

УДК 532.5.004.414.23

ВЛИЯНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПРОДОЛЬНОГО И ПОПЕРЕЧНОГО ШАГА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА ШАХМАТНОГО ПУЧКА КАПЛЕВИДНЫХ ТРУБ

Р. Деев^{1,2}

¹ Университет Дамаска

² ФГБОУ ВО Национальный исследовательский университет «МЭИ»

Настоящая работа была проведена с целью исследования гидродинамических характеристик пучка труб каплевидной формы с помощью программного пакета ANSYS Fluent при различных относительных продольных и поперечных шагах (18 случаев). Исследование охватывает влияние основных проектных параметров чисел Рейнольдса $Re = 1,78 \times 10^3 \sim 18,72 \cdot 10^3$, относительного продольного шага $S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = 1,44 \sim 2,04$ и относительного поперечного шага $S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} = 1,24 \sim 1,82$ ($S_{\text{поп}}$, $S_{\text{про}}$ и $D_{\text{эк}}$ – поперечный, продольный шаг и эквивалентный диаметр каплевидной трубы соответственно). Результаты настоящего исследования показывают, что коэффициент аэродинамического сопротивления уменьшается с увеличением числа Re . При постоянном относительном продольном шаге минимальное значение коэффициента аэродинамического сопротивления f варьируется в зависимости от числа Рейнольдса и относительного поперечного шага. Среди исследованных случаев было найдено, что минимальные значения f были достигнуты для случая А ($S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = 1,24$ и $S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} = 1,44$) при $Re = 1,78 \cdot 10^3$ и для случая Л ($S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} = 1,64$) при $Re > 1,78 \cdot 10^3$. Предложена зависимость, позволяющая определять коэффициент аэродинамического сопротивления для рассматриваемых пучков каплевидных труб.

Ключевые слова: каплевидная труба, относительный поперечный шаг, относительный продольный шаг, профиль скорости, коэффициент сопротивления давления, коэффициент аэродинамического сопротивления, численное исследование, CFD.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-3-5-24

Введение

Важной экономической задачей в настоящее время является рациональное использование энергетических ресурсов во всех сферах деятельности человека. Основным шагом для достижения этой задачи является использование теплообменников, обладающих высокой эффективностью и низкими массогабаритными характеристиками. Одним из основных, технически и экономически целесообразных путей снижения массы и повышения эффективности энергоустановок является применение теплообменников, характеризующихся высокой теплоаэродинамической эффективностью, дешевизной и простотой изготовления.

Выбор эффективного теплообменника должен основываться на совместном решении вопроса аэродинамического сопротивления и теплообмена. Многие исследователи работали над этим вопросом в течение нескольких предыдущих десятилетий. Было найдено, что в отличие от круглых труб некруглые трубы имеют низкое гидравлическое сопротивление и высокую теплоотдачу [1–6]. В работах [7–10] приведены результаты экспериментального исследования аэродинамического сопротивления шахматных пучков труб некруглого сечения в диапазоне изменения чисел Рейнольдса $Re = (3 \sim 30) \cdot 10^3$ и с различными продольными и поперечными шагами. Было показано, что числа Эйлера для пучков плоскоовальных и каплевидных труб 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. Статья [11] посвящена проблеме гидродинамики шахматного пучка кулачковых труб. Было найдено, что коэффициенты сопротивления кулачковой трубы примерно на 64 % ниже, чем круглой. Авторы научной работы [12] провели численное и экспериментальное исследование конвективного теплообмена и аэродинамического сопротивления шахматного пучка труб каплевидной формы в диапазоне чисел Рейнольдса от 1850 до 9700. Результаты их исследования показали, что теплогидродинамическая эффективность пучка каплевидных труб с нулевым углом атаки примерно в 2,3–1,9 и 1,4–1,7 раза больше, чем пучка труб круглого и эллиптического сечения соответственно. В [13] экспериментально и численно исследованы теплообмен и гидродинамика двух расположенных бок о бок каплевидных труб для чисел Рейнольдса от 8000 до 40 000 в сравнении с круглыми трубами. 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.

В статье [14] экспериментально и численно исследовано аэродинамическое сопротивление одиночных труб круглой и каплевидной формы в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (13,2 \sim 30,4) \cdot 10^3$ и для двенадцати углов атаки каплевидной трубы ($\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$). Полученные результаты свидетельствуют о том, что аэродинамическое сопротивление каплевидной трубы значительно ниже, чем у круглой. Показано, что не существует оптимального угла атаки, обеспечивающего наименьшее аэродинамическое сопротивление для всего исследуемого диапазона чисел Рейнольдса. Авторы работ [15–21] численно исследовали тепловые и гидродинамические характеристики при поперечном обтекании пучков каплевидных труб различной конфигурации. Их результаты показали, что аэродинамическое сопротивление трения пучков каплевидных труб меньше, чем круглых, при углах атаки $\theta = 0^\circ$ и 180° . Также авторы пришли к выводу, что существует значительное снижение коэффициента аэродинамического сопротивления трения до 90 % для каплевидных труб по сравнению с круглыми трубами.

Из обзора литературы следует, что влияние относительного продольного и поперечного шага на характеристики потока, омывающего пучок каплевидных труб, не изучено. Предметом исследования настоящей работы является численный анализ влияния относительного продольного и поперечного шага на характеристики потока пучка каплевидных труб в шахматной компоновке при поперечном обтекании воздухом с помощью программного пакета ANSYS Fluent. Работа выполнена для диапазона чисел Рейнольдса $(1,78 \sim 18,72) \cdot 10^3$, шести относительных продольных $S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = (1,44 - 2,04)$ и четырех относительных поперечных шагов $S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} = (1,24 - 1,82)$.

1. Описание объекта исследования

С помощью ANSYS Fluent [22] проведено численное исследование теплообмена и гидродинамики пучка из 45 каплевидных труб, расположенных в канале квадратного сечения со стороной 305 мм и длиной 780 мм (рис. 1). Каплевидные трубы имеют следующие размеры и параметры относительного расположения: радиус широкой части 5,8 мм, радиус малой части 2,9 мм, эквивалентный диаметр $D_{\text{эк}} = 22,5$ мм, характерная длина каплевидной трубки $l = 70, 59$ мм, поперечные шаги $S_{\text{поп}} = 28; 32,5; 37; 41$ мм и продольные шаги $S_{\text{про}} = 32,5; 34,75; 37; 39,25$;

41,5; 46 мм, расстояние между трубами ряда у стенки канала и стенкой канала варьировалось от 29,48 до 68,4 мм. Было рассмотрено девятнадцать моделей, описанных в табл. 1. Геометрические характеристики поперечного сечения каплевидной трубы представлены на рис. 2.

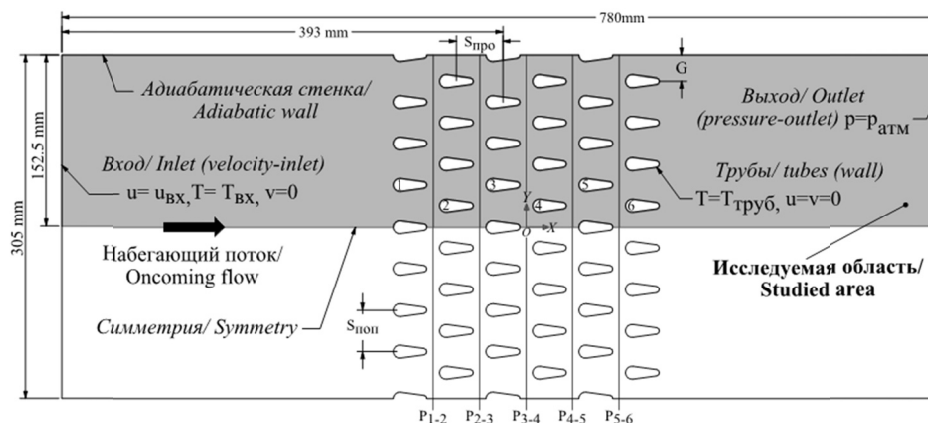


Рис. 1 – Расчетная область с граничными условиями

Fig. 1 – Computational domain with boundary conditions

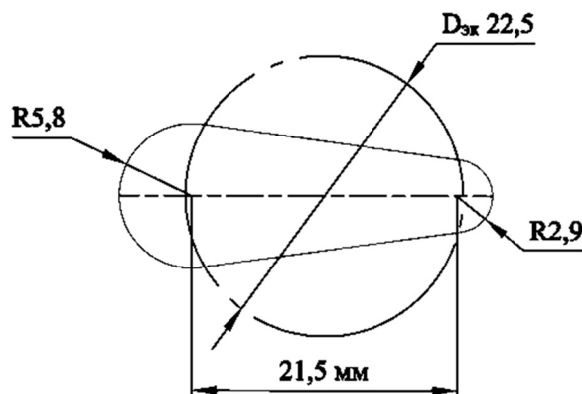


Рис. 2 – Поперечное сечение каплевидной трубы

Fig. 2 – Drop-shaped tube cross-section dimensions

2. Численный метод

2.1. Постановка задачи и граничные условия

Задача вынужденной конвекции решалась в ANSYS Fluent с использованием приближения вязкой несжимаемой жидкости с учетом возможной турбулизации потока и без учета теплообмена излучением. Для системы уравнения неразрывности, уравнений движения и уравнения энергии применялся решатель Pressure – Velocity Coupling и модель турбулентности RNG $k-\varepsilon$ с использованием пристеночной функции «Enhanced Wall Treatment» (для замыкания данной системы уравнений) [12, 19]. Был выбран решатель двойной точности, метод

решения – *SIMPLIC*, использовались численные схемы второго порядка точности «*Second Order Upwind*». Окончание расчета происходило при достижении погрешностей 10^{-8} .

