаки с учетом напряженно-деформированного состояния труб. В работе [14] проведено численное исследование теплообмена и аэродинамического сопротивления одиночных труб каплевидного и круглого профиля поперечного сечения при поперечном обтекании воздухом. Теплоаэро-

динамическая эффективность каплевидной трубы с относительным удлинением профиля ( $L/D = 4$ ) примерно в 11,5...20,2 раза больше, чем для одиночной круглой трубы ( $L/D = 1$ ). Автор работы [15] численно исследовал влияния 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 гидродинамическим сопротивлением по сравнению с пучком с шагом 37 мм. Также было найдено, что теплоаэродинамическая эффективность пучка каплевидных труб примерно в 18,1...43,7 раза больше, чем пучка труб круглого сечения. В работе [16] экспериментально исследовано аэродинамическое сопротивление при поперечном обтекании одиночных каплевидных труб. Полученные результаты показали, что каплевидные трубы имеют более низкое аэродинамическое сопротивление по сравнению с круглыми трубами.

Численное моделирование открывает огромные возможности для решения задач сложных турбулентных течений. Несколько исследователей определили лучший модельный и численный метод с точки зрения точности и вычислительных затрат. Авторы работы [17] численно смоделировали двухмерное течение вокруг двух круглых цилиндров в коридорном расположении, чтобы исследовать характеристики потока. Результаты показывают, что расширенные  $k-\varepsilon$  и RNG  $k-\varepsilon$  модели предлагают более точные результаты, чем стандартная  $k-\varepsilon$  модель. В научной работе [18] исследованы характеристики потока и теплоотдачи шахматного пучка труб различной формы с помощью программы ANSYS. Было отмечено, что CFD является лучшим инструментом для прогнозирования результатов эксперимента перед их выполнением. Модель RNG  $k-\varepsilon$  турбулентности показывает существенное преимущество для искривленных, вихревых и вращающихся потоков. Модель RNG  $k-\varepsilon$  показала сходство между численными и экспериментальными результатами [19].

Из обзора литературы следует, что существует всего несколько исследований, в которых рассматривались каплевидные трубы. Поэтому предметом настоящего исследования является оценка влияния угла атаки на теплообменные и гидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы при поперечном обтекании с учетом напряженно-деформированного состояния. Исследования проводятся на основе разработанной математической и численной модели в пакете ANSYS. Результаты сравниваются с круглыми трубами того же эквивалентного диаметра.

### 1. Описание объекта исследования

Объектом исследования является пучок из 22 каплевидных труб шахматного расположения. Каплевидные трубы расположены в канале квадратного поперечного сечения со стороной 305 мм (рис. 1) и имеют следующие размеры: радиус широкой части 5,8 мм, радиус малой части 2,9 мм, эквивалентный диаметр  $D_{эк} = 22,5$  мм, продольный ( $S_L$ ) и поперечный ( $S_T$ ) шаг труб в пучке одинаков и равен 37 мм (рис. 2, а). Изменение угла атаки  $\theta$  достигается одновременным поворотом всех труб пучка на 0...45...135...180 градусов по часовой стрелке (рис. 2, б).

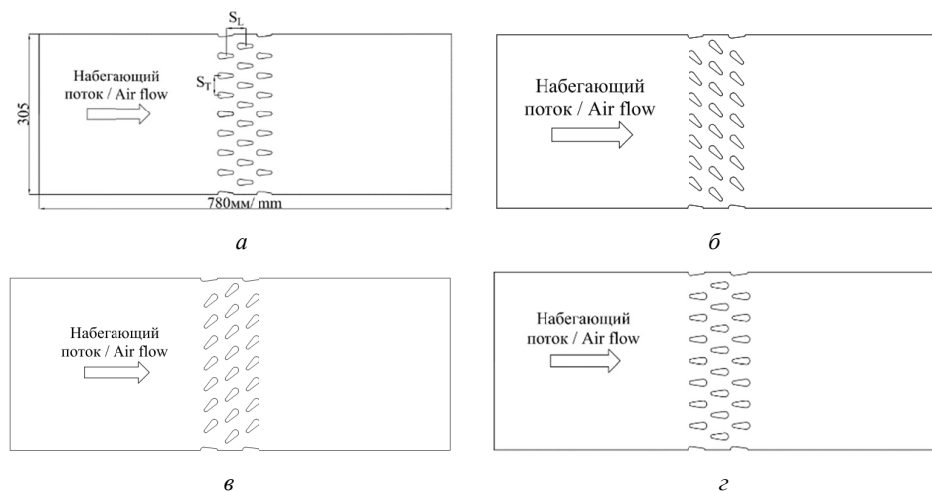


Рис. 1 – Двумерный канал с пучком каплевидных труб шахматной компоновки:

$a - \theta = 0^\circ$ ;  $б - \theta = 45^\circ$ ;  $в - \theta = 135^\circ$ ;  $г - \theta = 180^\circ$

Fig. 1 – Two-dimensional channel with a staggered drop-shaped tubes bundle:

$a - \theta = 0^\circ$ ;  $b - \theta = 45^\circ$ ;  $c - \theta = 135^\circ$ ;  $d - \theta = 180^\circ$

