

## ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПРОДОЛЬНОГО И ПОПЕРЕЧНОГО ШАГОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА ШАХМАТНОГО ПУЧКА ТРУБ КАПЛЕВИДНОЙ ФОРМЫ

Р. Дееб

deebr@mpei.ru

Университет Дамаска, Дамаск, Сирия  
НИУ «МЭИ», Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

Приведены результаты исследования гидродинамических характеристик пучка труб каплевидной формы с использованием программного пакета ANSYS Fluent при различных относительных продольных и поперечных шагах (18 случаев). Исследование охватывает влияние основных проектных параметров: числа Рейнольдса  $(1,78-18,72) \cdot 10^3$ , относительного продольного шага 1,44–2,04, относительного поперечного шага 1,24–1,82. Результаты настоящего исследования показывают, что коэффициент гидродинамического сопротивления уменьшается с увеличением числа Рейнольдса. При постоянном относительном продольном шаге минимальное значение коэффициента гидродинамического сопротивления варьируется в зависимости от числа Рейнольдса и относительного поперечного шага. Установлено, что минимальные значения коэффициента гидродинамического сопротивления достигаются для значения относительного продольного шага 1,24 и значения относительного поперечного шага 1,44 при  $Re = 1,78 \cdot 10^3$  и для значений относительного продольного и поперечного шагов 1,64 при  $Re > 1,78 \cdot 10^3$ . Предложена зависимость, с использованием которой можно определить коэффициент гидродинамического сопротивления для рассматриваемых пучков каплевидных труб

### Ключевые слова

Каплевидная труба, относительный поперечный шаг, относительный продольный шаг, коэффициент сопротивления давления, коэффициент гидродинамического сопротивления, численное исследование

Поступила 03.03.2022

Принята 21.11.2022

© Автор(ы), 2023

---

**Введение.** В настоящее время важной экономической задачей является рациональное использование энергетических ресурсов во всех сферах деятельности человека. Основной шаг для решения этой задачи — использование теплообменников, обладающих высокой эффективностью и низкими массогабаритными характеристиками. Для снижения массы и повышения

эффективности энергоустановок необходимо применение теплообменников, характеризующихся высокой теплогидродинамической эффективностью, низкой ценой и простотой изготовления. Выбор эффективного теплообменника должен основываться на совместном решении вопроса гидродинамического сопротивления и теплообмена. Многие исследователи работали над этим вопросом в течение нескольких десятилетий. Установлено, что, в отличие от круглых труб, некруглые трубы имеют низкое гидравлическое сопротивление и высокую теплоотдачу [1–6]. Результаты экспериментального исследования гидродинамического сопротивления шахматных пучков труб некруглого сечения в диапазоне значений числа Рейнольдса  $Re = (3–30) \cdot 10^3$  с различными продольными и поперечными шагами приведены в [7–10]. Показано, что число Эйлера для пучков плоскоовальных и каплевидных труб в 6–10 и 7–13 раз больше, чем у пучка круглых труб. Установлено в [7–10], что шаговые характеристики пучка влияют на гидродинамическое сопротивление, причем поперечный шаг труб оказывает более значительное влияние на общее сопротивление пучков. Проблема гидродинамики шахматного пучка кулачковых труб изучена в [11]. Определено, что коэффициенты сопротивления кулачковой трубы примерно на 64 % ниже, чем круглой. Авторы работы [12] провели численное и экспериментальное исследование конвективного теплообмена и гидродинамического сопротивления шахматного пучка труб каплевидной формы для  $Re = 1850–9700$ . Результаты исследования показали, что эффективность пучка каплевидных труб с нулевым углом атаки примерно в 2,3–1,9 и 1,4–1,7 раза выше, чем пучка труб круглого и эллиптического сечения. Экспериментально и численно в [13] исследованы теплообмен и гидродинамика двух расположенных бок о бок каплевидных труб для  $Re = 8\,000–40\,000$  по сравнению с круглыми трубами. Показано, что эффективность каплевидных труб в 1,2–2 раза выше, чем круглых труб вследствие низкого гидродинамического сопротивления каплевидных труб.

Авторы работы [14] сравнили теплогидродинамические характеристики круглой, кулачковой и каплевидной труб при  $Re = (8,1–19,2) \cdot 10^3$ . Показано, что теплогидродинамические показатели каплевидной трубы примерно в 2,5 и 1,6 раза выше, чем у круглой и кулачковой труб. Экспериментально и численно в [15] исследовано гидродинамическое сопротивление одиночных круглой и каплевидной труб в диапазоне значений  $Re = (13,2–30,4) \cdot 10^3$  и для 12 углов атаки каплевидной трубы ( $\theta = 0 \dots 180^\circ$ ). Полученные результаты свидетельствуют о том, что гидродинамическое сопротивление каплевидной трубы значительно ниже, чем

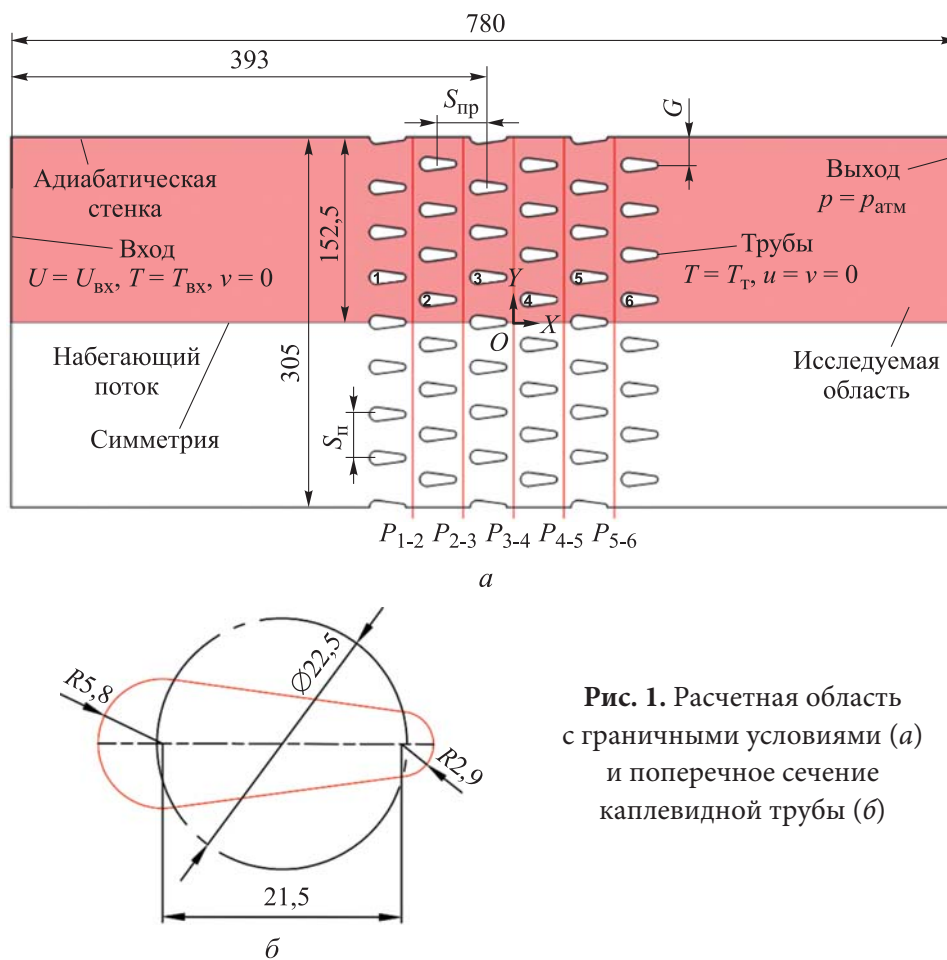
круглой; не существует оптимального угла атаки, обеспечивающего наименьшее гидродинамическое сопротивление для всего исследуемого диапазона значений числа Рейнольдса. Численно исследованы в [16–18] тепловые и гидродинамические характеристики при поперечном обтекании пучков каплевидных труб различной конфигурации. Результаты исследований показали, что гидродинамическое сопротивление трения пучков каплевидных труб меньше, чем круглых при  $\theta = 0$  и  $180^\circ$ ; при этом наблюдается значительное снижение коэффициента гидродинамического сопротивления трения для каплевидных труб по сравнению с круглыми трубами (до 90 %).