В качестве внешнего теплоносителя, обтекающего пучок труб, рассматривался поток воздуха со скоростью на входе в канал $u_{\text{вх}} = 1,33 \sim 14$ м/с, что соответствует числам Рейнольдса $Re = (1,78-18,72) \cdot 10^3$, при температуре $T_{\text{вх}} = 56,5^\circ$ и атмосферном давлении. Средняя температура стенки $T_{\text{труб}} = 20,8^\circ$. Теплофизические свойства рассчитываются по средней температуре набегающего потока. Граничные условия, заданные в ANSYS Fluent, показаны на рис. 1.

Таблица 1 / Table 1

Вариации геометрии пучков труб
Geometry variations of tube bundles

Модель	$S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}}$ (P_T)	$G/D_{\text{эк}}$ (P_L)	$S_{\text{про}}/D_{\text{эк}}$ (P_G)
А/А	1,24	3,04	1,44
Б/В			1,64
В/С			1,84
Г/Д			2,04
Д/Е	1,44	2,44	1,44
Е/Ф			1,64
Ж/Г			1,84
З/Н			2,04
И/І	1,64	1,84	1,44
К/Ј			1,54
Л/К			1,64
М/Л			1,74
Н/М			1,84
О/Н			2,04
П/О	1,82	1,31	1,44
Р/Р			1,64
С/Q			1,84
Т/R			2,04

Здесь $S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}}$ – относительный поперечный шаг; $S_{\text{про}}/D_{\text{эк}}$ – относительный продольный шаг; $G/D_{\text{эк}}$ – отношение расстояния между трубами крайнего ряда и стенкой канала к эквивалентному диаметру.

2.2. Расчетная сетка и валидация численной модели

Расчетная сетка генерируется с использованием ICEM CFD. Для наиболее точной симуляции сетка (Quad и Tri элементы) строилась со сгущением вблизи стенки труб (рис. 3) и с соблюдением необходимого требования к выбранной модели турбулентности по значению $1 < y^+ < 5$. Качество сетки 0,96 сохраняется на протяжении всего моделирования.

В данной работе с целью получения оптимального решения поставленной задачи количество узлов варьировалось от 6754 до 229 442 (рис. 4). Сетка из 187 584 узлов обеспечивает сеточно-независимое решение. Следовательно, в этой работе рассматривается сетка с данными параметрами.

Модель турбулентности RNG k - ϵ подходит для сложных течений, включающих вихри, отрыв потока и вторичное течение [22]. В работе [12] проведены экспериментальные и численные исследования аэродинамики и теплообмена пучка каплевидных труб, полностью аналогичного модели Л (тот же канал, продольный и поперечный шаг и размеры труб, используемые в настоящей работе), но только с тремя рядами труб. Результаты показали отличное совпадение экспериментальных и численных данных при использовании модели турбулентности RNG k - ϵ с функцией «Enhanced Wall Treatment». В [4] было показано, что валидация численной модели некруглых труб может быть проведена заменой этих труб круглыми трубами с таким же эквивалентным периметром. Следовательно, для валидации используемой численной модели решение сравнивалось с экспериментальными результатами, полученными Жукаускасом [22] для круглых труб эквивалентного периметра ($S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} = S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = 1,64$) при тех же условиях эксплуатации (рис. 5). Максимальная погрешность между экспериментальными результатами и результатами моделирования составляет $\sim 6,85\%$, что свидетельствует об адекватности модели и метода моделирования, представленных в данном исследовании.