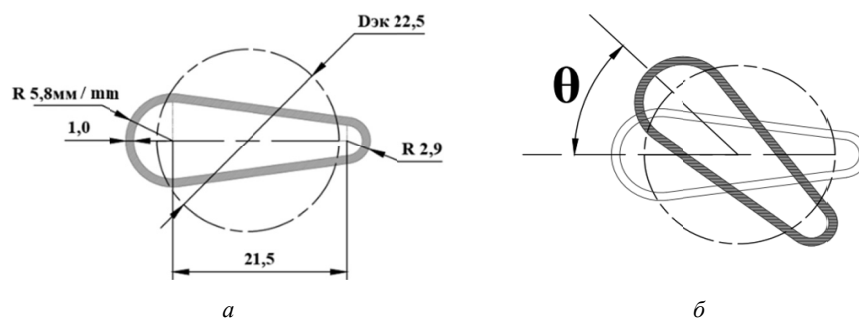


Рис. 2 – Объект исследования:

$a$  – поперечное сечение каплевидной трубы;  $б$  – изменение угла атаки

Fig. 2 – Object of study:

$a$  – drop-shaped tube cross-section dimensions;  $b$  – adjusting the flow attack angle

## 2. Процесс численного моделирования

Процесс численного моделирования выполнялся в два этапа: первый этап – моделирование напряженно-деформированного состояния, а второй этап – численное исследование теплообмена и гидродинамики при обтекании рассматриваемых пучков труб.

Моделирование напряженно-деформированного состояния проведено с помощью ANSYS Static Structural, определены деформации, вызванные разностью давлений внутри (14 бар) и снаружи медных труб (1 бар).

На рис. 3, 4 представлены сетка и поперечное сечение трубы после деформации соответственно.

Из рис. 4 видно, что деформация происходит в боковых участках трубы. Максимальное значение деформации наблюдается в центре этих прямых участков (значительного изменения геометрии трубы не происходит при заданных значе-

ниях давления внутри и снаружи). Подробно напряженно-деформированное состояние при разных углах атаки обсуждается в ранее опубликованной работе [11].

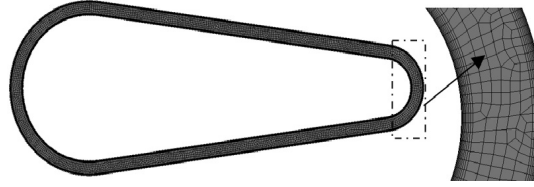


Рис. 3 – Сетка исследуемого объекта в ANSYS: Static Structural,  $\theta = 0^\circ$

Fig. 3 – Mesh of the studied object in ANSYS: Static Structural,  $\theta = 0^\circ$



Рис. 4 – Состояние под нагрузкой при  $\theta = 0^\circ$

Fig. 4 – Stress state at a –  $\theta = 0^\circ$

После деформации геометрия экспортируется в ANSYS Fluent, задача вынужденной конвекции решалась в двумерной стационарной постановке с использованием приближения вязкой несжимаемой жидкости с постоянными теплофизическими свойствами, с учетом возможной турбулизации потока и без учета теплообмена излучением. 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  $\rho$  – плотность воздуха;  $U$  – скорость воздуха;  $P$  – давление воздуха;  $\tau_{ij}$  – тензор вязких напряжений;  $\lambda_\Sigma$  – «эффективный» коэффициент теплопроводности среды;  $T$  – температура жидкости.

На данном этапе используется модель турбулентности  $RNG\ k-\varepsilon$  с функцией «Enhanced wall Treatment» [19, 20]. Расчет числа Рейнольдса выполнялся по средней скорости потока в узком сечении рабочего участка  $Re_D = \rho U_{cp} D_{эк} / \mu$

(табл. 1), где  $\mu$  – динамическая вязкость;  $U_{\text{ср}}$  – средняя скорость потока в узком сечении пучка.

Расчетная сетка генерируется с использованием ICEM CFD. Для наиболее точной симуляции сетка (Quad/TRI элементы) строилась со сгущением в областях наибольшего градиента скорости (рис. 5) с соблюдением необходимого требования к выбранной модели турбулентности по значению  $1 < y^+ < 5$ . Качество сетки 0,93 сохраняется на протяжении всего моделирования. Алгоритм решения связи уравнения движения и неразрывности (Pressure – Velocity Coupling) при решении выбирался SIMPLE. Для получения точных решений использовалась дискретизация второго порядка точности (Second Order Upwind). Прерывание счета при достижении уравнения погрешностей  $10^{-7}$ .

Таблица 1 / Table 1

**Числа Рейнольдса, рассчитанные по средней скорости  
в узком сечении для различных углов атаки**

**Reynolds number calculated by the minimum free  
cross-section for different angles of attack**

$\theta$	$Re_D$
$0^\circ$	$3,58 \times 10^3 \sim 19,12 \times 10^3$
$45^\circ$	$6,79 \times 10^3 \sim 37,43 \times 10^3$
$135^\circ$	$6,88 \times 10^3 \sim 39,04 \times 10^3$
$140^\circ$	$3,34 \times 10^3 \sim 18,45 \times 10^3$

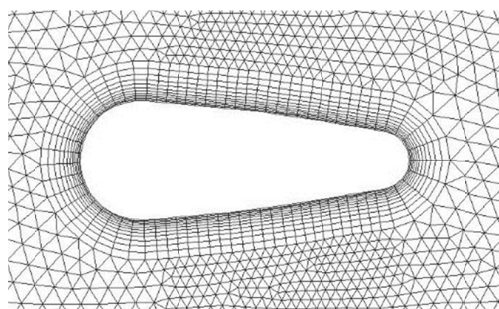


Рис. 5 – Сетка исследуемого объекта  
в ANSYS Fluent,  $\theta = 0^\circ$

Fig. 5 – Mesh of the studied object  
in ANSYS Fluent,  $\theta = 0^\circ$

Чувствительность результатов моделирования существенно зависит от количества и качества узлов расчетной сетки. Плотность сетки увеличивалась до тех пор, пока не было получено сеточно-независимое решение. Поэтому в данной работе с целью получения оптимального решения поставленной задачи количество узлов варьировалось от 61,220 до 324,742 (рис. 3).