Согласно изложенному, влияние относительного продольного и поперечного шагов на характеристики потока, омывающего пучок каплевидных труб, не изучено. Предмет исследования настоящей работы — численный анализ влияния относительного продольного и поперечного шагов пучка каплевидных труб в шахматной компоновке на характеристики поперечного потока воздуха с использованием программного пакета ANSYS Fluent. Работа выполнена для  $Re = (1,78–18,72) \cdot 10^3$ , шести относительных продольных ( $S_{пр}/D_{эк} = 1,44–2,04$ ) и четырех относительных поперечных ( $S_{п}/D_{эк} = 1,24–1,82$ ) шагов.

**Объект исследования.** С использованием ANSYS Fluent [19] проведено численное исследование гидродинамики пучка из 45 каплевидных труб, расположенных в канале квадратного сечения со стороной 305 мм и длиной 780 мм (рис. 1, а). Каплевидные трубы имеют следующие размеры и параметры относительного расположения: радиус широкой части 5,8 мм, радиус малой части 2,9 мм, эквивалентный диаметр  $D_{эк} = 22,5$  мм, характерная длина каплевидной трубы  $l = 70,59$  мм, поперечный шаг  $S_{п} = 28; 32,5; 37; 41$  мм и продольный шаг  $S_{пр} = 32,5; 34,75; 37; 39,25; 41,5; 46$  мм, расстояние между трубами крайнего ряда у стенки канала и стенкой канала варьировалось в пределах 29,48...68,4 мм. Рассмотрены 18 случаев (А–Т) для различных продольных и поперечных шагов и расстояния между трубами крайнего ряда и стенкой канала (табл. 1). Геометрические характеристики поперечного сечения каплевидной трубы представлены на рис. 1, б.

**Численный метод.** 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 применен решатель *Pressure–Velocity Coupling* и модель турбулентности RNG  $k-\varepsilon$  с ис-

пользованием пристеночной функции *Enhanced Wall Treatment* (для замыкания системы уравнений) [12, 19]. Выбран решатель двойной точности, метод решения — SIMPLIC, использованы численные схемы второго порядка точности *Second Order Upwind*. Окончание расчета происходило при достижении значения погрешности  $10^{-8}$ .



**Рис. 1.** Расчетная область с граничными условиями (а) и поперечное сечение каплевидной трубы (б)

Таблица 1

**Вариации геометрии пучков труб**

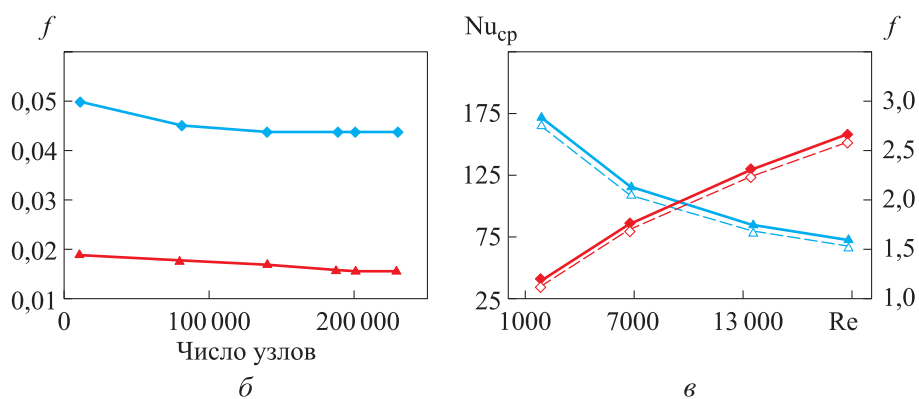
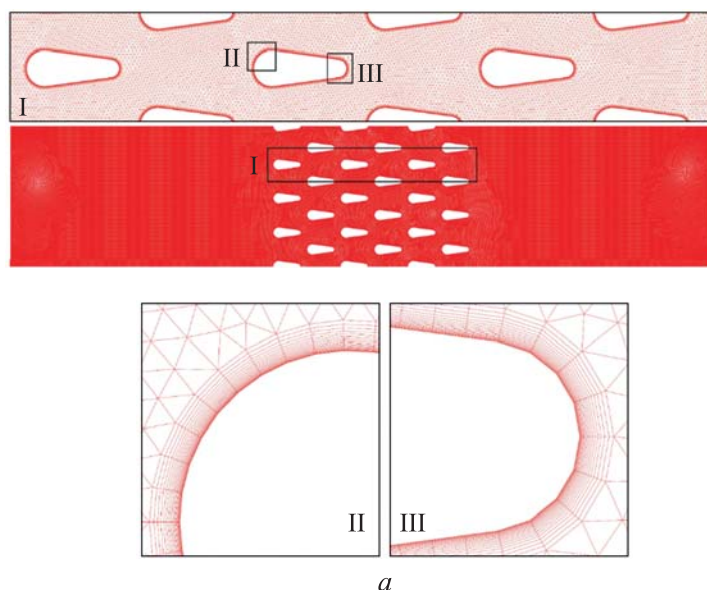
Случай	Относительный поперечный шаг $S_{п} / D_{эк}$	Отношение расстояния между трубами крайнего ряда и стенкой канала к эквивалентному диаметру $G / D_{эк}$	Относительный продольный шаг $S_{пр} / D_{эк}$
А	1,24	3,04	1,44
Б			1,64
В			1,84

Случай	Относительный поперечный шаг $S_{\text{п}} / D_{\text{эк}}$	Отношение расстояния между трубами крайнего ряда и стенкой канала к эквивалентному диаметру $G / D_{\text{эк}}$	Относительный продольный шаг $S_{\text{пр}} / D_{\text{эк}}$
Г	1,24	3,04	2,04
Д	1,44	2,44	1,44
Е			1,64
Ж			1,84
З			2,04
И	1,64	1,84	1,44
К			1,54
Л			1,64
М			1,74
Н			1,84
О			2,04
П	1,82	1,31	1,44
Р			1,64
С			1,84
Т			2,04

В качестве внешнего теплоносителя, обтекающего пучок труб, рассмотрен поток воздуха со скоростью  $U_{\text{вх}} = 1,33 \dots 14$  м/с на входе в канал, что соответствует  $Re = (1,78 - 18,72) \cdot 10^3$  при температуре  $T_{\text{вх}} = 56,5$  °С и атмосферном давлении. Средняя температура стенки трубы  $T_{\text{т}} = 20,8$  °С. Теплофизические свойства (плотность, коэффициент теплопроводности, теплоемкость и коэффициент динамической вязкости воздуха) рассчитаны по средней температуре набегающего потока. Заданные в ANSYS Fluent граничные условия показаны на рис. 1, а.

*Подготовка расчетной сетки и валидация численной модели.* Адаптивная расчетная сетка генерируется с использованием модуля ICEM CFD. Для наиболее точной симуляции сетка (*Quad*- и *Tri*-элементы) строилась со сгущением вблизи стенки труб (рис. 2, а) и с соблюдением необходимого требования к выбранной модели турбулентности по значению  $1 < y^+ < 5$ . Качество сетки 0,96 сохраняется на протяжении процесса моделирования.