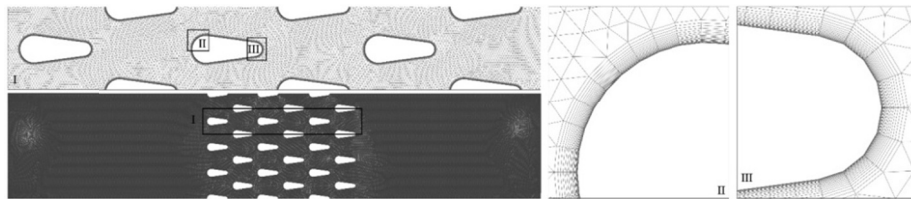


Рис. 3 – Расчетная сетка, модель К

Fig. 3 – Mesh details of the numerical model, model K

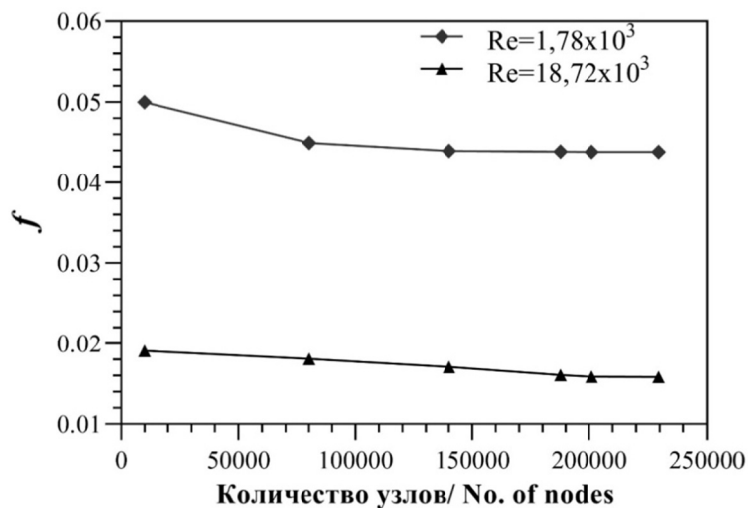


Рис. 4 – Анализ чувствительности сетки, модель К

Fig. 4 – Mesh-sensitivity analysis, model K

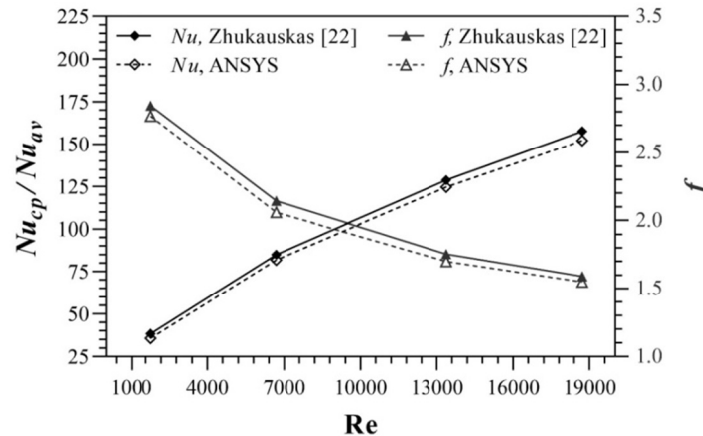


Рис. 5 – Валидация численной модели

Fig. 5 – Numerical results validation

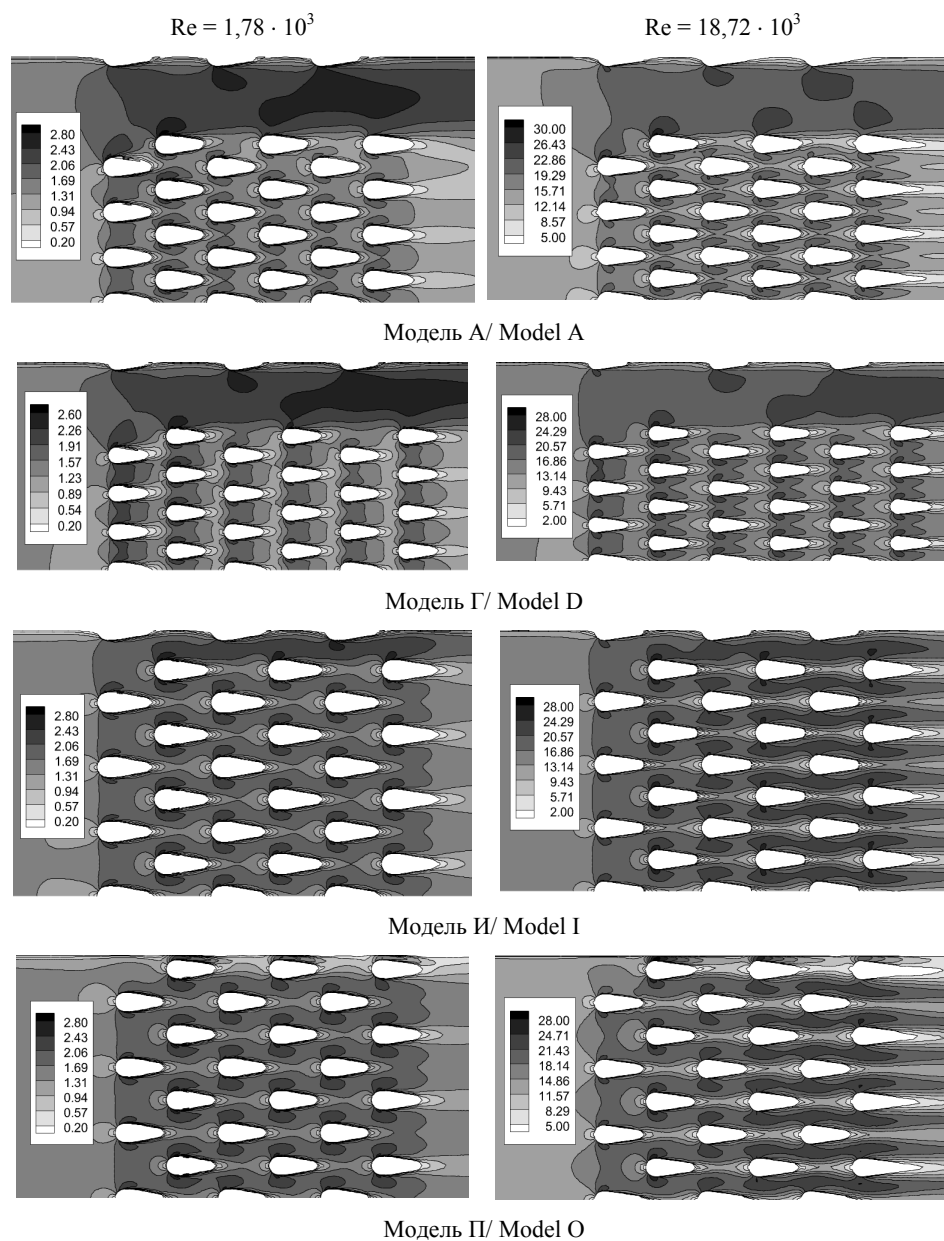
3. Результаты исследований и их обсуждение

3.1. Контуры скорости и статического давления

Рис. 6 иллюстрирует контуры скорости для моделей А, Г, И и П для низкого и высокого значения Re . Для всех моделей при $Re = 1,78 \cdot 10^3$ есть три отрывные зоны: две на боковых поверхностях и одна в кормовой части труб. Отрыв пограничного слоя от поверхности обусловлен силами трения, изменением 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 числа Re до $18,7 \cdot 10^3$ вихревые зоны на боковых поверхностях трубы исчезают и существуют только на ее задней поверхности. Это связано с тем, что при высоких значениях Re кинетическая энергия потока внутри пограничного слоя возрастает, что позволяет сместиться точке отрыва дальше вниз по потоку.

По мере увеличения относительного продольного шага площадь вихрей, образующихся за каждой трубой в каждом ряду, увеличивается, так как влияние верхней и нижней труб на вихрь, образовавшийся за ближайшей к ним трубой в предыдущем ряду, уменьшается. Было отмечено также, что максимальная скорость при малых относительных поперечных шагах больше, чем при больших относительных поперечных шагах, поскольку воздушный поток ускоряется в узком проходе, образованном между двумя соседними трубами в одном ряду.

Рис. 7 и 8 показывают профили средней скорости в середине зазора между рядами труб для моделей А, Г, И, П в области $y > 0$, поскольку данные по обе стороны от оси x симметричны. При изменении относительного продольного шага и постоянном относительном поперечном шаге (рис. 7) во всех случаях заметно, что профиль скорости имеет форму «М-М-М-∞». Форма «∞» обусловлена большим расстоянием между трубой, которая находится вблизи стенки канала, и стенкой канала. Профили скорости «Р 1-2» аналогичны профилям скорости «Р 3-4» и «Р 5-6». Сдвиговый слой, отделенный от труб первого, третьего и пятого ряда, обладает большим градиентом скорости для «Р 1-2», «Р 3-4» и «Р 5-6» соответственно. Уменьшение скорости в окрестности $y/l = 0,2; 0,59; 1$ и $1,4$ обусловлено наличием труб второго, четвертого и шестого ряда для «Р 1-2», «Р 3-4» и «Р 5-6» соответственно.

Рис. 6 – Контуры скорости U , м/сFig. 6 – Velocity contours U , m/s

Профили скорости «Р 2-3» и «Р 4-5» также аналогичны. Градиент скорости сдвигового слоя от труб второго и четвертого ряда выше, чем от труб первого, третьего и пятого ряда для «Р 1-2» и «Р 5-6» соответственно. В табл. 2 указаны максимальные значения скорости $U/U_{\text{вх}}$ в середине зазора между рядами труб.

Исходя из контурной скорости на рис. 6 и данных в табл. 2, модель А достигает более высокой скорости, чем другие модели. Это связано с тем, что зазор, образованный между рядами в модели А, меньше, чем в других моделях Б, В, Г, и, таким образом, как упоминалось ранее, площадь вихрей за каждым рядом меньше.

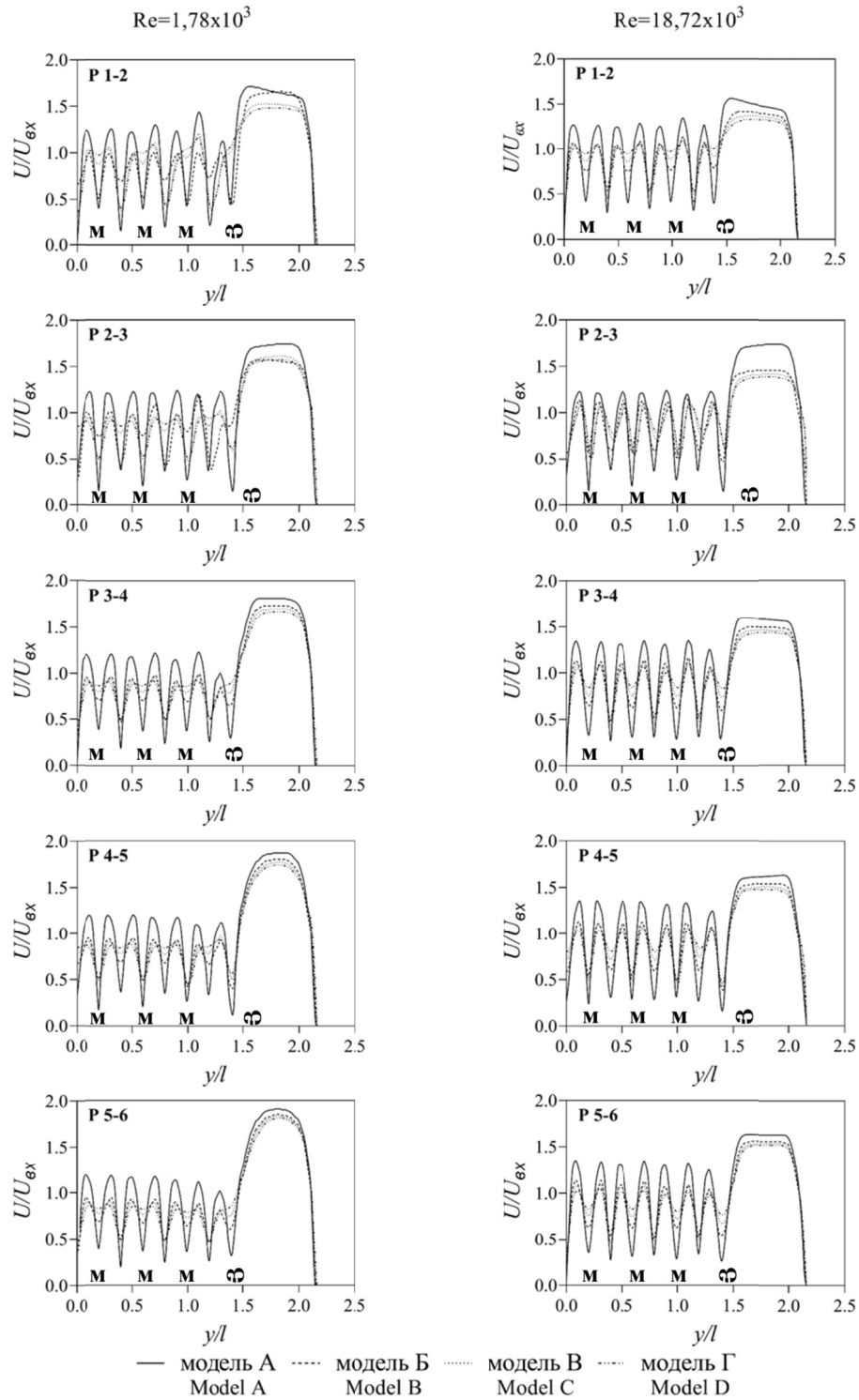


Рис. 7 – Профили средней скорости в середине зазора между рядами труб ($S_{\text{нол}}/D_{\text{эк}} = \text{const}$)