На рис. 6 видно, что сетка из 145,850 узлов обеспечивает сеточно-независимое решение для вычислительного среднего числа Нуссельта. Следовательно, сетка из 145,850 узлов рассматривается здесь и далее для оптимизации времени и точности решения.

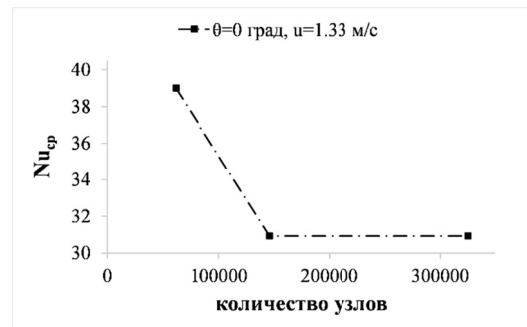


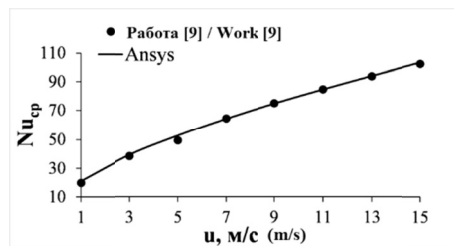
Рис. 6 – Анализ чувствительности сетки

Fig. 6 – Mesh-sensitivity analysis

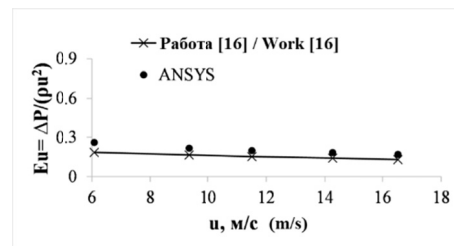
В качестве внешнего теплоносителя, обтекающего пучок, рассматривался поток воздуха со скоростью на входе в канал  $u = 1,33 \dots 7$  м/с, что соответствует числам Рейнольдса  $Re = 1,8 \times 10^3 \dots 9,4 \times 10^3$ , при температуре  $56,5$  °C и атмосферном давлении, средняя температура стенки равна  $20,8$  °C.

### 3. Верификация разработанной численной модели

Для верификации разработанной численной модели теплообмен и гидродинамика круглой и каплевидной трубы моделируются путем сравнения с экспериментальными результатами, полученными в работах [9] и [16] ( $D = 28$  мм) в том же диапазоне значений числа Рейнольдса. Получено хорошее совпадение результатов (рис. 7, а, б), что свидетельствует об адекватности модели и метода моделирования, представленных в данном исследовании.



а



б

Рис. 7 – Верификация численной модели:

$$a - Nu_{cp} = f(u); \quad б - Eu = f(u)$$

Fig. 7 – Numerical model verification:

$$a - Nu_{cp} = f(u); \quad б - Eu = f(u)$$

## 4. Обсуждение полученных результатов

### 4.1. Линии тока

Линии тока помогают отследить путь частиц жидкости по периметру трубы и также указывают на плотность и расположение вихрей, образованных в пучке. Для расположения  $\theta = 0^\circ$  (рис. 8, а) при скорости набегающего потока  $u = 1,33$  м/с есть три отрывные зоны: две на боковых поверхностях и одна в кормовой части труб. Отрыв пограничного слоя от поверхности обусловлен силами трения, изме-

нением давления и скорости, также отрыв потока может происходить в результате увеличения сопротивления давления, вызванного перепадом давления протекающего воздуха между передней и задней поверхностями трубы. С увеличением скорости потока до  $u = 7$  м/с вихревые зоны на боковых поверхностях трубы исчезают, а существуют только на ее задней поверхности (рис. 8, б). Это связано с тем, что при высоких значениях скорости поток становится более мощным, что позволяет пограничному слою сдвигаться дальше вниз по потоку.