В целях получения оптимального решения поставленной задачи здесь число узлов варьировалось в пределах 6754–229 442 (рис. 2, б). Сетка



**Рис. 2.** Расчетная сетка для случая Л (а), результаты анализа чувствительности сетки для случая Л (б), валидация численной модели (в) для  $Nu_{cp}$  [20] (♦);  $Nu$ , ANSYS Fluent (◇);  $f$  [20] (▲),  $f$ , ANSYS Fluent (△)

из 187 584 узлов обеспечивает сеточно-независимое решение. Модель турбулентности RNG  $k - \epsilon$  подходит для сложных течений, включающих в себя вихри, отрыв потока и вторичное течение [19]. Результаты экспериментальных и численных исследований гидродинамики и теплообмена пучка каплевидных труб, полностью аналогичных случаю Л (тот же канал, продольный и поперечный шаги и размеры труб, используемые в настоящей работе), только с тремя рядами труб, приведены в [12]. Результаты показали отличное совпадение экспериментальных и численных данных при использовании модели турбулентности RNG  $k - \epsilon$  с функцией *Enhanced Wall Treatment*. Показано в [4], что валидация численной модели некрутых труб

может быть проведена заменой этих труб круглыми трубами с таким же эквивалентным периметром. Следовательно, для валидации используемой численной модели гидродинамика и теплообмен для случая Л моделируются после замены каплевидной трубы эквивалентной круглой трубой и сравниваются с экспериментальными результатами, полученными в [7] для  $D_{\text{эк}} = 22,4$  мм,  $S_{\text{п}} / D_{\text{эк}} = S_{\text{пр}} / D_{\text{эк}} = 1,64$  при тех же условиях эксплуатации (рис. 2, в). Максимальная погрешность экспериментальных результатов и результатов моделирования составляет примерно 6,85 %, что свидетельствует об адекватности модели и применяемого метода моделирования.

**Результаты исследований и их обсуждение.** *Контуры скорости и статического давления.* Профили скоростей для случаев А–И и П для минимального и максимального значений числа Рейнольдса показаны на рис. 3. Для всех случаев при  $Re = 1,78 \cdot 10^3$  существует три отрывные зоны: две на боковых поверхностях труб и одна в их кормовой части. Отрыв пограничного слоя от поверхности обусловлен силами трения, изменением давления и скорости. Указанное явление происходит в результате увеличения сопротивления давления, вызванного перепадом давления протекающего воздуха между передней и задней поверхностями трубы. С увеличением числа Рейнольдса до  $18,7 \cdot 10^3$  отрывные зоны на боковых поверхностях трубы исчезают и остаются только на ее задней поверхности. Это связано с тем, что при больших значениях числа Рейнольдса кинетическая энергия потока внутри пограничного слоя возрастает, позволяя сместиться точке отрыва вниз по потоку.

По мере увеличения относительного продольного шага площадь вихрей (выделено синим цветом на рис. 3), образующихся за каждой трубой в каждом ряду, увеличивается, так как влияние верхней и нижней труб на вихрь, который формируется за ближайшей к ним трубой, уменьшается. Следует также отметить, что максимальная скорость при малых значениях относительного поперечного шага (случаи А и Д) больше, чем при больших (случаи И и П), поскольку воздушный поток сильнее ускоряется в более узком проходе, образованном двумя соседними трубами в одном ряду.

Профили средней скорости в зазоре между рядами труб для случаев А–И, П в области  $y > 0$  (данные по обе стороны от оси  $x$  симметричны) показаны на рис. 4, а, б. При изменении относительного продольного шага и постоянном относительном поперечном шаге (см. рис. 4, а) заметно, что профиль скорости имеет форму  $\Lambda\Lambda\text{--}\Lambda\Lambda\text{--}\Lambda\Lambda\text{--}m$ . Форма  $m$  обусловлена большим расстоянием между трубой, которая находится вблизи стенки канала, и стенкой канала. Профили скорости для  $P_{1-2}$  аналогичны профилям

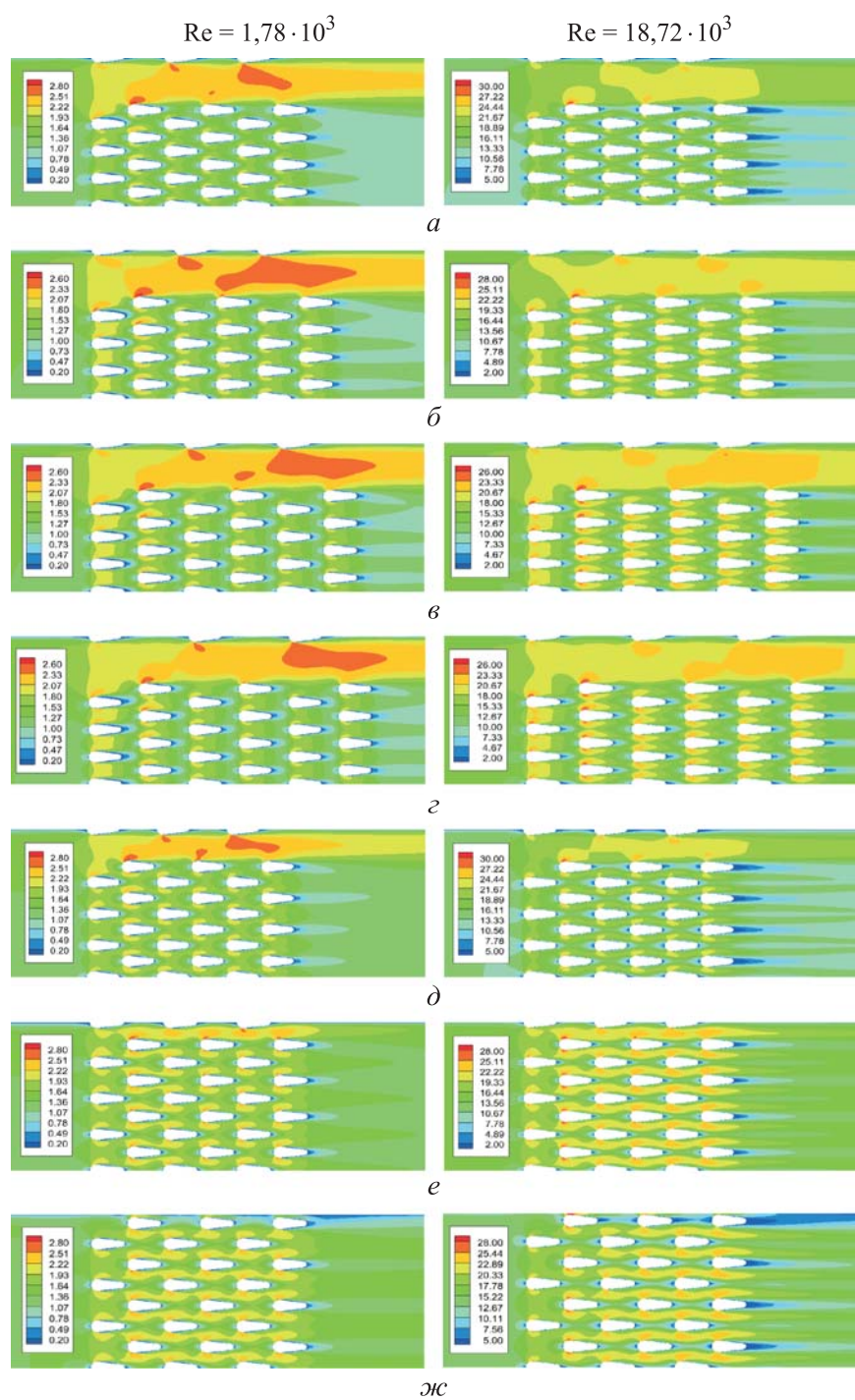
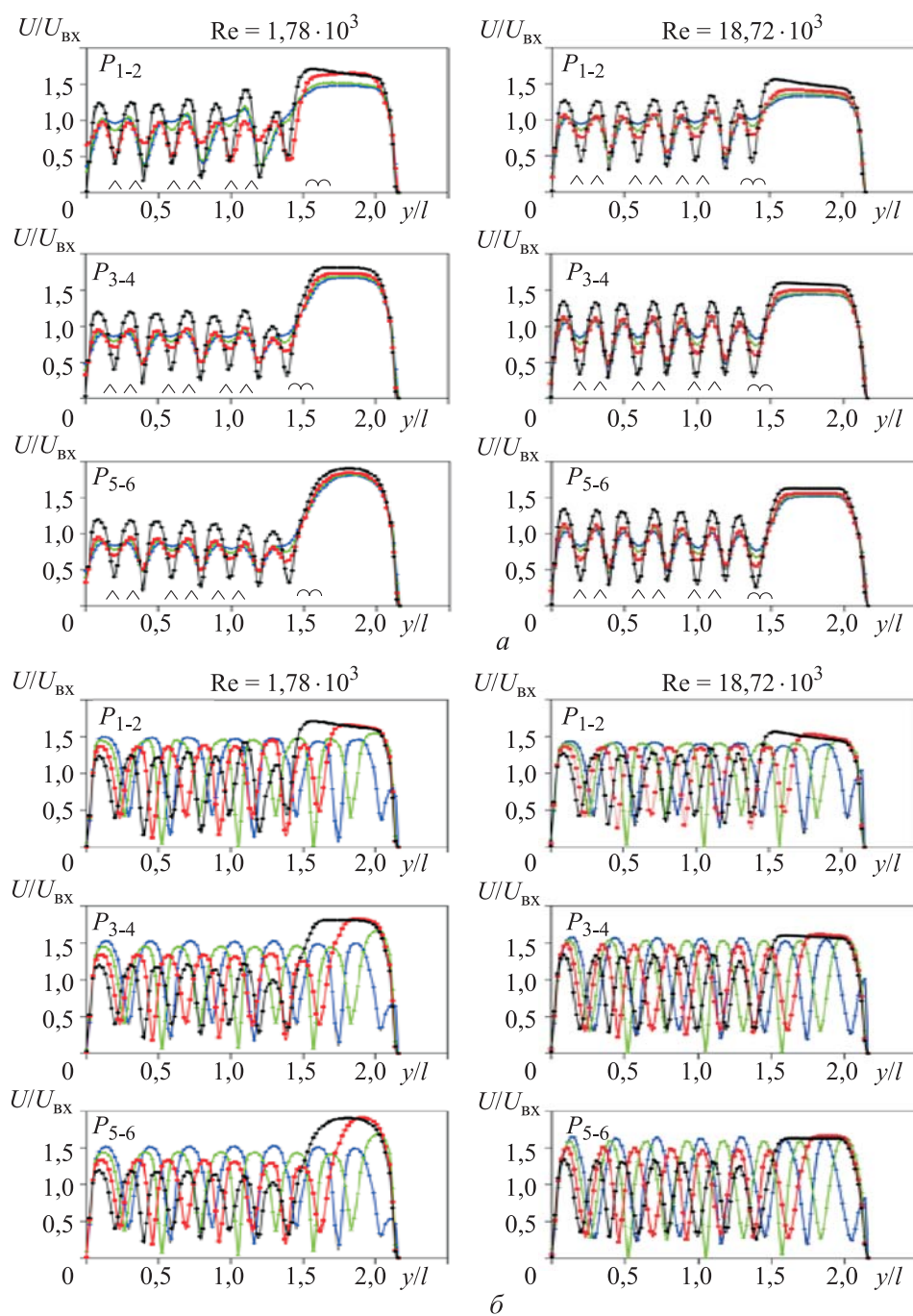


