

УДК 536.24

Экспериментальное и численное исследование теплообмена при вынужденной конвекции через массив ребер с различными пересекающимися перфорациями*

Х. Саадат¹, М.М. Тавакол¹, М. Яхуби^{2,3}

¹Исламский университет Азад, Шираз, Иран

²Ширазский университет, Шираз, Иран

³Иранская Академия наук, Шираз, Иран

E-mail: tavakolmm@shirazu.ac.ir, tavakol@iaushiraz.ac.ir

В статье представлено экспериментальное исследование и численное моделирование характеристик теплопереноса для нового типа ребер с пересекающимися перфорациями. Сопряженные уравнения описывают динамику турбулентного течения и теплопередачу вокруг и внутри ребер и решаются с использованием программы, реализующей метод конечных объемов. Решение представлено для ребер с двумя типами перфораций: круглой и квадратной, число Рейнольдса по длине ребра изменяется в интервале от $2 \cdot 10^4$ до $4 \cdot 10^4$. Результаты численного моделирования воспроизводят картину течения и теплопереноса для каждой конфигурации ребра. Для проверки адекватности числовой модели выполняется сравнение для сплошных и перфорированных ребер, при этом наблюдаются приемлемые закономерности теплообмена. Также проведена серия измерений для моделей перфорированного ребра с одним продольным (по направлению течения) и одним поперечным отверстиями. Показано, что из всех протестированных конфигураций вариант ребра с одной продольной и тремя поперечными перфорациями обладает лучшими характеристиками теплообмена. Кроме того, установлено, что перфорация круглой формы эффективнее квадратной для регулирования как теплообмена, так и перепада давления.

Ключевые слова: перфорированные ребра, конвекционный теплообмен, эффективность, турбулентный поток, вычислительная гидродинамика.

Введение

В электронных системах с ростом размера и компактности их компонентов увеличивается скорость тепловыделения и возрастает проблема отвода тепла. Для подобных электронных устройств очень важно поддерживать максимальную температуру в системе в безопасных пределах. В этих целях применяются различные технологии, например, охлаждение с помощью тепловых труб, наборов ребер, холодных пластин и набегающих струй. Кроме того, используются различные виды хладагентов — жидкости или газы,

* Второй автор благодарит за финансовую поддержку Исламский университет Азад (филиал в г. Шираз). Исследование частично поддержано Иранским фондом национальной элиты.

которые применяются для усиления теплоотдачи при охлаждении электроники. Среди всех известных хладагентов воздух остается самым распространенным агентом благодаря его доступности и простоте терморегулирования. Подробный обзор существующих пластинчатых теплообменников с перфорациями представлен в работе [1]. Для оценки тепловой эффективности таких систем обычно используются экспериментальный и численный подходы, которые также применялись в работе [2] для оценки влияния геометрических параметров на тепловую эффективность различных радиаторов. Здесь были приведены оптимальные конфигурации охлаждающих ребер для конкретного случая применения. Авторы работы [3] получили экспериментальные закономерности для числа Нуссельта при обтекании перфорированных пластин. В работе [4] в результате измерений характеристик потока при его различной ориентации было найдено оптимальное расположение ребер для усиления теплообмена в течениях с высоким числом Рейнольдса. Авторы работ [5, 6] получили эмпирические корреляции для прогнозирования числа Нуссельта и перепада давления для ребер различных типов и размеров. Авторы [7] изучали влияние увеличения входной скорости потока воздуха и площади поверхности теплообмена и пришли к выводу, что эффективность теплообмена может быть увеличена на развитых поверхностях. В работах [8, 9] исследовался эффект обтекания вершин ребер радиаторов. Кроме того, были проведены эксперименты по определению числа Нуссельта для перфорированной поверхности на наветренной стороне. В этих экспериментах варьировались два основных параметра: число Рейнольдса и отношение шага к диаметру. Автор работы [10] улучшил модель для оценки эффективности пластинчато-ребристых теплообменников. Были получены корреляции, описывающие коэффициент трения и число Нуссельта, осредненное по поверхности для различных режимов течения (с числом Рейнольдса меньше 5000). Тепловая и гидродинамическая эффективности сравнивались в работе [11] для случаев перфорированных и сплошных (без перфораций) прямоугольных блоков. Было отмечено снижение эффективности как для перфорированных, так и для сплошных блоков при высоких числах Рейнольдса. Эксперимент и численное моделирование [12] проводились при изучении теплопереноса для радиаторов различных конфигураций: с плоскими ребрами и плоскими ребрами в сочетании с точечными выступами. Было показано, что термическое сопротивление плоских ребер на 30 % больше, чем у плоских ребер с выступами. Авторы работ [13–17] представили результаты численного моделирования для ряда перфорированных ребер для случая ламинарного и турбулентного потоков. В этих работах были рассмотрены сложноперфорированные ребра с различными вариантами поперечных и продольных перфораций и проведено сравнение характеристик теплообмена со случаем сплошного ребра при тех же условиях. Результаты показали более высокую эффективность перфорированных ребер по сравнению со сплошными ребрами. В работе [18] были выполнены экспериментальное и численное исследования влияния ребер, образованных перфорированными точечными выступами, расположенными в шахматном порядке, на повышение скорости теплопередачи. Авторы отметили увеличение числа Нуссельта на 45 % для ребер с перфорированными выступами, причем число Нуссельта возрастало с ростом числа перфораций. Кроме того, было отмечено снижение на 18 % перепада давления по сравнению с вариантом со сплошными выступами. В работе [19] экспериментально исследовался теплообмен и усиление перепада давления на плоской пластине, имеющей выступы с перфорациями цилиндрического сечения, размещенной внутри прямоугольного канала. Было отмечено усиление теплообмена для такой конфигурации ребер по сравнению со сплошными цилиндрическими выступами. В публикации [20] проводилось обширное экспериментальное исследование теплообмена свободной конвекцией для гладких ребер прямоугольной формы и ребер, имеющих круглые перфорационные отверстия. При низкой мощности (6 Вт) для случая ребер без перфорации отмечалось снижение температуры потока с 30 до 25 °С, а для случая с перфорированными ребрами температура уменьшалась с 30 до 23,7 °С.