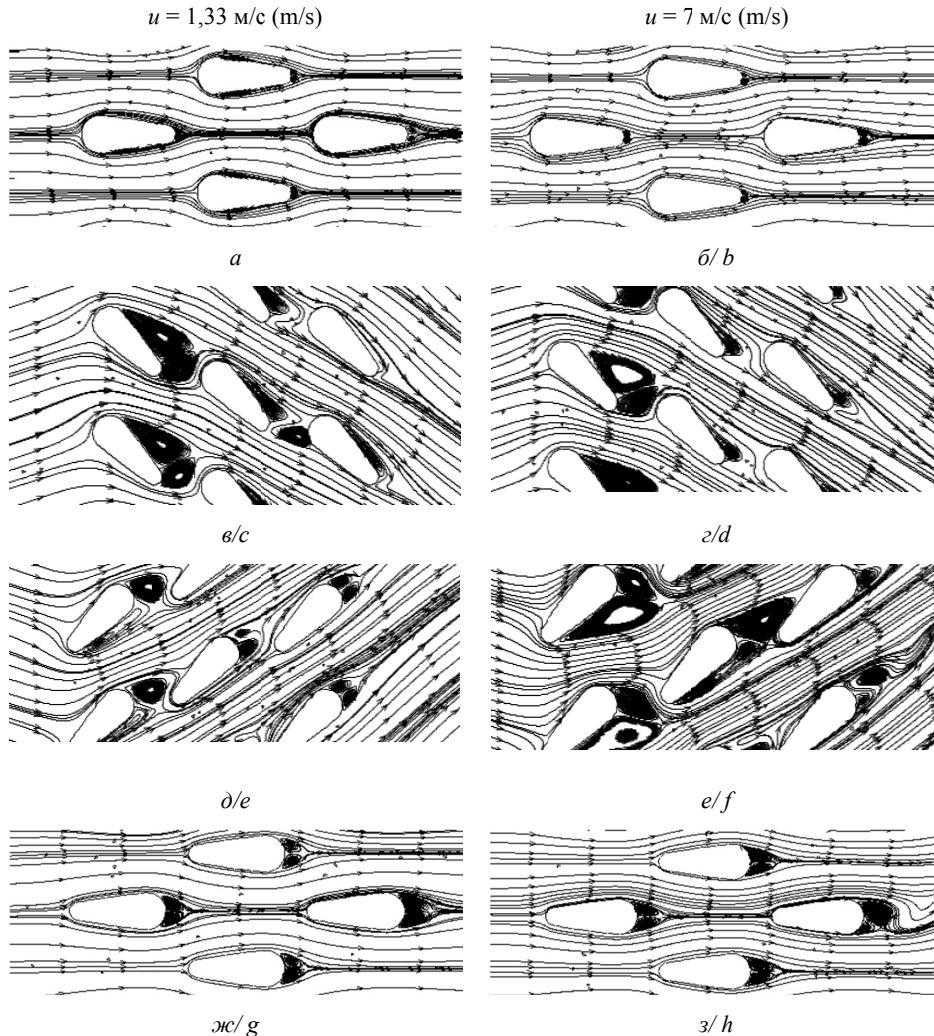


Рис. 8 – Линии тока:

$a, б - \theta = 0^\circ$ ;  $в, г - \theta = 45^\circ$ ;  $д, е - \theta = 135^\circ$ ;  $ж, з - \theta = 180^\circ$

Fig. 8 – Flow path lines:

$a, б - \theta = 0^\circ$ ;  $в, г - \theta = 45^\circ$ ;  $е, ф - \theta = 135^\circ$ ;  $г, х - \theta = 180^\circ$

Для случая  $\theta = 45^\circ$  (рис. 8, в), при низкой скорости воздуха, вихревые зоны на боковых поверхностях труб первого ряда увеличились из-за их наибольшего лобового сопротивления. Первый ряд труб направляет поток, проходящий через последующие ряды, поэтому отрывные зоны во втором и третьем рядах уменьши-



лись. При высокой скорости воздуха, как показано на рис. 8, *г*, интенсивность вихревых зон уменьшилась после первого ряда и на боковых поверхностях труб второго и третьего рядов по сравнению с рис. 8, *в*.

Для расположения  $\theta = 135^\circ$  (рис. 8, *д*), при  $u = 1,33$  м/с, вихревые зоны возникают за большим диаметром труб. Однако при  $u = 7$  м/с (рис. 8, *е*) интенсивность вихревых зон увеличилась и дополнительные вихри появились на нижних боковых поверхностях труб из-за воздействия неблагоприятных и благоприятных градиентов давления потока.

Для случая  $\theta = 180^\circ$  (рис. 8, *ж*, *з*), на прямых боковых участках трубы отсутствуют вихревые зоны. По мере увеличения скорости набегающего потока на входе в канал увеличивается перемешивание жидкости в кормовой части труб.

#### 4.2. Влияние угла атаки на теплообмен в пучке труб

Температура воздуха в пучке труб уменьшается за счет нагрева поверхности трубы. Интенсивность падения температуры воздуха увеличивается по мере того, как воздух проходит мимо рядов труб. Рис. 9 показывает число Нуссельта для соответствующих чисел Рейнольдса, рассчитанное по средней скорости потока в узком сечении пучка из решения ANSYS. Для всех исследованных случаев среднее число Нуссельта  $Nu_{cp}$  растет с увеличением скорости воздуха. Это связано с увеличением интенсивности турбулизации воздуха за рядами труб.

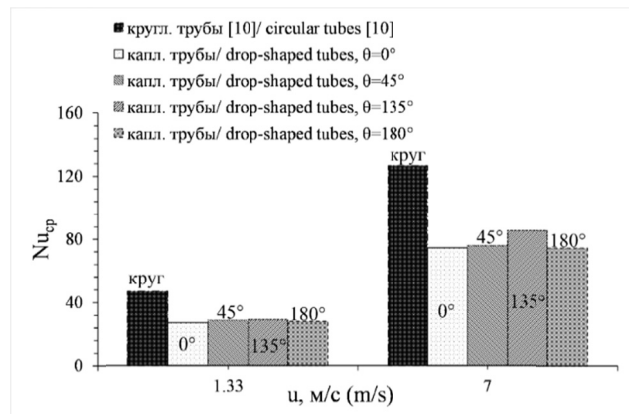


Рис. 9 – Числа Нуссельта из расчета чисел Re по  $u_{cp}$  с помощью ANSYS

Fig. 9 – Nusselt numbers for Re calculated by  $u_{cp}$  using ANSYS

Из рис. 9 следует, что значения коэффициента теплоотдачи с использованием круглых труб выше, чем у каплевидных труб. Это может быть связано с тем, что площадь турбулентности за круглыми трубами больше, чем у каплевидных труб, что способствует улучшению теплообмена. Для каплевидных труб, при  $u = 1,33$  м/с, разница между значениями  $Nu_{cp}$  очень мала. При увеличении скорости воздуха до 7 м/с среднее число Нуссельта увеличивается в 2,71; 2,77; 2,67; 2,96; 2,67 раза для круглых и каплевидных труб при  $\theta = 0^\circ; 45^\circ; 135^\circ; 180^\circ$  соответственно. Пучок каплевидных труб с  $\theta = 135^\circ$  имеет максимальное значение  $Nu_{cp}$ , равное, 27,81 и 74,36 для  $u = 1,33$  и 7 м/с соответственно.