Fig. 7 – Mean velocity profiles U/U_{∞} at mid gap between the tube's columns ($P_T = \text{const}$)

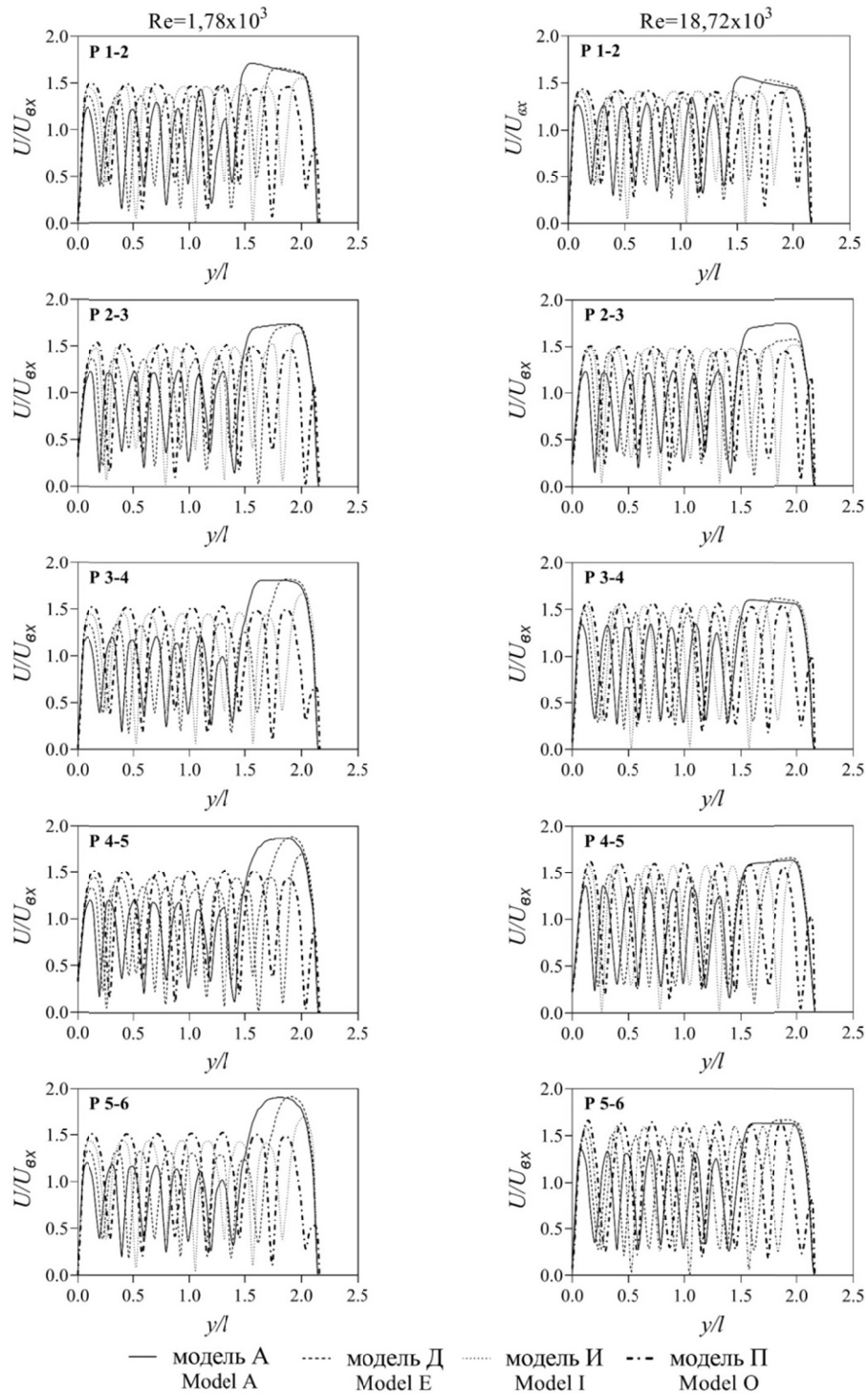


Рис. 8 – Профили средней скорости в середине зазора между рядами труб
 ($S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = \text{const}$)

Fig. 8 – Mean velocity profiles U/U_{∞} in the mid gap between the tube's columns ($P_L = \text{const}$)

Таблица 2 / Table 2

$(U/U_{\text{вх}})_{\text{макс}}$ в середине зазора между рядами труб
 $(U/U_{\infty})_{\text{макс}}$ values in the mid gap between every two adjacent columns of tubes

$S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} (P_L) \uparrow - S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} (P_T) = \text{const}$										
	P 1-2		P 2-3		P 3-4		P 4-5		P 5-6	
Re, $\times 10^3$	1,78	18,72	1,78	18,72	1,78	18,72	1,78	18,72	1,78	18,72
A/A	1,707	1,564	1,745	1,557	1,814	1,601	1,874	1,632	1,907	1,632
Б/В	1,571	1,42	1,656	1,464	1,731	1,505	1,801	1,544	1,848	1,563
В/С	1,525	1,370	1,610	1,419	1,697	1,466	1,769	1,507	1,828	1,538
Г/Д	1,484	1,335	1,575	1,388	1,669	1,441	1,744	1,485	1,808	1,522
$S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} (P_T) \uparrow - S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} (P_L) = \text{const}$										
	P 1-2		P 2-3		P 3-4		P 4-5		P 5-6	
Re, $\times 10^3$	1,78	18,72	1,78	18,72	1,78	18,72	1,78	18,72	1,78	18,72
A/A	1,707	1,564	1,745	1,557	1,814	1,601	1,874	1,632	1,907	1,632
Д/Е	1,663	1,533	1,744	1,569	1,823	1,617	1,887	1,659	1,915	1,669
И/Л	1,550	1,45	1,647	1,51	1,680	1,57	1,713	1,61	1,699	1,64
П/О	1,496	1,433	1,546	1,504	1,530	1,576	1,525	1,625	1,529	1,651

При изменении относительного поперечного шага и постоянном относительном продольном шаге существует отличие скоростного профиля моделей Д, И и П от модели А. Наименьшие значения $U/U_{\text{вх}}$ смещаются вправо по мере увеличения $S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}}$ (рис. 8). Также можно отметить, что форма «З» изменяется в зависимости от расположения трубы возле стенки канала. Выявлено, что более низкие значения $(U/U_{\text{вх}})_{\text{мин}}$ для модели И больше по сравнению с остальными моделями.

Табл. 2 показывает, что значения $(U/U_{\text{вх}})_{\text{макс}}$, после «Р 1-2», увеличиваются при увеличении относительного поперечного шага от 1,24 (модель А) до 1,44 (модель Д). Продолжение увеличения $S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}}$ приводит к уменьшению значений $U/U_{\text{вх}}$ (максимальные значения $U/U_{\text{вх}}$ для моделей И и П очень близки, но меньше, чем у модели Д. Было обнаружено, что влияние относительного продольного шага на значения $(U/U_{\text{вх}})_{\text{макс}}$ больше, чем относительного поперечного шага.

Увеличение числа Рейнольдса, связанное с увеличением скорости воздуха на входе в канал $U_{\text{вх}}$, приводит к увеличению максимального значения средней скорости U . Это связано с увеличением интенсивности турбулизации воздуха, проходящего между рядами труб. Было показано, что $(U/U_{\text{вх}})_{\text{макс}}$ увеличивается в направлении вниз по потоку. Это может соответствовать увеличению ширины потока между рядами труб за счет турбулентной диффузии.

На рис. 9 представлены контуры статического давления в пучке для моделей А, Г, И, П при $Re = 1,78 \cdot 10^3$ и $Re = 18,72 \cdot 10^3$. Для всех случаев видно, что давление имеет самые высокие значения в лобовой части труб в точке застоя, это связано с тем, что в этой точке скорость потока стремится к нулю (см. рис. 6). Давление уменьшается по мере того, как воздух проходит мимо рядов труб.

3.2. Контуры коэффициента сопротивления давления и аэродинамического сопротивления

Распределения локального коэффициента сопротивления давления C_p по половине периметра труб в каждом ряду (трубы 1, 2, 3, 4, 5, 6 на рис. 1) при $Re = 18,7 \cdot 10^3$ показаны на рис. 10. Для всех исследованных моделей в точке застоя в лобовой части труб C_p имеет максимальное значение. По мере прохождения

воздуха по поверхности труб C_p уменьшается до минимального значения на боковой поверхности, а затем увеличивается до точки отрыва в кормовой части труб. Наблюдается, что максимальное отрицательное статическое давление также постепенно уменьшается от первого до шестого ряда. Модель И имеет самые низкие отрицательные значения C_p по сравнению с моделями А, Б, В, Г, Д, П (рис. 10). Таким образом, модель И допускает небольшой неблагоприятный градиент давления, который, в свою очередь, снижает C_p .