Рис. 3. Профили скорости  $U$ , м/с, для случаев А (*a*), Б (*б*), В (*в*), Г (*г*), Д (*д*), И (*е*) и П (*ж*)





**Рис. 4.** Профили средней скорости в зазоре между рядами труб при  $S_{\pi}/D_{эк} = \text{const}$  (а) для случаев А (—), Б (—), В (—), Г (—) и при  $S_{\pi r}/D_{эк} = \text{const}$  (б) для случаев А (—), Д (—), И (—), П (—)

скоростей для  $P_{3-4}$  и  $P_{5-6}$ . Сдвиговый слой представляет собой тонкие нитевидные области с высокими градиентами пространственной скорости, которые действуют как границы, разделяющие области потока с низким импульсом вблизи стенки трубы и области потока с высоким импульсом ближе к центральной линии зазора между рядами труб [21, 22]. Сдвиговый слой, отделенный от труб первого, третьего и пятого рядов, обладает большим градиентом скорости для  $P_{1-2}$ ,  $P_{3-4}$  и  $P_{5-6}$  соответственно. Уменьшение скорости в окрестности  $y/l = 0,2; 0,59; 1,0; 1,4$  обусловлено наличием труб второго, четвертого и шестого рядов для  $P_{1-2}$ ,  $P_{3-4}$  и  $P_{5-6}$ .

Градиент скорости сдвигового слоя от труб второго и четвертого рядов выше, чем от труб первого, третьего и пятого рядов для  $P_{1-2}$  и  $P_{5-6}$ . Максимальные значения скорости  $U/U_{вх}$  в зазоре между рядами труб приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Максимальные значения скорости  $U/U_{вх}$  в середине зазора между рядами труб при  $Re = 1,78 \cdot 10^3$  (числитель) и  $18,72 \cdot 10^3$  (знаменатель)**

Случай	$P_{1-2}$	$P_{2-3}$	$P_{3-4}$	$P_{4-5}$	$P_{5-6}$
$S_{пр}/D_{эк} \uparrow - S_{п}/D_{эк} = const$					
А	1,707 / 1,564	1,745 / 1,557	1,814 / 1,601	1,874 / 1,632	1,907 / 1,632
Б	1,571 / 1,42	1,656 / 1,464	1,731 / 1,505	1,801 / 1,544	1,848 / 1,563
В	1,525 / 1,370	1,610 / 1,419	1,697 / 1,466	1,769 / 1,507	1,828 / 1,538
Г	1,484 / 1,335	1,575 / 1,388	1,669 / 1,441	1,744 / 1,485	1,808 / 1,522
$S_{п}/D_{эк} \uparrow - S_{пр}/D_{эк} = const$					
А	1,707 / 1,564	1,745 / 1,557	1,814 / 1,601	1,874 / 1,632	1,907 / 1,632
Д	1,663 / 1,533	1,744 / 1,569	1,823 / 1,617	1,887 / 1,659	1,915 / 1,669
И	1,550 / 1,45	1,647 / 1,51	1,680 / 1,57	1,713 / 1,61	1,699 / 1,64
П	1,496 / 1,433	1,546 / 1,504	1,530 / 1,576	1,525 / 1,625	1,529 / 1,651

Исходя из профилей скорости (см. рис. 3) и данных, приведенных в табл. 2, случай А характеризуется более высокой скоростью потока, чем другие. Это связано с тем, что образованный между рядами зазор в случае А меньше других зазоров (случаи Б–Г).

При изменении относительного поперечного шага и постоянном относительном продольном шаге существуют отличия профилей скорости

для Д, И, П от А. Наименьшие значения  $U/U_{\text{вх}}$  смещаются вправо по мере увеличения отношения  $S_{\text{п}}/D_{\text{эк}}$  (см. рис. 4, б). Установлено, что для случая И минимальное значение  $U/U_{\text{вх}}$  имеет более низкие значения по сравнению с остальными случаями. Следует также отметить, что форма  $\omega$  изменяется в зависимости от расстояния от трубы до стенки канала.

Согласно данным, приведенным в табл. 2, максимальные значения  $U/U_{\text{вх}}$  после ряда  $P_{1-2}$  возрастают при увеличении относительного поперечного шага от 1,24 (для А) до 1,44 (для Д). Дальнейшее увеличение  $S_{\text{п}}/D_{\text{эк}}$  приводит к уменьшению значений  $U/U_{\text{вх}}$  (максимальные значения  $U/U_{\text{вх}}$  для случаев И, П очень близки, но меньше, чем для Д). В результате установлено, что влияние относительного продольного шага на максимальные значения  $U/U_{\text{вх}}$  больше, чем относительного поперечного шага.

Увеличение числа Рейнольдса, связанное с возрастанием скорости воздуха на входе в канал  $U_{\text{вх}}$ , приводит к повышению максимального значения средней скорости  $U$ . Это связано с увеличением интенсивности турбулизации воздуха между рядами труб. Показано, что максимальные значения  $U/U_{\text{вх}}$  увеличиваются в направлении вниз по потоку. Это может соответствовать увеличению ширины потока между рядами труб за счет турбулентной диффузии.

Профили статического давления в пучке труб для случаев А–Д, И, П при  $Re = 1,78 \cdot 10^3$  и  $18,72 \cdot 10^3$  приведены на рис. 5. Давление имеет максимальные значения в лобовой части труб в точке застоя, где скорость потока стремится к нулю (см. рис. 3), и уменьшается по мере прохождения воздуха сквозь ряды труб.