Среднее число Нуссельта пучка определялось по результатам вычислительно-го эксперимента как

$$\text{Nu}_{\text{cp}} = \frac{\alpha_{\text{cp}} D}{\lambda} . \quad (4)$$

Средний по поверхности пучка коэффициент теплоотдачи вычисляется по формуле

$$\alpha_{\text{cp}} = \frac{1}{F} \int_0^F \alpha dF . \quad (5)$$

Результаты вычислительного эксперимента обработаны в виде следующей корреляции:

$$\text{Nu}_{\text{cp}} = a \text{Re}_D^b \text{Pr}^{1/3} \left( 1 + \frac{\theta^\circ}{90^\circ} \right)^c , \quad (6)$$

где теплофизические свойства [21] рассчитаны для средней температуры входящего потока. Коэффициенты  $a$ ,  $b$ ,  $c$  уравнения подобия (6) для диапазона чисел  $\text{Re} = 1,8 \times 10^3 \dots 9,4 \times 10^3$ ,  $\text{Pr} \cong 0,7$  представлены в табл. 2.

Таблица 2 / Table 2

Коэффициенты уравнения подобия (6)  
The coefficients of the equation (6)

$\theta$	$a$	$b$	$c$
$0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$	0.318	0.574	-0.797
$\theta = 135^\circ$	0.318	0.574	-0.336
$\theta = 180^\circ$	0.318	0.574	-0.027

#### 4.3. Влияние угла атаки на гидродинамические характеристики

С помощью программы ANSYS Fluent был найден перепад давления воздушного потока ( $\Delta P$ ), вызванный аэродинамическим сопротивлением исследуемых пучков труб. Результаты показаны на рис. 10 в виде зависимости коэффициента трения от скорости набегающего потока. Коэффициент трения  $f$  определяется как

$$f = \frac{\Delta P}{1/2 \rho U_{\text{cp}}^2 N_L} , \quad (7)$$

где  $N_L$  – число поперечных рядов.

Коэффициент трения круглых и каплевидных труб при  $\theta = 0^\circ$ ;  $45^\circ$ ;  $180^\circ$  уменьшается с увеличением скорости набегающего потока, в то время как противоположное происходит при  $\theta = 135^\circ$  (рис. 10). Самым низким коэффициентом трения обладает пучок каплевидных труб при  $\theta = 0^\circ$ . Для случая  $\theta = 0^\circ$ , когда поток проходит по поверхности трубы, давление снижается до наименьшего значения на боковой поверхности. На прямых боковых участках трубы, за областью отрыва, происходят падение скорости и возрастание давления (рис. 8, а). По мере увеличения скорости набегающего потока отрывная зона от боковых участков трубы сдвигается вниз по потоку, что приводит к падению сопротивления (рис. 8, б). Для случая  $\theta = 180^\circ$ , после отрыва в кормовой части, поток характеризуется резким изменением давления, увеличением скорости потока и имеет широкую зону рециркуляции за каждой трубой (рис. 8, ж, з).

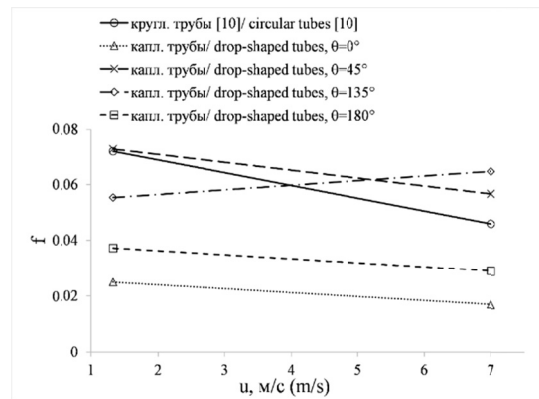


Рис. 10 – Коэффициент трения в зависимости от скорости набегающего потока

Fig. 10 – Friction coefficient Vs air velocity

Максимальные значения  $f$  достигаются для  $\theta = 45^\circ$  при  $u = 1,33$  м/с и для  $\theta = 135^\circ$  при  $u = 7$  м/с. Коэффициент трения пучка каплевидных труб при  $\theta = 180^\circ$  и для скоростей воздуха  $1,33 \dots 7$  м/с на  $49,45 \dots 71,14$  % больше по сравнению с пучком каплевидных труб при  $\theta = 0^\circ$ , это обусловлено наличием в ней удлиненной части, приводящей к замедлению потока при его движении вдоль профиля трубы и, соответственно, к увеличению давления.

Результаты показывают, что коэффициент трения пучка каплевидных труб при  $\theta = 0^\circ$  примерно в 2,8 раза меньше, чем пучка труб круглого сечения.

Для расчета коэффициента трения пучка труб в форме капли данные вычислительного эксперимента обрабатываются в виде следующих зависимостей:

$$f = a + b \operatorname{Re}_D + c \left( 1 + \frac{\theta^\circ}{90^\circ} \right). \quad (8)$$

Уравнение (8) применимо для диапазона чисел  $\operatorname{Re} = 1,8 \times 10^3 \dots 9,4 \times 10^3$ . Коэффициенты зависимости (8) представлены в табл. 3.