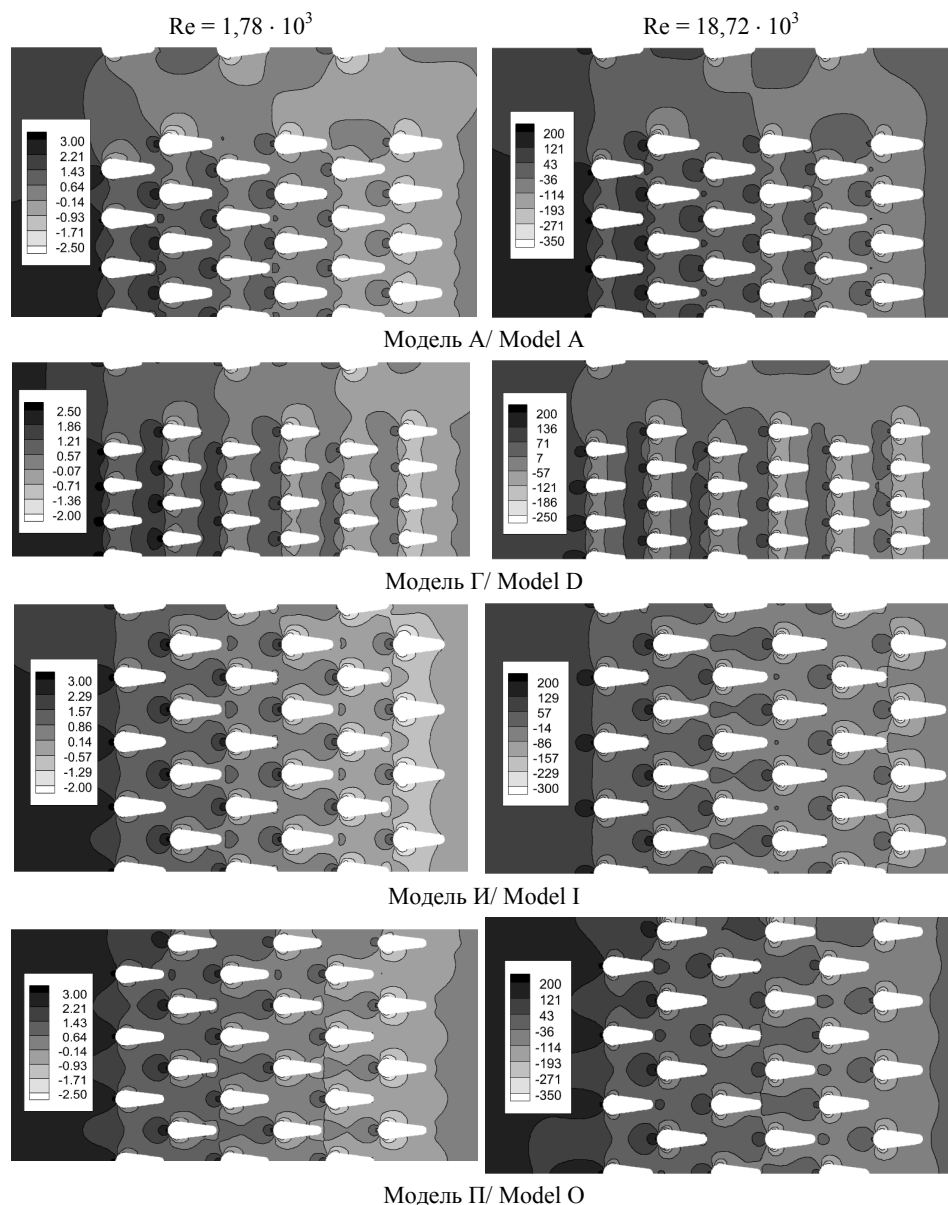


Рис. 9 – Контуры статического давления P , Па

Fig. 9 – Static pressure contours, Pa

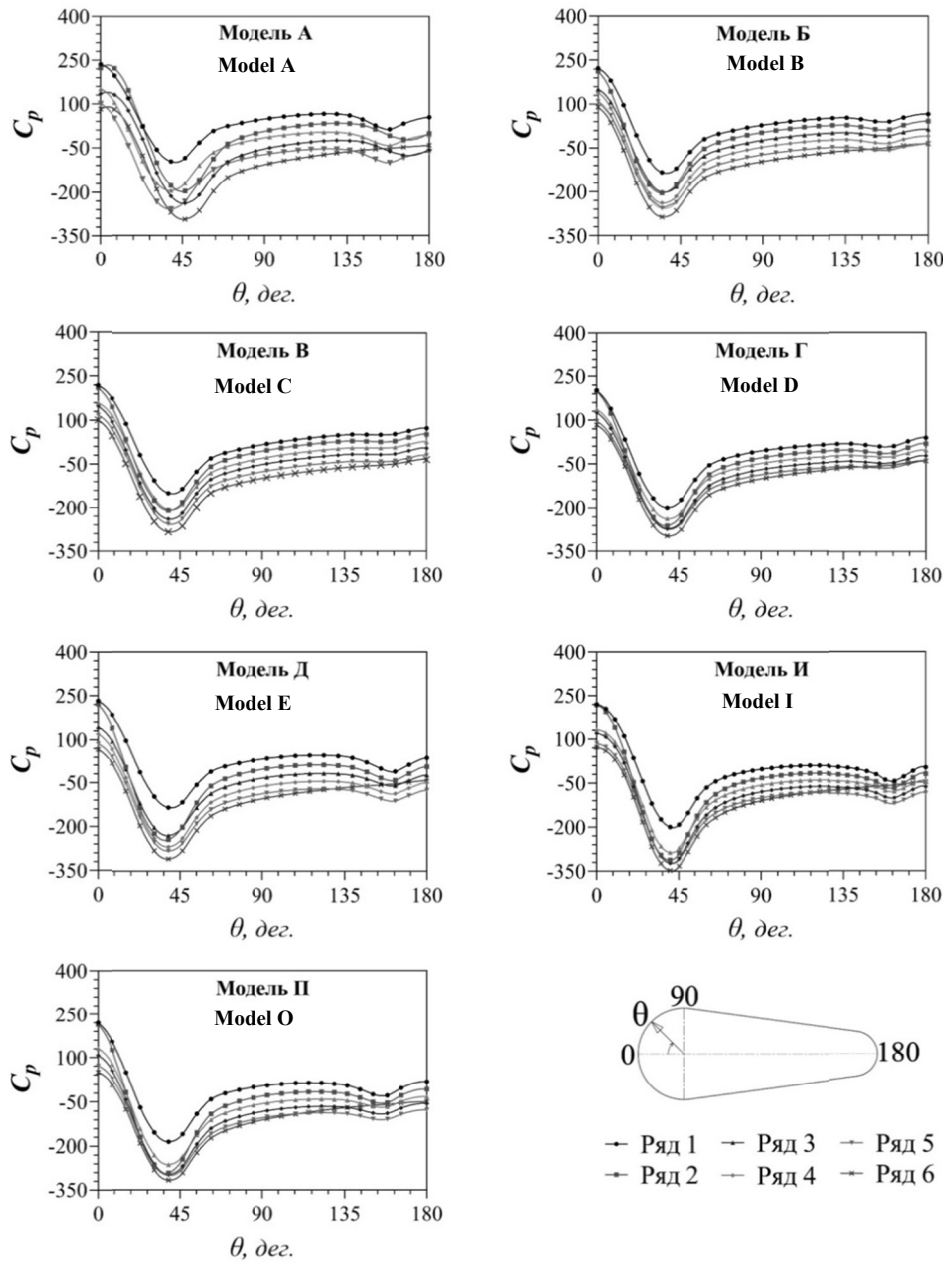


Рис. 10 – Изменение локального коэффициента сопротивления давления по периметру труб

Fig. 10 – Pressure coefficient distribution along the tube's perimeter

Исследования аэродинамического сопротивления проведены в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от $1,78 \cdot 10^3$ до $18,72 \cdot 10^3$. Коэффициент аэродинамического сопротивления определяется как [17]

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

где N_L – число поперечных рядов; ΔP – перепад давления воздушного потока (из результатов расчета в ANSYS Fluent); U_{cp} – средняя скорость потока в узком сечении канала.