*Коэффициенты сопротивления давления и гидродинамического сопротивления.* Распределение локального коэффициента сопротивления давления  $C_p$  по половине периметра труб в каждом ряду (трубы 1–6, см. рис. 1, а) при  $Re = 18,7 \cdot 10^3$  для случаев А, И, П показано на рис. 6, а. В точке застоя в лобовой части труб коэффициент  $C_p$  имеет максимальное значение. По мере прохождения воздуха по поверхности труб коэффициент  $C_p$  уменьшается до минимального отрицательного значения на боковой поверхности, затем возрастает до точки отрыва в кормовой части труб. Это происходит последовательно от первого до шестого ряда труб. В случае И коэффициент  $C_p$  имеет самые низкие отрицательные значения (см. рис. 6, б) и, соответственно, наибольший отрицательный градиент давления, который снижает конечное значение  $C_p$ .

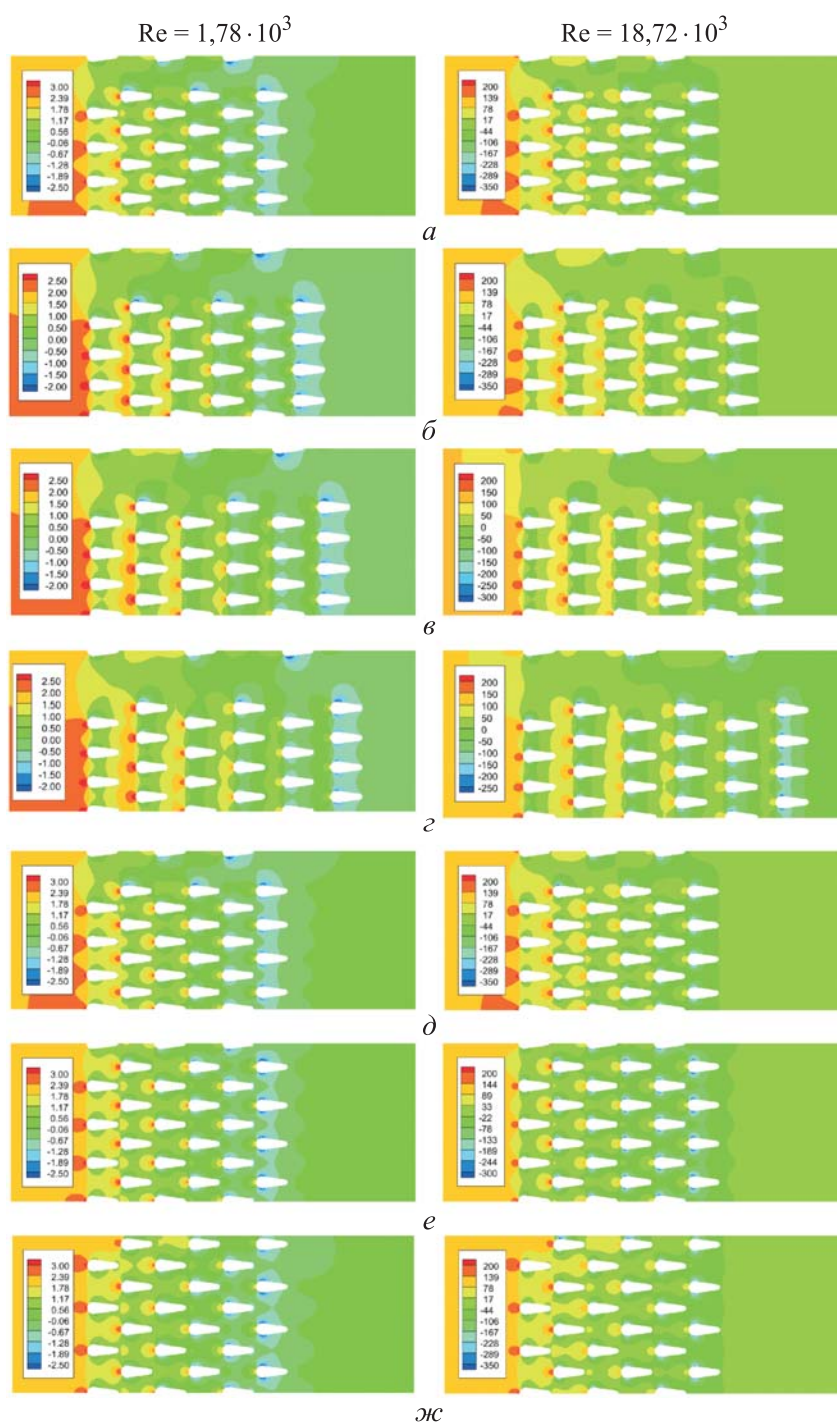
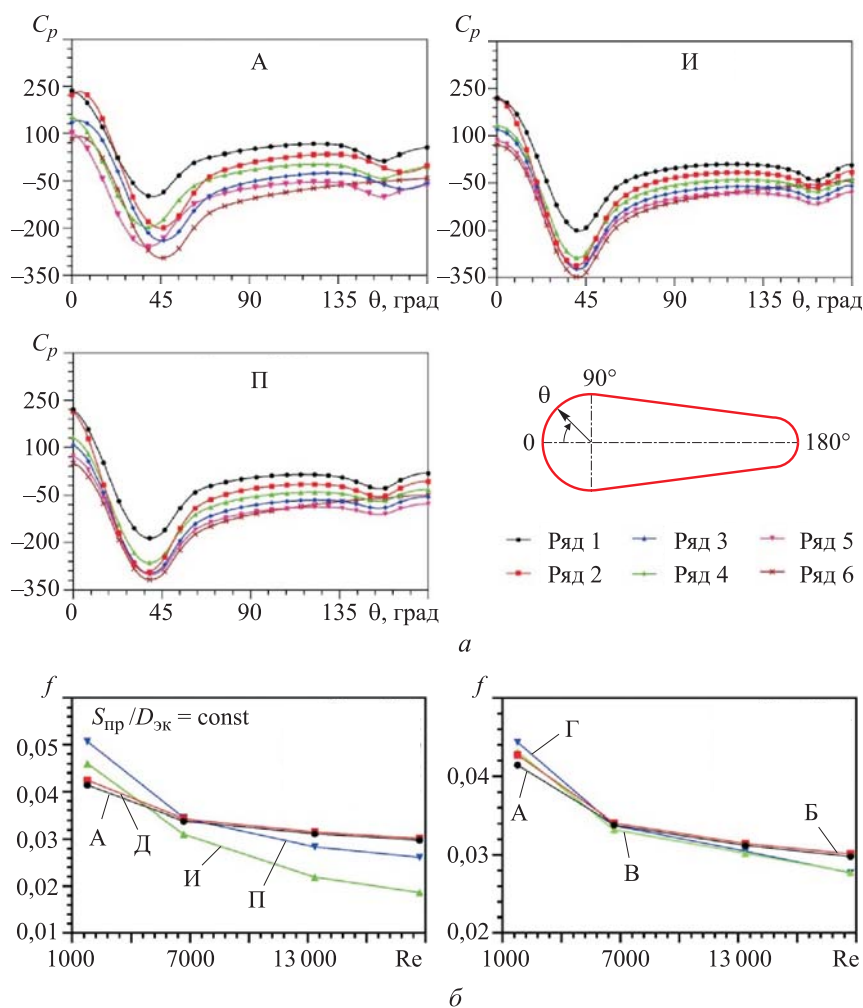


Рис. 5. Профили статического давления  $P$ , Па, для случаев А (а), Б (б), В (в), Г (г), Д (д), И (е) и П (ж)



**Рис. 6.** Изменение локального коэффициента сопротивления давления по периметру труб (а) для случаев А, И, П и зависимость коэффициента гидродинамического сопротивления от числа Рейнольдса (б) для различных случаев

Исследование коэффициента гидродинамического сопротивления выполнено в диапазоне значений  $Re = (1,78-18,72) \cdot 10^3$ . Коэффициент гидродинамического сопротивления определяется как [17]:

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

где  $\Delta P$  — перепад давления потока воздуха (по результатам расчета в ANSYS Fluent);  $U_{cp}$  — средняя скорость потока в узком сечении канала;  $N_L$  — число поперечных рядов.