Таблица 3 / Table 3

Коэффициенты уравнения (8)  
The coefficients of the equation (8)

$\theta^\circ$	a	b	c
$0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$	-0,07185	$-5,2099 \times 10^{-7}$	0,09869
$\theta = 135^\circ$	0,1827	$1,4011 \times 10^{-7}$	-0,05037
$\theta = 180^\circ$	0,2224	$-3,9711 \times 10^{-7}$	-0,06187

Выше обсуждались характеристики теплоотдачи и коэффициента сопротивления трения для пучка круглых и каплевидных труб. Однако необходимо оценить совокупный эффект их изменения вместе. Теплоаэродинамическая эффективность каплевидных труб определяется путем сравнения с круглыми трубами того же эквивалентного диаметра по формуле [22]:

$$\eta = \frac{\operatorname{Nu}_{\text{ср.капл}} / \operatorname{Nu}_{\text{ср.кругл}}}{f_{\text{капл}} / f_{\text{кругл}}}. \quad (9)$$

На рис. 11 представлена теплоаэродинамическая эффективность круглых и каплевидных труб для всего исследуемого диапазона скорости воздуха.

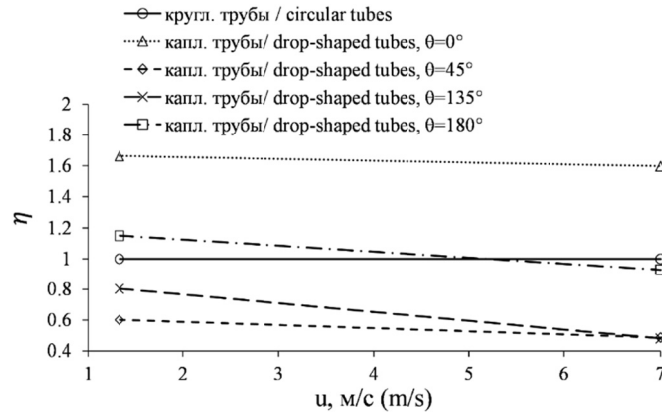


Рис. 11 – Теплоаэродинамическая эффективность круглых и каплевидных труб с различными углами атаки потока

Fig. 11 – Thermal-hydraulic performance for bundles of circular and drop-shaped tubes with different flow angles of attack

Результаты показывают, что  $\eta$  уменьшается с увеличением скорости воздуха. Как видно на рис.11, для каплевидных труб, пучок с нулевым углом атаки имеет наибольшие значения  $\eta$ , далее  $\eta$  уменьшается при углах атаки 180, 35 и 45° соответственно. Теплоаэродинамическая эффективность исследуемого пучка каплевидных труб при  $\theta = 0^\circ$  и для диапазона скоростей воздуха 1,33...7 м/с примерно в 1,6...1,7 раза больше, чем пучка круглых труб.

### Закключение

Проведено численное исследование гидродинамики и теплообмена шахматного пучка труб каплевидной формы при изменяющемся угле атаки набегающего потока. Выполнено сравнение полученных результатов с результатами для труб круглой формы.

Разработана математическая и численная модель для расчета теплообмена и гидродинамики трехрядного шахматного пучка каплевидных труб с помощью программы ANSYS с учетом напряженно-деформированного состояния труб. Представлены корреляции, позволяющие определить средние значения числа Нуссельта и коэффициента трения для рассматриваемых пучков.

Представленное в настоящей работе сравнение результатов моделирования теплоотдачи, при обтекании пучка круглых и каплевидных труб эквивалентного диаметра, не выявило преимуществ последних. Однако коэффициент трения пучка круглых труб больше в 2,9...3,3 раза, чем пучка каплевидных труб при  $\theta = 0^\circ$ .

Значение  $\eta$  больше для пучка каплевидных труб при нулевом угле атаки. Также выявлено, что теплоаэродинамическая эффективность уменьшается при изменении углов атаки в следующем порядке: 180, 35 и 45° соответственно.