Рис. 11 демонстрирует зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления от числа Рейнольдса для моделей А, Б, В, Г, Д, И, П. Видно, что f уменьшается с увеличением числа Re. Это можно объяснить тем, что коэффициент полного сопротивления является суммой коэффициентов сопротивления давления и сопротивления трения. Изменение значения коэффициента сопротивления трению является более существенным, чем изменение значения коэффициента сопротивления давлению при более низких числах Re, что приводит к более высокому падению давления, в то время как противоположное происходит при более высоких числах Re. В случае высоких Re влияние вязких сил уменьшается, а влияние инерционных сил увеличивается. При высоких числах Re отрывная точка сдвигается вниз по потоку, и, следовательно, сопротивление давления уменьшается. Рис. 11 показывает, что при $Re \geq 6,68 \cdot 10^3$ и $S_{про}/D_{эк} = \text{const}$ коэффициент аэродинамического сопротивления модели И примерно на (8,19 – 37,45) %, (9,51 – 38,23) %, (9,9 – 28,6) % меньше, чем у моделей А, Д, П соответственно. Также было найдено, что при $Re \geq 6,68 \cdot 10^3$ и $S_{поп}/D_{эк} = \text{const}$ f модели В примерно на (1,77 – 6,81) %, (2,47 – 7,81) %, (0,78 – 1,58) % меньше, чем у моделей А, Б, Г, соответственно.

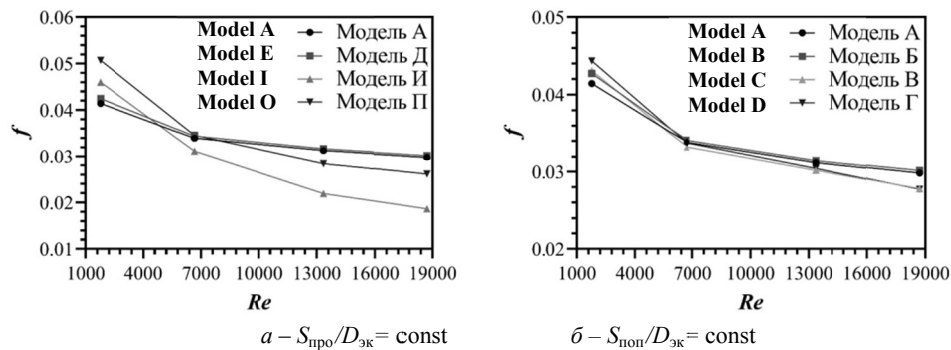


Рис. 11 – Зависимость $f = f(Re)$

Fig. 11 – Friction factor versus Re

На рис. 12 и 13 показано влияние изменения относительного поперечного и продольного шага соответственно на коэффициент аэродинамического сопротивления при различных Re. Для всех исследованных относительных продольных шагов при $Re \geq 6,68 \cdot 10^3$ и для $S_{про}/D_{эк} > 1,64$ при $Re = 1,78 \cdot 10^3$ было обнаружено, что кривые коэффициента аэродинамического сопротивления имеют схожую форму (аналогичную форме ложки), где значение f увеличивается с увеличением относительного поперечного шага, потом уменьшается до минимального значения, а затем снова увеличивается (рис. 12). При $Re = 1,78 \cdot 10^3$, когда $S_{про}/D_{эк} \leq 1,64$, кривые коэффициента аэродинамического сопротивления постоянно увеличиваются. Здесь можно выделить три случая, в которых значения коэффициента аэродинамического сопротивления минимальны:

- $Re = 1,78 \cdot 10^3$ и $S_{про}/D_{эк} > 1,64 \rightarrow f_{\min}$, где $S_{поп}/D_{эк} = 1,64$;
- $Re = 1,78 \cdot 10^3$ и $S_{про}/D_{эк} \leq 1,64 \rightarrow f_{\min}$, где $S_{поп}/D_{эк} = 1,24$;
- $Re > 1,78 \cdot 10^3$ для всех $S_{про}/D_{эк} \rightarrow f_{\min}$, где $S_{поп}/D_{эк} = 1,64$.

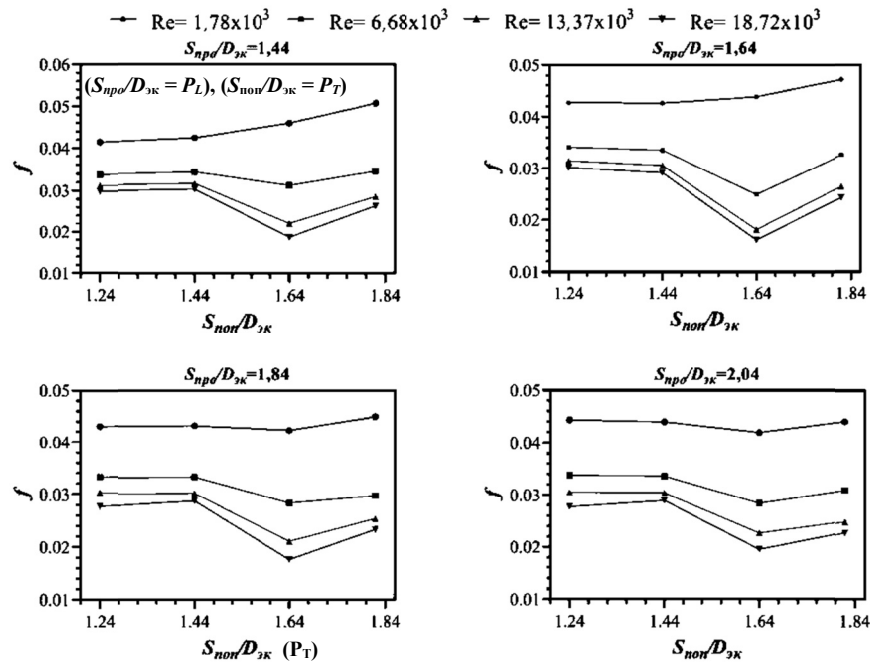
Рис. 12 – Зависимость $f = f(S_{non}/D_{3K})$

Fig. 12 – Friction factor versus transverse pitch ratio

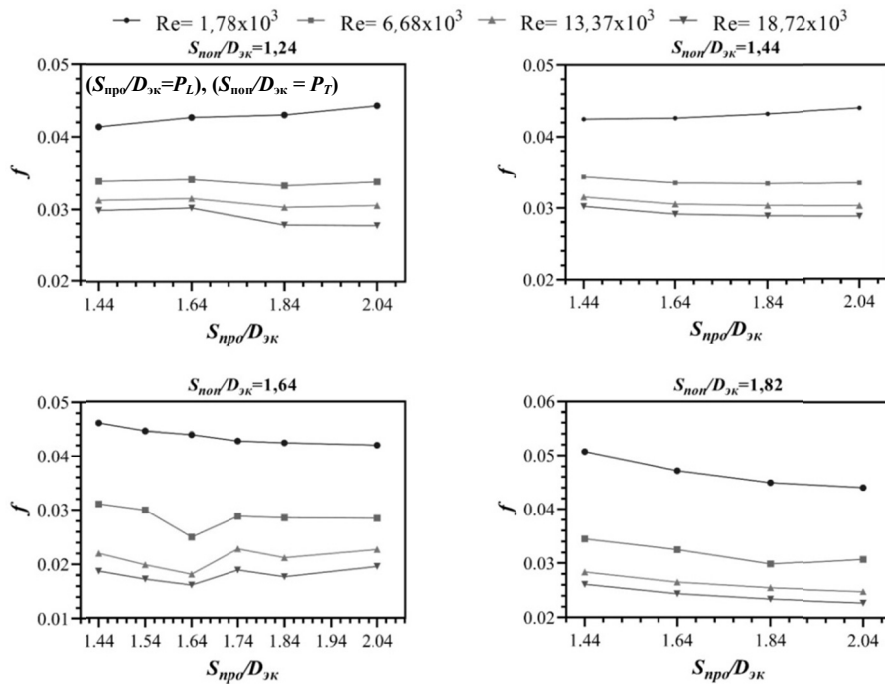
Рис. 13 – Зависимость $f = f(S_{npo}/D_{3K})$

Fig. 13 – Friction factor versus longitudinal pitch ratio

Рис. 14 иллюстрирует значение коэффициента аэродинамического сопротивления для всех исследованных моделей как для низкого, так и для высокого значения Re . При малых числах Re ($1,78 \cdot 10^3$) модель А имеет наименьшее значение f , а при высоких числах Re ($18,72 \cdot 10^3$) модель Л имеет лучшие гидродинамические характеристики по сравнению с остальными моделями.