При высокой мощности (220 Вт) наблюдалось существенное снижение температуры: с 250 до 49 °С — для случая сплошных ребер и с 250 до 36 °С — для перфорированных. Это объяснялось возрастанием скорости теплопередачи и коэффициента теплопередачи с увеличением числа перфораций. В статье [21] был проведен анализ интенсификации теплообмена в условиях свободной конвекции при использовании горизонтальных прямоугольных ребер с квадратной перфорацией и выполнено сравнение со случаем гладких ребер. Автор исследовал влияние величины площади ребер с перфорацией на интенсификацию теплообмена. Для конфигурации с определенным размером ребер, интервалом их расположения и наличием на них перфорации была отмечена рекуперация тепла, которая отсутствовала в случае, когда ребра являлись сплошными. Было показано, что с увеличением толщины ребер происходит усиление теплопереноса. В публикации [22] авторы решали задачу турбулентной конвекции вокруг сплошных и продольно-перфорированных ребер с помощью численного моделирования. В качестве рабочей среды использовался воздух, а конвекционный теплоперенос моделировался с помощью уравнений Навье–Стокса и модифицированной k - ε модели турбулентности (RNG k - ε). Аэродинамика и теплообмен для различных конфигураций рассчитывались и обсуждались для чисел Рейнольдса в интервале от $2 \cdot 10^4$ до $3,9 \cdot 10^4$. Из всех видов перфораций ребер круглые перфорации показали самый существенный прирост теплопереноса и самый низкий перепад давления.

Целью настоящей работы является анализ характеристик теплопереноса для нового типа перфорированных ребер. При исследовании турбулентного течения и конвекционного теплопереноса для массива перфорированных ребер предлагаемого типа применяется численное моделирование. Ребра имеют одну продольную перфорацию и 1–3 перфораций в вертикальном направлении с квадратными или круглыми сечениями. Для подтверждения результатов численного моделирования для сплошных ребер авторы использовали известные экспериментальные данные из предыдущих работ. Для изучения перфорированных ребер была создана экспериментальная модель с одной продольной и одной поперечной перфорациями в виде отверстий с круглым сечением. Для неё проводились измерения температуры с использованием системы протарированных термопар. Кроме того, достоверность численной модели для случая перфорированных ребер проверялась путем проведения серии расчетов по этой модели при различных гидродинамических условиях. С целью проведения корректного сравнения основная геометрия и граничные условия выбирались аналогичными описанным в работе [13] и результаты сравнивались по соответствующей тепловой эффективности ребер.