Полученные результаты могут служить основой для дальнейших исследований гидродинамических характеристик и теплообмена пучков труб каплевидной формы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Heat transfer enhancement mechanisms in inline and staggered parallel-plate fin heat exchangers / L.W. Zhang, S. Balachandar, D.K. Tafti, F.M. Najjar // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1997. – Vol. 40, N 1. – P. 2307–2325. – DOI: 10.1016/S0017-9310(96)00303-1.
2. **Chen Y., Fiebig M., Mitra N.K.** Heat transfer enhancement of finned oval tubes with staggered punched longitudinal vortex generators // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2000. – Vol. 43, N 1. – P. 417–435. – DOI: 10.1016/S0017-9310(99)00157-X.
3. **Nishimura T., Hisayoshi I., Hisashi M.** The influence of tube layout on flow and mass transfer characteristics in tube banks in the transitional flow regime // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1993. – Vol. 36, N 3. – P. 553–563. – DOI: 10.1016/0017-9310(93)80031-O.
4. **Lavasani A.M., Bayat H., Maarefdoost T.** Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – Vol. 65. – P. 85–93. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.078.
5. **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. – P. 417–429. – DOI: 10.1016/j.egypro.2013.06.770.
6. **Horvat A., Leskovic M., Mavko B.** Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2006. – Vol. 49, N 1. – P. 1027–1038. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030.
7. Heat transfer characteristics of staggered wing-shaped tubes bundle at different angles of attack / A.E. Sayed, Z.I. Emad, M.M. Osama, A.A. Mohamed // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2014. – Vol. 50, N 8. – P. 1091–1102. – DOI: 10.1007/s00231-014-1323-3.
8. Effect of attack and cone angles on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle / A.E. Sayed, Z.I. Emad, M.M. Osama, A.A. Mohamed // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2014. – Vol. 51, N 7. – P. 1001–1016. – DOI: 10.1007/s00231-014-1473-3.
9. **Zhukauskas A., Ulinskas R.V.** Efficiency parameters of heat transfer in tube banks // *Heat Transfer Engineering*. – 1985. – Vol. 6, N 1. – P. 19–25. – DOI: 10.1080/01457638508939614.
10. **Zhukauskas A.** Heat transfer from tubes in cross-flow // *Advances in Heat Transfer*. – 1972. – Vol. 8. – P. 93–160. – DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70038-8.
11. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle // *IOP Conference Series: Journal of Physics*. – 2019. – Vol. 1359. – P. 012135. – DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135.
12. **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, 2020. – P. 1–5. – DOI: 10.1109/Inforino48376.2020.9111775.
13. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle // *IOP Conference Series: Journal of Physics*. – 2019. – Vol. 1565. – P. 012043. – DOI: 10.1088/1742-6596/1565/1/012043.
14. **Деев Р., Сиденков Д.В.** Численное исследование теплообмена и аэродинамики одиночных труб каплевидной формы // *Вестник Международной академии холода*. – 2020. – № 3. – С. 91–99.
15. **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, N 1. – DOI: 10.33257/PhChGD.21.1.878.
16. **Терех А.М., Руденко А.И., Жукова Ю.В.** Аэродинамическое сопротивление и визуализация течения вокруг одиночных труб каплеобразной формы // *Инженерно-физический журнал*. – 2013. – Т. 86, № 2. – С. 358–364.
17. **Jafari H.H., Dehkordi B.G.** Numerical prediction of fluid-elastic instability in normal triangular tube bundles with multiple flexible circular cylinders // *Journal of Fluids Engineering*. – 2013. – Vol. 135, N 3. – P. 031102. – DOI: 10.1115/1.4023298.

18. **Priyank D.P., Karnav N S., Kush V. M., Chetan O.Y.** CFD analysis of heat exchanger over a staggered tube bank for different angle arrangement of tube bundles // *International Journal of Engineering Research and Technology*. – 2013. – Vol. 2. – No. 1. – pp. 2278–0181.
19. Renormalization group modeling and turbulence simulations / S.A. Orszag, V. Yakhot, W.S. Flannery, F. Boysan // *Near-Wall Turbulent Flows*. – Tempe, AZ, 1993.
20. ANSYS Fluent Reference Guide 16.0. – 2015.
21. **Цветков Ф.Ф., Керимов Р.В., Величко В.И.** Задачник по тепломассообмену. – М.: МЭИ, 2008. – 196 с.
22. **Webb R.** Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1981. – Vol. 24, N 4. – P. 715–726.

### EFFECT OF ANGLE OF ATTACK ON HEAT TRANSFER AND HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS FOR STAGGERED DROP-SHAPED TUBES BUNDLE IN CROSS-FLOW

**Deeb Rawad<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>*Damascus University*

<sup>2</sup>*National Research University (Moscow Power Engineering Institute)*

Tube bundles can be used as a separation heat exchanger in the organic Rankine cycle power plants (ORC), while the hot gas passes over the outer surface, and the working substance ORC flows inside the tubes. A numerical study has been conducted to clarify heat transfer and hydrodynamics of a cross-flow heat exchanger with staggered drop-shaped tubes at different flow angles of attack in comparison with circular tubes of the same equivalent diameter. The study was performed for the Reynolds number  $Re = 1.8 \times 10^3 \sim 9.4 \times 10^3$ , the longitudinal and transverse spacing of the tubes in the bundle are the same and are equal to 37 mm. Four cases of the tube's arrangement with different angles of attack were investigated: 0, 45, 135, and 180 angles. The article presents a literature review related to the subject of the study. A mathematical and numerical model has been developed to calculate the heat transfer coefficient of the studied staggered drop-shaped tubes bundle using the ANSYS package, taking into account the stress-strain state of the tubes. Correlations of the average Nusselt numbers and the friction coefficient for the considered bundles in terms of the Reynolds number and angle of attack were presented. The results reveal that the thermal-hydraulic performance of the drop-shaped tubes bundle with zero-angle of attack is about 1.6 ~ 1.7 times greater than the circular one.

**Keywords:** drop-shaped pipes, angle of attack, deformation, Nusselt number, friction coefficient, numerical simulation, CFD.

DOI: 10.17212/1727-2769-2020-3-21-36

#### REFERENCES

1. Zhang L.W., Balachandar S., Tafti D.K., Najjar F.M. Heat transfer enhancement mechanisms in inline and staggered parallel-plate fin heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997, vol. 40, no. 1, pp. 2307–2325. DOI: 10.1016/S0017-9310(96)00303-1.
2. Chen Y., Fiebig M., Mitra N.K. Heat transfer enhancement of finned oval tubes with staggered punched longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, vol. 43, no. 1, pp. 417–435. DOI: 10.1016/S0017-9310(99)00157-X.
3. Nishimura T., Hisayoshi I., Hisashi M. The influence of tube layout on flow and mass transfer characteristics in tube banks in the transitional flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1993, vol. 36, no. 3, pp. 553–563. DOI: 10.1016/0017-9310(93)80031-O.
4. Lavasani A.M., Bayat H., Maarefdoost T. Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Applied thermal engineering*, 2016, vol. 65, pp. 85–93. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.078.