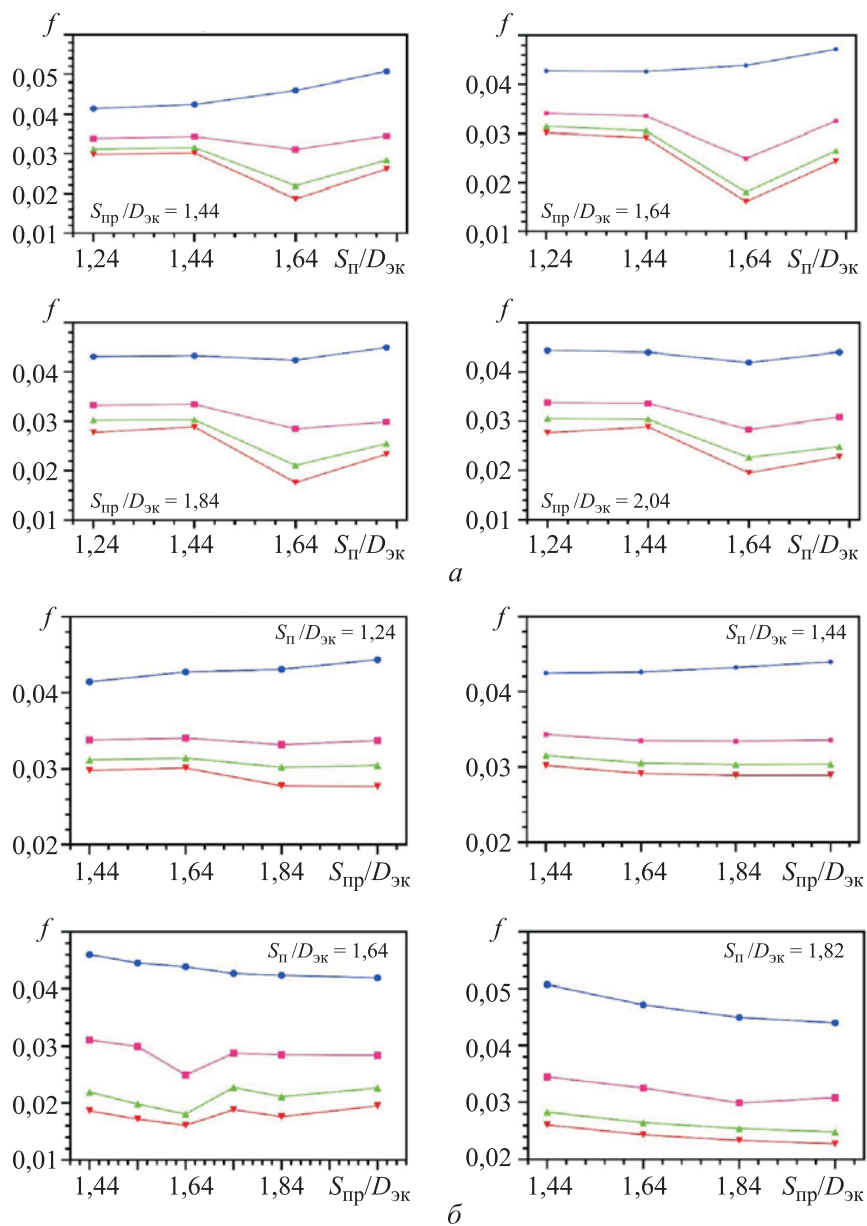
Зависимость коэффициента гидродинамического сопротивления от числа Рейнольдса для случаев А–Д, И, П приведена на рис. 6, б. Коэф-

коэффициент  $f$  уменьшается с увеличением значений  $Re$ . Это можно объяснить тем, что коэффициент полного сопротивления является суммой коэффициентов сопротивления давления и сопротивления трения. Изменение значения коэффициента сопротивления трения является более существенным, чем изменение значения коэффициента сопротивления давления при более низких значениях  $Re$ . Это приводит к более сильному снижению давления, в то время как противоположное происходит при более высоких значениях  $Re$ . В случае высоких значений  $Re$  влияние вязких сил уменьшается, а влияние инерционных сил увеличивается, отрывная точка сдвигается вниз по потоку, следовательно, коэффициент сопротивления давления уменьшается. При  $Re \geq 6,68 \cdot 10^3$  и  $S_{пр} / D_{эк} = \text{const}$  (см. рис. 6, б) коэффициент гидродинамического сопротивления для случая И примерно на 8,19...37,45 %, 9,51...38,23 %, 9,9...28,6 % меньше, чем для случаев А, Д, П соответственно. Установлено, что при  $Re \geq 6,68 \cdot 10^3$  и  $S_{п} / D_{эк} = \text{const}$  коэффициент  $f$  для случая В примерно на 1,77...6,81 %, 2,47...7,81 %, 0,78...1,58 % меньше, чем для случаев А, Б, Г соответственно.

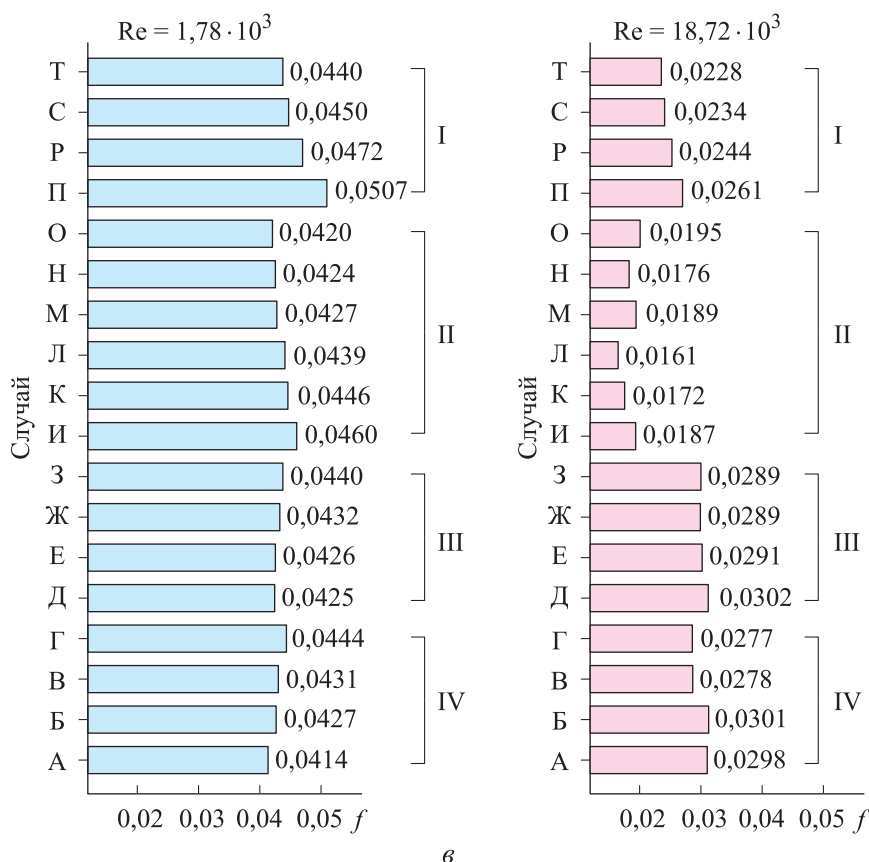
Влияние изменения относительного поперечного и продольного шагов на коэффициент гидродинамического сопротивления при различных значениях числа Рейнольдса показано на рис. 7, а, б. Для всех исследованных относительных продольных шагов при  $Re \geq 6,68 \cdot 10^3$  и при  $S_{пр} / D_{эк} > 1,64$ ,  $Re = 1,78 \cdot 10^3$  определено, что кривые коэффициента гидродинамического сопротивления имеют схожую форму (аналогичную форме ложки), где значение  $f$  увеличивается с возрастанием относительного поперечного шага, затем уменьшается до минимального значения и снова увеличивается (см. рис. 6, а). При  $Re = 1,78 \cdot 10^3$ , когда  $S_{пр} / D_{эк} \leq 1,64$  кривые коэффициента гидродинамического сопротивления постоянно возрастают. На основе полученных данных можно выделить три случая, в которых значения коэффициента гидродинамического сопротивления минимальны:

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

Изменение коэффициента гидродинамического сопротивления для всех исследованных случаев при минимальном и максимальном значениях числа Рейнольдса показано на рис. 6, б. При минимальном значении  $Re = 1,78 \cdot 10^3$  для случая А коэффициент  $f$  имеет наименьшее значение, а при максимальном значении  $Re = 18,72 \cdot 10^3$  в случае Л имеют место лучшие гидродинамические характеристики по сравнению с остальными.