1. Экспериментальная установка

Для проверки численной модели проводился ряд измерений температуры для рабочей модели с перфорированными ребрами, помещенной в аэродинамическую трубу с рабочим участком длиной 220 см и поперечным сечением 46×46 см². Скорость потока воздуха в трубе регулировалась с помощью системы частотного инвертора, как предлагалось в публикации [23]. Температура невозмущенного потока поддерживалась на уровне 28 °С без заметных отклонений для всех проводимых экспериментов.

Для анализа характеристик теплопереноса из алюминия был изготовлен блок с перфорированными ребрами. Этот материал активно используется при производстве устройств для отвода тепла. Тепловые потери на боковых и нижних сторонах блока минимизировались путем размещения теплоизолирующего материала — слоя асбеста толщиной 2 см с теплопроводностью 0,1 Вт/(м·К). Алюминиевый блок с теплоизолирующим материалом были заключены в алюминиевый кожух. Электронный индикатор был снабжен регулятором мощности и оборудован выводом цифрового сигнала с тем, чтобы отслеживать и управлять мощностью, подаваемой в основную поверхность теплообменника. Система управления настраивалась на поддержание постоянной электрической

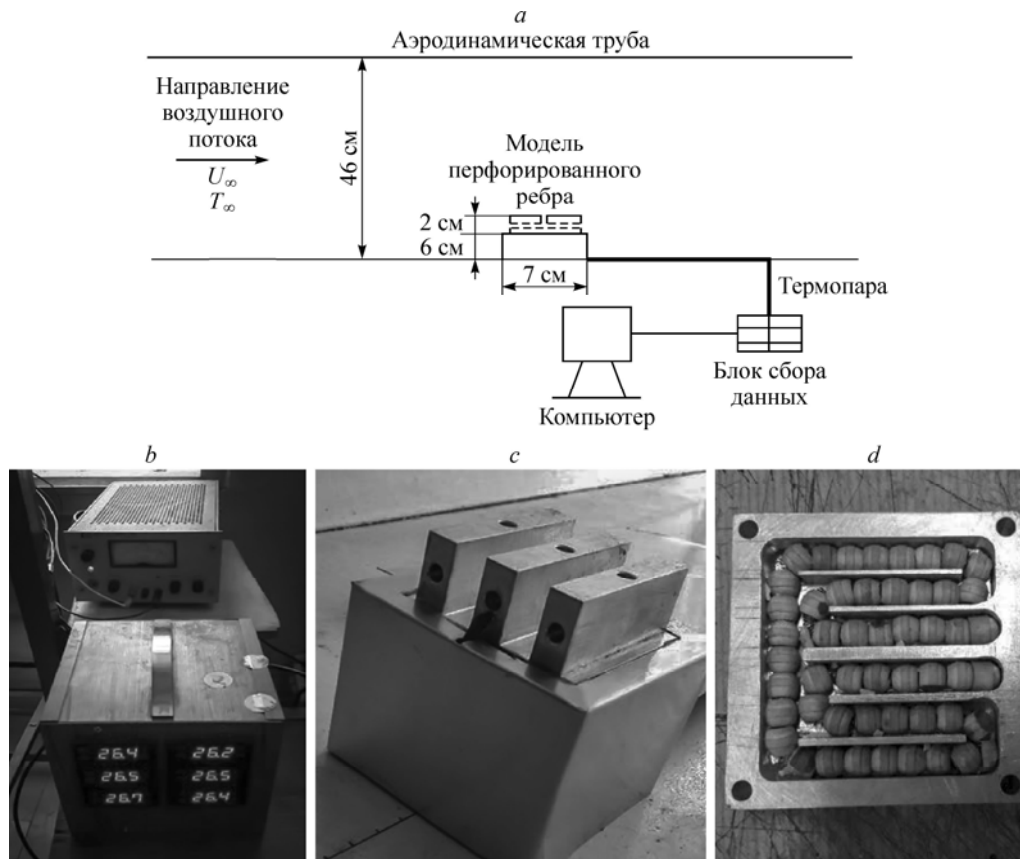


Рис. 1. Схема эксперимента.

a — схема аэродинамической трубы и измерительного устройства, *b* — блок сбора данных, *c* — модель перфорированных ребер в аэродинамической трубе, *d* — расположение нагревателя в основании модели.

мощности на уровне 28 ± 1 Вт. Модель теплообменника устанавливалась горизонтально в аэродинамической трубе (см. рис. 1).