5. 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. DOI: 10.1016/j.egypro.2013.06.770.
6. Horvat A., Leskovar M., Mavko B. Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, vol. 49, no. 1, pp. 1027–1038. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030.
7. Sayed A.E., Emad Z.I., Osama M.M., Mohamed A.A. Heat transfer characteristics of staggered wing-shaped tubes bundle at different angles of attack. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, vol. 51, no. 7, pp. 1091–1102. DOI: 10.1007/s00231-014-1323-3.
8. Sayed A.E., Emad Z.I., Osama M.M., Mohamed A.A. Effect of attack and cone angles on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, no. 1, pp. 1001–1016. DOI: 10.1007/s00231-014-1473-3.
9. Zhukauskas A., Ulinskas R.V. Efficiency parameters of heat transfer in tube banks. *Heat Transfer Engineering*, 1985, vol. 6, no. 1, pp. 19–25. DOI: 10.1080/01457638508939614.
10. Zhukauskas A. Heat transfer from tubes in cross-flow. *Advances in Heat Transfer*, 1972, vol. 8, pp. 93–160. DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70038-8.
11. Deeb R., Sidenkov D.V. Numerical simulation of the heat transfer of staggered drop-shaped tubes bundle. *IOP Conference Series: Journal of Physics*, 2019, vol. 1359, p. 012135. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012135.
12. 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, 2020, pp. 1–5. DOI: 10.1109/Inforino48376.2020.9111775.
13. Deeb R., Sidenkov D.V. Calculation of radiation heat transfer in staggered drop-shaped tubes bundle. *IOP Conference Series: Journal of Physics*, 2019, vol. 1565, p. 012043. DOI: 10.1088/1742-6596/1565/1/012043.
14. Deeb R., Sidenkov D.V. Chislennoe issledovanie teploobmena i aerodinamiki odinochnykh trub kaplevidnoi formy [Numerical investigation of heat transfer and aerodynamics of single drop-shaped tubes]. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda = Journal of International Academy of Refrigeration*, 2020, no. 3, pp. 91–99.
15. 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, N 1. DOI: 10.33257/PhChGD.21.1.878.
16. Terekh M., Rudenko A.I., Zhukova Y.V. Aerodynamic drag to flows about single drop-like tubes and visualization of these flows. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2013, vol. 86, no. 2, pp. 378–384. Translated from *Inzhenerno-fizicheskii zhurnal*, 2013, vol. 86, no. 2, pp. 358–364.
17. Jafari H.H., Dehkordi B. G. Numerical prediction of fluid-elastic instability in normal triangular tube bundles with multiple flexible circular cylinders. *Journal of Fluids Engineering*, 2013, vol. 135, no. 3, p. 031102. DOI: 10.1115/1.4023298.
18. Priyank D.P., Karnav N.S., Kush V. M., Chetan O.Y. CFD analysis of heat exchanger over a staggered tube bank for different angle arrangement of tube bundles. *International Journal of Engineering Research and Technology*, 2013, no. 1, pp. 2278–0181.
19. Orszag S.A., Yakhot V., Flannery W.S., Boysan F. Renormalization group modeling and turbulence simulations. *Near-Wall Turbulent Flows*, Tempe, AZ, 1993.
20. ANSYS Fluent Reference Guide 16.0. 2015.
21. Tsvetkov F.F., Kerimov R.V., Velichko V.I. *Zadachnik po teplomassoobmenu* [Problem book in heat and mass transfer]. Moscow, MEI Publ., 2008. 196 p.
22. Webb R. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981, vol. 24, no. 4, pp. 715–726.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



**Дееб Равад** – родился в 1990 году, ассистент кафедры машиностроения, Университет Дамаска (Сирия, Дамаск), аспирант и ассистент кафедры теоретических основ теплотехники, Национальный исследовательский университет «МЭИ». Область научных интересов: разработка и реализация численных и математических моделей для моделирования задач гидродинамики и теплопередачи пучков труб, используемых в теплообменнике, инновационные технологии энергосбережения и повышения энергетической эффективности. Опубликовано 15 научных работ. (Адрес: 111250, Россия, Москва, Красноказарменная, 14. E-mail: e.rawad.deeb@yandex.com).

**Deeb Rawad** (b. 1990) – assistant of General Mechanic Engineering Department, Damascus University (Damascus, Syria), Ph.D. student of Theoretical Bases of Heat Engineering Department, National Research University (Moscow Power Engineering Institute). His research interests are currently focused on development and implementation of numerical and mathematical models for modeling hydrodynamics and heat transfer problems of tube bundles used in heat exchangers, innovative technologies for energy-saving, and energy-efficient equipment. He is author of 15 scientific papers. (Address: 14, Krasnokazarmennaya, Moscow, 111250, Russia. E-mail: e.rawad.deeb@yandex.com).

*Статья поступила 11 мая 2020 г.  
Received may 11, 2020*

---

To references:

Deeb R. Vliyanie ugla ataki na teploobmennye i gidrodinamicheskie kharakteristiki shakmatnogo puchka trub kaplevidnoi formy v poperechnom obtekanii [Effect of angle of attack on heat transfer and hydrodynamic characteristics for staggered drop-shaped tubes bundle in cross-flow]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2020, no. 3 (48), pp. 21–36. DOI: 10.17212/1727-2769-2020-3-21-36 .