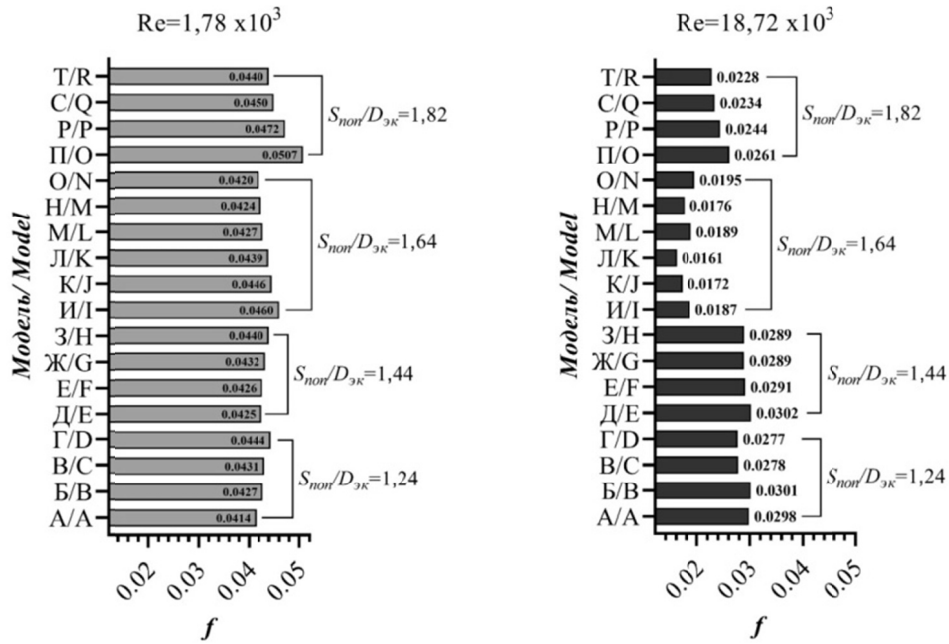


Рис. 14 – Сравнение f для всех исследованных моделей

Fig. 14 – Comparison of f for all studied models

Для расчета аэродинамического сопротивления пучков труб каплевидной формы при $1,44 \leq S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} \leq 2,04$, $1,24 \leq S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} \leq 1,82$ и $1,31 \leq G/D_{\text{эк}} \leq 3,04$ в диапазоне чисел Рейнольдса от $1,78 \cdot 10^3$ до $18,72 \cdot 10^3$ предлагается использовать следующую зависимость:

$$f = a Re_{D, \max}^{-b} \left(\frac{S_{\text{поп}}}{D_{\text{эк}}} \right)^c \left(\frac{S_{\text{про}}}{D_{\text{эк}}} \right)^d \left(\frac{G}{D_{\text{эк}}} \right)^e, \quad (2)$$

где $Re_{D, \max} = \rho U_{\text{ср}} D_{\text{эк}} / \mu$ – числа Рейнольдса, рассчитанные по средней скорости потока в узком сечении для пучков труб каплевидной формы (μ – коэффициент динамической вязкости); $S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}}$ – относительный поперечный шаг; $S_{\text{про}}/D_{\text{эк}}$ – относительный продольный шаг; $G/D_{\text{эк}}$ – отношение расстояния между трубами крайнего ряда и стенкой канала к эквивалентному диаметру.

Коэффициенты a , b , c , d представлены в табл. 3. Максимальное отклонение между корреляцией (2) и результатами моделирования составляет приблизительно $\pm 8,42\%$. Приведенное выше уравнение хорошо согласуется с результатами моделирования (рис. 15).

Таблица 3 / Table 3

Коэффициенты уравнения (2)
Constants for the proposed correlation (2)

	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
$1,24 \leq S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} \leq 1,44$	0,01375	-0,17661	2,78498	-0,04107	1,88144
$1,44 < S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} < 1,64$	0,01698	-0,25899	3,59002	-0,12097	2,19775
$1,64 \leq S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} \leq 1,82$	0,02232	-0,31534	5,42758	-0,33455	1,27994

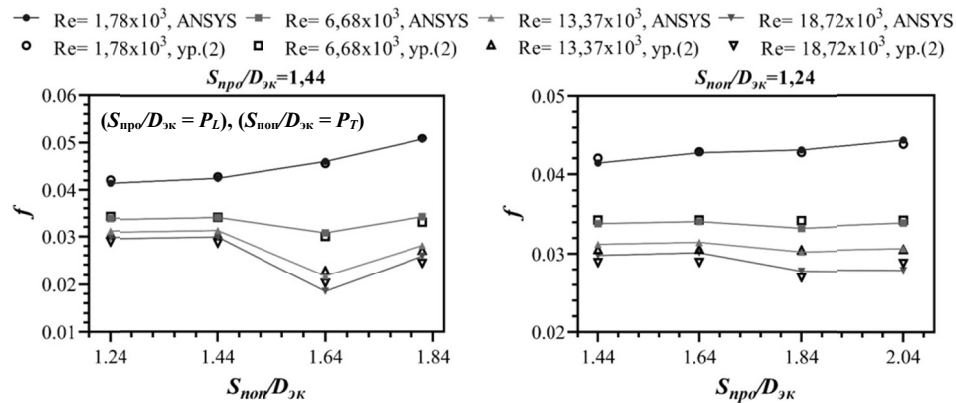


Рис. 15 – Сравнение коэффициента аэродинамического сопротивления, полученного с помощью моделирования, с уравнением (2)

Fig. 15 – Comparison of the *f* obtained by Eq. (2) with simulation results

Заключение

Приведены результаты численного исследования аэродинамики при поперечном обтекании шахматных пучков труб каплевидной формы. Исследование выполнено для диапазона чисел Рейнольдса $(1,78 \sim 18,72)10^3$, относительных продольных шагов ($S_{\text{про}}/D_{\text{эк}}$: 1,44; 1,54; 1,64; 1,74; 1,84; 2,04) и относительных поперечных шагов ($S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}}$: 1,24; 1,44; 1,64; 1,82). Полученные контуры скорости и давления использовались для исследования влияния различных параметров на гидродинамические характеристики. По результатам настоящей работы можно сделать следующие выводы.

1. Влияние относительного продольного шага на значения максимальной скорости в зазоре между рядами труб $(U/U_{\text{вх}})_{\text{макс}}$ более существенно, чем влияние относительного поперечного шага.

2. Коэффициент аэродинамического сопротивления *f* пучков каплевидных труб уменьшается с увеличением Re.

3. Не существует определенного относительного шага, обеспечивающего наименьшие значения коэффициента аэродинамического сопротивления. Минимальные значения *f* были достигнуты для случая А ($S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = 1,24$ и $S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} = 1,44$) при $\text{Re} = 1,78 \cdot 10^3$ и для случая Л ($S_{\text{про}}/D_{\text{эк}} = S_{\text{поп}}/D_{\text{эк}} = 1,64$) при $\text{Re} > 1,78 \cdot 10^3$.

4. Предложена зависимость, позволяющая определить коэффициент аэродинамического сопротивления для рассматриваемых пучков каплевидных труб.

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

ЛИТЕРАТУРА

1. **Дееб Р.** Обобщение и анализ результатов последних исследований в области улучшения характеристик теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании гладких труб // *Тепловые процессы в технике*. – 2021. – Т. 13, № 2. – С. 50–69.
2. **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. – P. 15–31. – DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2015.05.008.
3. **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, iss. 5–6. – P. 1027–1038. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030.
4. **Rajiva L.M., Abhilas S., Mihir K.D.** Thermal performance of mixed tube bundle composed of circular and elliptical tubes // *Thermal Science and Engineering Progress*. – 2018. – Vol. 5. – P. 492–505. – DOI: 10.1016/j.tsep.2018.02.009.
5. **Deeb R.** Experimental and numerical investigation of the effect of angle of attack on air flow characteristics around drop-shaped tube // *Physics of Fluids*. – 2021. – Vol. 33. – P. 065110. – DOI: 10.1063/5.0053040.
6. **Deeb R.** The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2022. – Vol. 183, pt. B. – P. 122115. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122115.
7. **Антуфьев В.М., Белецкий Г.С.** Теплоотдача и аэродинамические сопротивления трубчатых поверхностей в поперечном потоке. – М.; Л.: Машгиз, 1948. – 120 с.
8. **Антуфьев В.М.** Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. – М.; Л.: Энергия, 1966. – 184 с.
9. **Кэйс В.М., Лондон А.Л.** Компактные теплообменники. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
10. **Brauer H.** Investigation of cross flow heat exchangers with different tube shapes // *Vereinigung der Grosskesselbesitzer. Mitteilungen*. – 1961. – Vol. 22, N 73. – P. 261–276. – In German.
11. **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. – P. 85–93. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.078.
12. Parametric study of air cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes / S. Sayed, O. Mesalhy, T. Khass, A. Hassan // *Egyptian Journal for Engineering Sciences and Technology*. – 2012. – Vol. 15, N 3. – DOI: 10.21608/EIJEST.2012.96756.
13. **Жукова Ю.В., Терех А.М., Руденко А.И.** Исследование конвективного теплообмена пакетов каплеобразных труб // *Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: материалы X школы-семинара молодых ученых и специалистов*. – Казань, 2016. – С. 15–18.
14. **Дееб Р.** Экспериментальное и численное исследование влияния угла атаки на характеристики воздушного потока при обтекании одиночной каплевидной трубы // *Физико-химическая кинетика в газовой динамике*. – 2021. – Т. 22. – № 2. – С. 53–67.
15. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical analysis of heat transfer and fluid flow around circular and non-circular tubes // *IOP Conference Series: Journal of Physics*. – 2021. – Vol. 2088. – P. 012008. – DOI: 10.1088/1742-6596/2088/1/012008.
16. **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. – P. 1–5. – DOI: 10.1109/Inforino48376.2020.9111775.
17. **Дееб Р., Колотвин А.В.** Численное исследование и сравнение теплообмена и гидродинамики коридорного пучка труб круглой и каплевидной формы // *Труды Академэнерго*. – 2020. – № 3 (60). – С. 42–59.
18. **Deeb R., Arnob A.A.** Numerical investigation of heat transfer characteristics of in-line drop-shaped tubes bundle // *2021 3rd International Conference on Control Systems, Mathematical Modeling, Automation and Energy Efficiency (SUMMA)*. – Lipetsk, Russia, 2021. – P. 1046–1050. – DOI: 10.1109/SUMMA53307.2021.9632258.