**Рис. 7 (начало).** Зависимости  $f(S_{\text{П}} / D_{\text{ЭК}})$  (а),  $f(S_{\text{П}} / D_{\text{ЭК}})$  (б) для  $Re = 1,78 \cdot 10^3$  (—),  $6,68 \cdot 10^3$  (—),  $13,37 \cdot 10^3$  (—),  $18,72 \cdot 10^3$  (—)



**Рис. 7 (окончание).** Результаты сравнения коэффициента гидродинамического сопротивления для всех исследованных случаев ( $\nu$ ) при  $S_{II} / D_{эк} = 1,82$  (I),  $1,64$  (II),  $1,44$  (III) и  $1,24$  (IV)

Для расчета коэффициента гидродинамического сопротивления пучков труб каплевидной формы при  $1,44 \leq S_{II} / D_{эк} \leq 2,04$ ,  $1,24 \leq S_{II} / D_{эк} \leq 1,82$  и  $1,31 \leq G / D_{эк} \leq 3,04$  в диапазоне значений  $Re = (1,78-18,72) \cdot 10^3$  предложено использовать зависимость:

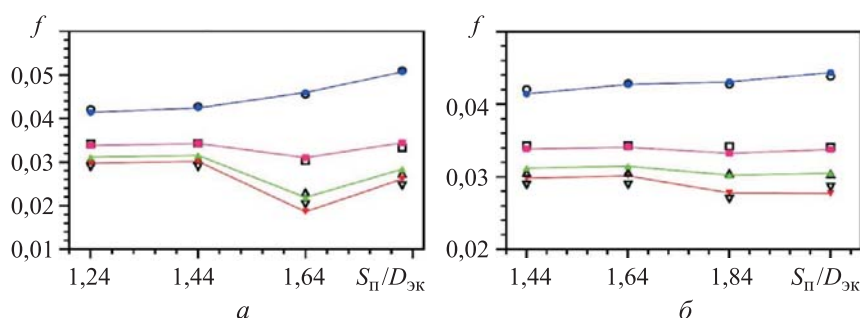
$$f = a Re_{D, \max}^{-b} \left( \frac{S_{II}}{D_{эк}} \right)^c \left( \frac{S_{II}}{D_{эк}} \right)^d \left( \frac{G}{D_{эк}} \right)^e. \quad (2)$$

Уравнение (2) соответствует эмпирическому уравнению, приведенному в [7], где  $Re_{D, \max} = \rho U_{ср} D_{эк} / \mu$  — число Рейнольдса, рассчитанное по средней скорости потока в узком сечении для пучков труб каплевидной формы,  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости. Значения коэффициентов  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$  приведены в табл. 3. Максимальное отклонение между корреляцией (2) и результатами моделирования составляет примерно  $\pm 8,42\%$ . Уравнение (2) хорошо согласуется с результатами моделирования (рис. 8).



Значения коэффициентов уравнения (2)

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



**Рис. 8.** Сравнение коэффициентов гидродинамического сопротивления, полученных с помощью моделирования и по (2) при  $S_{\text{пр}} / D_{\text{ЭК}} = 1,44$  (а) и  $S_{\Pi} / D_{\text{ЭК}} = 1,24$  (б):

$Re = 1,78 \cdot 10^3$ : ANSYS Fluent (—), уравнение (2) (○);  $Re = 6,68 \cdot 10^3$ : ANSYS Fluent (—), уравнение (2) (□);  $Re = 13,37 \cdot 10^3$ : ANSYS Fluent (—), уравнение (2) (△);  $Re = 18,72 \cdot 10^3$ : ANSYS Fluent (—), уравнение (2) (▽)

**Заключение.** Приведены результаты численного исследования гидродинамики при поперечном обтекании шахматных пучков труб каплевидной формы. Исследование выполнено для значений  $Re = (1,78-18,72) \cdot 10^3$ ,  $S_{\text{пр}} / D_{\text{ЭК}} = 1,44; 1,54; 1,64; 1,74; 1,84; 2,04$  и  $S_{\Pi} / D_{\text{ЭК}} = 1,24; 1,44; 1,64; 1,82$ . Полученные профили скорости и давления использованы для исследования влияния различных параметров на гидродинамические характеристики. По результатам можно сделать следующие выводы.

Влияние относительного продольного шага на значения максимальной скорости в зазоре между рядами труб более существенно, чем влияние относительного поперечного шага.

Коэффициент гидродинамического сопротивления пучков каплевидных труб уменьшается с увеличением числа Рейнольдса.

Не существует определенного относительного шага, обеспечивающего наименьшие значения коэффициента гидродинамического сопротивления. Минимальные значения этого коэффициента достигнуты для случая А

( $S_{\text{пр}} / D_{\text{эк}} = 1,24$  и  $S_{\text{п}} / D_{\text{эк}} = 1,44$ ) при  $Re = 1,78 \cdot 10^3$  и для случая Л ( $S_{\text{пр}} / D_{\text{эк}} = S_{\text{п}} / D_{\text{эк}} = 1,64$ ) при  $Re > 1,78 \cdot 10^3$ .

Предложена зависимость, позволяющая определить коэффициент гидродинамического сопротивления для рассматриваемых пучков капле-видных труб.

## 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. DOI: <https://doi.org/10.34759/tpt-2021-13-2-50-69>
- [2] Wang J., Zheng H., Tian Z. Numerical simulation with a TVD–FVM method for circular cylinder wake control by a fairing. *J. Fluids Struct.*, 2015, vol. 57, pp. 15–31. DOI: <https://doi.org/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. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2006, vol. 49, iss. 5–6, pp. 1027–1038. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030>
- [4] Mohanty R.L., Swain A., Das M.K. Thermal performance of mixed tube bundle composed of circular and elliptical tubes. *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2018, vol. 5, pp. 492–505. DOI: <https://doi.org/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. *Phys. Fluids*, 2021, vol. 33, iss. 6, art. 065110. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0053040>
- [6] Deeb R. The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2022, vol. 183, part B, art. 122115. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122115>
- [7] Антуфьев В.М., Белецкий Г.С. Теплоотдача и аэродинамические сопротивления зубчатых поверхностей в поперечном потоке. М., Машгиз, 1948.
- [8] Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М., Л., Энергия, 1966.
- [9] Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М., Госэнергоиздат, 1962.
- [10] Brauer H. Verein Grosskesselbesitzer. *Mitt*, 1961, vol. 73, pp. 260–276.
- [11] Lavasani A.M., Bayat H. Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Appl. Therm. Eng.*, 2014, vol. 65, iss. 1–2, pp. 85–93. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.078>
- [12] Sayed A.S., Mesalhy O., Khass T., et al. Parametric study of air-cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes. *EIJST*, 2012, vol. 15, no. 3, pp. 167–179. DOI: <https://doi.org/10.21608/eijest.2012.96756>

[13] Жукова Ю.В., Терех А.М., Руденко А.И. Конвективный теплообмен и аэродинамическое сопротивление двух расположенных бок о бок труб в узком канале при различных числах Рейнольдса. *Доклады Национальной академии наук Беларуси*, 2018, т. 62, № 6, с. 756–762.