19. **Deeb R., Arnob A.A.** Numerical investigation of flow through drop-shaped tubes bundle in in-line arrangement // 2021 3rd International Conference on Control Systems, Mathematical Modeling, Automation and Energy Efficiency (SUMMA). – Lipetsk, Russia, 2021. – P. 1051–1055. – DOI: 10.1109/SUMMA53307.2021.9632099.
20. **Deeb R., Sidenkov D.V.** Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics for drop-shaped tubes bundle // IOP Conference Series: Journal of Physics. – 2020. – Vol. 1683. – P. 042082. – DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042082.
21. **Деб Р.** Влияние угла атаки на теплообменные и гидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы в поперечном обтекании // Доклады АН ВШ РФ. – 2020. – № 3 (48). – С. 21–36. – DOI: 10.17212/1727-2769-2020-3-21-36.
22. ANSYS Fluent Reference Guide. Release 16.0. – ANSYS Inc., 2015.

THE EFFECT OF LONGITUDINAL AND TRANSVERSE PITCH RATIO ON THE FLOW CHARACTERISTICS OF STAGGERED DROP-SHAPED TUBES BUNDLE

Deeb R.^{1,2}

¹*Damascus University*

²*National Research University (Moscow Power Engineering Institute)*

The present work has been conducted to clarify flow behavior across staggered drop-shaped tubes bundle at various longitudinal and transversal pitch ratios (the tubes bundle configures in 18 cases). The investigation covers the effects of key design parameters of Reynolds numbers $Re = (1,78–18,72) \times 10^3$, longitudinal pitch ratios ($P_L = 1,44, 1,54, 1,64, 1,74, 1,84$ and $2,04$) and transversal pitch ratios ($P_T = 1,24, 1,44, 1,64$ and $1,82$). ANSYS Fluent software package is used to predict the flow pattern around tubes. The results of this study showed that at a constant longitudinal pitch ratio, the minimum friction factor varies with the Reynolds number and transversal pitch ratio. As the Re increases, the friction factor decreases. The minimum values of the friction factor were achieved for ($P_L = 1,24$ and $P_T = 1,44$) at $Re = 1,78 \cdot 10^3$, and ($P_T = P_L = 1,64$) at $Re > 1,78 \cdot 10^3$. Correlation of the friction factor for the studied models were presented.

Keywords: drop-shaped tube, friction factor, longitudinal pitch, transversal pitch, pressure coefficient, drag coefficient, CFD, Fluent.

DOI: 10.17212/1727-2769-2022-3-5-24

REFERENCES

1. Deeb R. Comparative analysis of the latest improvements in heat transfer and hydrodynamic characteristics of smooth tubes in cross flow. *Teplovye protsessy v tekhnike = Thermal processes in engineering*, 2021, vol. 13, no. 2, pp. 50–69. (In Russian).
2. 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. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2015.05.008.
3. 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, iss. 5–6, pp. 1027–1038. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030.
4. Rajiva L.M., Abhilas S., Mihir K.D. Thermal performance of mixed tube bundle composed of circular and elliptical tubes. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018, vol. 5, pp. 492–505. DOI: 10.1016/j.tsep.2018.02.009.
5. Deeb R. Experimental and numerical investigation of the effect of angle of attack on air flow characteristics around drop-shaped tube. *Physics of Fluids*, 2021, vol. 33, p. 065110. DOI: 10.1063/5.0053040.

6. Deeb R. The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, vol. 183, pt. B, p. 122115. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122115.
7. Antuf'ev V.M., Beletskii G.S. *Teplootdacha i aerodinamicheskie soprotivleniya trubchatykh poverkhnostei v poperechnom potoke* [Heat transfer and aerodynamic resistance of ribbed surfaces in cross-flow]. Moscow, Leningrad, Mashgiz Publ., 1948. 120 p.
8. Antuf'ev V.M. *Effektivnost' razlichnykh form konvektivnykh poverkhnostei nagreva* [Efficiency of various forms of convective heating surfaces]. Moscow, Leningrad, Energiya Publ., 1966. 184 p.
9. Kays W.M., London A.L. *Kompaktnye teploobmenniki* [Compact heat exchangers]. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1962. 160 p. (In Russian).
10. Brauer H. Investigation of cross flow heat exchangers with different tube shapes. *Vereinigung der Grosskesselbesitzer. Mitteilungen*, 1961, vol. 22, no. 73, pp. 261–276. (In German).
11. 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. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.078.
12. Sayed S., Mesalhy O., Khass T., Hassan A. Parametric study of air cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes. *Egyptian Journal for Engineering Sciences and Technology*, 2012, vol. 15, no. 3. DOI: 10.21608/EJEST.2012.96756.
13. Zhukova Yu.V., Terekh A.M., Rudenko A.I. [Investigation of convective heat transfer of drop-shaped tube bundles]. *Problemy teplomassoobmena i gidrodinamiki v energomashinostroyenii* [Problems of heat and mass transfer and hydrodynamics in power engineering]. Kazan, 2016, pp. 15–18. (In Russian).
14. Deeb R. Eksperimental'noe i chislennoe issledovanie vliyaniya ugla ataki na kharakteristiki vozdushnogo potoka pri obtekanii odinochnoi kaplevidnoi trubki [Experimental and numerical investigation of the effects of angle-of-attack on air flow characteristics for single drop-shaped tube]. *Fiziko-khimicheskaya kinetika v gazovoi dinamike = Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, 2021, vol. 22, no. 2, pp. 53–67.
15. Deeb R., Sidenkov D.V. Numerical analysis of heat transfer and fluid flow around circular and non-circular tubes. *IOP Conference Series: Journal of Physics*, 2021, vol. 2088, p. 012008. DOI: 10.1088/1742-6596/2088/1/012008.
16. 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, pp. 1–5. DOI: 10.1109/Inforino48376.2020.9111775.
17. Deeb R., Kolotvin A.V. Numerical investigation of heat transfer and hydrodynamics for in-line drop-shaped tubes bundle. *Trudy Akademenergo = Transactions of Academenergo*, 2020, no. 3 (60), pp. 42–59. (In Russian).
18. Deeb R., Arnob A.A. Numerical investigation of heat transfer characteristics of in-line drop-shaped tubes bundle. *2021 3rd International Conference on Control Systems, Mathematical Modeling, Automation and Energy Efficiency (SUMMA)*, Lipetsk, Russia, 2021, pp. 1046–1050. DOI: 10.1109/SUMMA53307.2021.9632258.
19. Deeb R., Arnob A.A. Numerical investigation of flow through drop-shaped tubes bundle in in-line arrangement. *2021 3rd International Conference on Control Systems, Mathematical Modeling, Automation and Energy Efficiency (SUMMA)*, Lipetsk, Russia, 2021, pp. 1051–1055. DOI: 10.1109/SUMMA53307.2021.9632099.
20. Deeb R., Sidenkov D.V. Numerical modelling of heat transfer and hydrodynamics for drop-shaped tubes bundle. *IOP Conference Series: Journal of Physics*, 2020, vol. 16836, p. 042082. DOI: 10.1088/1742-6596/1683/4/042082.
21. 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.
22. *ANSYS Fluent Reference Guide*. Release 16.0. ANSYS Inc., 2015.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ



Деб 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 45 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 45 scientific papers. (Address: 14, Krasnokazarmennaya St., Moscow, 111250, Russia. E-mail: e.rawad.deeb@yandex.com).

*Статья поступила 13 февраля 2022 г.
Received February 13, 2022*

To Reference:

Deeb R. Vliyanie otnositel'nogo prodol'nogo i poperechnogo shaga na kharakteristiki potoka shakhmatnogo puchka kaplevidnykh trub [The effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow characteristics of staggered drop-shaped tubes bundle]. *Doklady Akademii nauk vysshei shkoly Rossiiskoi Federatsii = Proceedings of the Russian higher school Academy of sciences*, 2022, no. 3 (56), pp. 5–24. DOI: 10.17212/1727-2769-2022-3-5-24.