DOI: <https://doi.org/10.29235/1561-8323-2018-62-6-756-762>

[14] Deeb R., Sidenkov D.V., Salokhin V.I. Numerical investigation of thermal-hydraulic performance of circular and non-circular tubes in cross-flow. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Natural Sciences*, 2021, no. 2 (95), pp. 102–117. DOI: <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2021-2-102-117>

[15] 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. DOI: <http://doi.org/10.33257/PhChGD.22.2.932>

[16] Дееб Р., Колотвин А.В. Численное исследование и сравнение теплообмена и гидродинамики коридорного пучка труб круглой и каплевидной формы. *Труды Академэнерго*, 2020, № 3, с. 42–59.

DOI: <https://doi.org/10.34129/2070-4755-2020-60-3-42-59>

[17] Дееб Р. Влияние угла атаки на теплообменные и гидродинамические характеристики шахматного пучка труб каплевидной формы в поперечном обтекании. *Доклады АН ВШ РФ*, 2020, т. 48, № 3, с. 21–36.

DOI: <https://doi.org/10.17212/1727-2769-2020-3-21-36>

[18] Sayed Ahmed S.E., Ibrahim E.Z., Mesalhy O.M., et al. Effect of attack and cone angles on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle. *Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 51, no. 7, pp. 1001–1016. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-014-1473-3>

[19] ANSYS Fluent reference guide. Release 16.0. ANSYS, 2015.

[20] Žukaukas A. Heat transfer from tubes in cross-flow. *Adv. Heat Transf.*, 1972, vol. 8, pp. 93–160. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70038-8](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70038-8)

[21] Волков К.Н. Моделирование крупных вихрей взаимодействия круглой турбулентной струи с преградой. *Математическое моделирование*, 2007, т. 19, № 2, с. 3–22.

[22] Zadrazil I., Bismarck A., Hewitt G.F., et al. Shear layers in the turbulent pipe flow of drag reducing polymer solutions. *Chem. Eng. Sci.*, 2012, vol. 72, pp. 142–154.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2011.12.044>

**Дееб Равад** — ассистент кафедры машиностроения Университета Дамаска (Сирия, Дамаск); аспирант, ассистент кафедры «Теоретические основы теплотехники» НИУ «МЭИ» (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 14, стр. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Дееб Р. Численный анализ влияния относительного продольного и поперечного шагов на характеристики потока шахматного пучка труб каплевидной формы. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, 2023, № 1 (106), с. 95–116. DOI: <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2023-1-95-116>

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

R. Deeb

deebr@mpei.ru

Damascus University, Damascus, Syria

National Research University “Moscow Power Engineering Institute”,  
Moscow, Russian Federation**Abstract**

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  $Re = (1.78-18.72) \cdot 10^3$ , 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, transversal pitch ratio, longitudinal pitch ratio, pressure coefficient, friction factor, numerical study, CFD*

Received 03.03.2022

Accepted 21.11.2022

© Author(s), 2023

**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 Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34759/tpt-2021-13-2-50-69>
- [2] Wang J., Zheng H., Tian Z. Numerical simulation with a TVD–FVM method for circular cylinder wake control by a fairing. *J. Fluids Struct.*, 2015, vol. 57, pp. 15–31. DOI: <https://doi.org/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. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2006, vol. 49, iss. 5-6, pp. 1027–1038. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030>
- [4] Mohanty R.L., Swain A., Das M.K. Thermal performance of mixed tube bundle composed of circular and elliptical tubes. *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2018, vol. 5, pp. 492–505. DOI: <https://doi.org/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. *Phys. Fluids*, 2021, vol. 33, iss. 6, art. 065110. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0053040>
- [6] Deeb R. The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2022, vol. 183, part B, art. 122115. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122115>
- [7] Antufyev V.M., Beletskiy G.S. Teplootdacha i aerodinamicheskie soprotivleniya zubchatykh poverkhnostey v poperechnom potoke [Heat transfer and aerodynamic resistance of ribbed surfaces in cross-flow]. Moscow, Mashgiz Publ., 1948.
- [8] Antufyev V.M. Effektivnost razlichnykh form konvektivnykh poverkhnostey nagreva [Efficiency of various forms of convective heating surfaces]. Moscow, Leningrad, Energiya Publ., 1966.
- [9] Kays W.M., London A.L. Compact heat exchangers. Krieger, 1998.
- [10] Brauer H. Verein Grosskesselbesitzer. *Mitt*, 1961, vol. 73, pp. 260–276.
- [11] Lavasani A.M., Bayat H. Experimental study of convective heat transfer from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Appl. Therm. Eng.*, 2014, vol. 65, iss. 1-2, pp. 85–93. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.078>
- [12] Sayed A.S., Mesalhy O., Khass T., et al. Parametric study of air-cooling process via water cooled bundle of wing-shaped tubes. *EIJST*, 2012, vol. 15, no. 3, pp. 167–179. DOI: <https://doi.org/10.21608/eijest.2012.96756>
- [13] Zhukova Yu.V., Terekh A.M., Rudenko A.I. Convective heat transfer and drag of two side-by-side tubes in the narrow channel at different Reynolds number. *Doklady Natsionalnoy akademii nauk Belarusi* [The Doklady of the National Academy of Sciences of Belarus], 2018, vol. 62, no. 6, pp. 756–762 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.29235/1561-8323-2018-62-6-756-762>
- [14] Deeb R., Sidenkov D.V., Salokhin V.I. Numerical investigation of thermal-hydraulic performance of circular and non-circular tubes in cross-flow. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Natural Sciences*, 2021, no. 2 (95), pp. 102–117. DOI: <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2021-2-102-117>
- [15] Deeb R. Experimental and numerical investigation of the effects of angle-of-attack on air flow characteristics for single drop-shaped tube. *Fiziko-khimicheskaya kinetika v gazovoy dinamike* [Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics], 2021, vol. 22, no. 2, pp. 53–67 (in Russ.). DOI: <http://doi.org/10.33257/PhChGD.22.2.932>
- [16] Deeb R., Kolotvin A.V. Numerical investigation of heat transfer and hydrodynamics for in-line drop-shaped tubes bundle. *Trudy Akademenergo* [Transactions of Akademenergo], 2020, no. 3, pp. 42–59 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.34129/2070-4755-2020-60-3-42-59>

- [17] Deeb R. Effect of angle of attack on heat transfer and hydrodynamic characteristics for staggered drop-shaped tubes bundle in cross-flow. *Doklady AN VSh RF* [Proceedings of the Russian Higher School Academy of Sciences], 2020, vol. 48, no. 3, pp. 21–36 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.17212/1727-2769-2020-3-21-36>
- [18] Sayed Ahmed S.E., Ibrahiem E.Z., Mesalhy O.M., et al. Effect of attack and cone angles on air flow characteristics for staggered wing shaped tubes bundle. *Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 51, no. 7, pp. 1001–1016. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-014-1473-3>
- [19] ANSYS fluent reference guide. Release 16.0. ANSYS, 2015.
- [20] Žukaukas A. Heat transfer from tubes in cross-flow. *Adv. Heat Transf.*, 1972, vol. 8, pp. 93–160. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70038-8](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70038-8)
- [21] Volkov K.N. Large-eddy simulation of circle turbulent impingement jet. *Matematicheskoe modelirovanie*, 2007, vol. 19, no. 2, pp. 3–22 (in Russ.).
- [22] Zadrazil I., Bismarck A., Hewitt G.F., et al. Shear layers in the turbulent pipe flow of drag reducing polymer solutions. *Chem. Eng. Sci.*, 2012, vol. 72, pp. 142–154. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ces.2011.12.044>

**Deeb R.** — Assistant, Department of General Mechanic Engineering, Damascus University (Syria, Damascus); Post-Graduate Student, Assistant, Department of Theoretical Bases of Heat Engineering, National Research University “Moscow Power Engineering Institute” (Krasnokazarmennaya ul. 14, str. 1, Moscow, 111250 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Deeb R. Numerical analysis of the effect of longitudinal and transverse pitch ratio on the flow characteristics of staggered drop-shaped tubes bundle. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Natural Sciences*, 2023, no. 1 (106), pp. 95–116 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2023-1-95-116>