Размеры и расположение ребер изображены на рис. 2. На схеме показано, что модель имеет три перфорированных ребра с одним продольным и одним поперечным отверстиями. Отверстия расположены посередине вертикальной и горизонтальной верхних плоскостей для каждого ребра. Измерение температуры проводилось с помощью шести протарированных термопар К-типа, вмонтированных в мелкие отверстия, просверленные в модели. Точность измерений термопар составляла $0,5$ °С. Способ монтажа термопар выбирался таким образом, чтобы минимизировать возмущения в набегающем потоке при проведении исследований структуры теплопереноса в системе перфорированных ребер. Схема на рис. 2 показывает, что места установки термопар № 1 и 4 находятся под продольным отверстием на обоих торцах ребра, а термопары № 2, 3 и 5, 6 установлены вблизи плоскости опоры на наветренной и подветренной сторонах соответственно.

2. Численный метод

2.1. Основные уравнения и методы решения

Для расчета несжимаемого турбулентного потока применялся метод конечных объемов с применением $k-\varepsilon$ модели, как это было предложено в работе [24]. Численное моделирование распределений температуры вокруг ребер и внутри перфораций проводилось

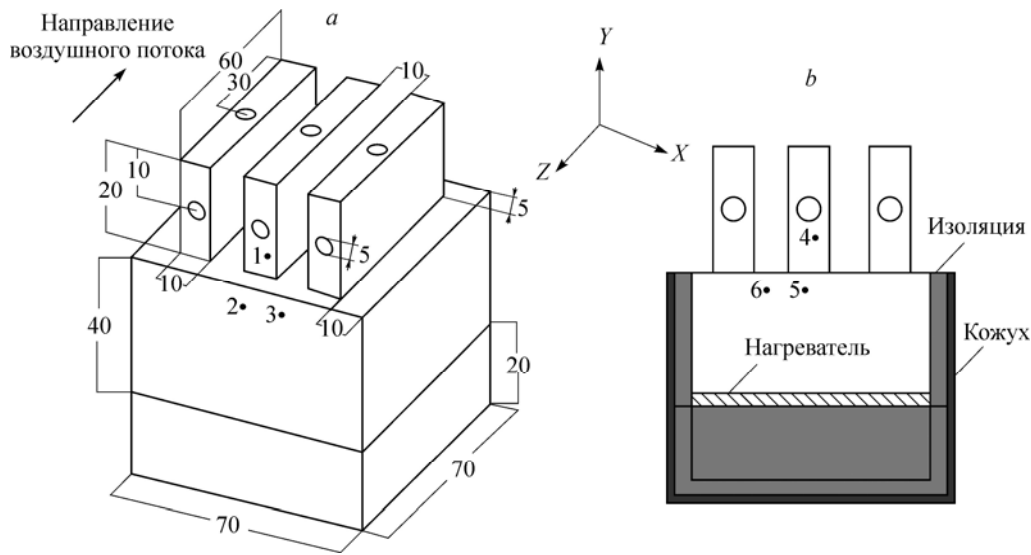


Рис. 2. Расположение перфорированных ребер и размещение термодатчиков.
 а — вид спереди, б — вид сзади; черные кружки — расположение термодатчиков.

путем решения сопряженных уравнений стационарной теплопроводности и конвективного теплопереноса для воздуха. К основным уравнениям относятся уравнения неразрывности, сохранения импульса и энергии, записанные аналогично работе [13]:

$$\partial u_i / \partial X_i = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (\rho u_i u_j - \tau_{ij}) = - \frac{\partial P}{\partial X_i},$$

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial X_k} \delta_{ij}, \quad (2)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu K^2 / \varepsilon,$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial (u_i T)}{\partial X_i} \right) = \frac{\partial}{\partial X_i} \left(\frac{\partial T}{\partial X_i} (k + k_t) \right). \quad (3)$$

Основные уравнения кинетической энергии для турбулентности и диссипации турбулентности записаны как

$$\frac{\partial (\rho u_i K)}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i} \left(\frac{\partial K}{\partial X_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \right) + G_k - Y_k, \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i \varepsilon)}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i} \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial X_i} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \right) + G_\varepsilon - Y_\varepsilon. \quad (5)$$

В модифицированном виде уравнения генерации и диссипации могут быть записаны в виде

$$G_\varepsilon = \rho C_1 S \varepsilon, \quad Y_\varepsilon = \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{K + \sqrt{\nu \varepsilon}}, \quad (6)$$

где

$$C_1 = \max \left(0, 43, \left(\frac{\eta}{\eta + 5} \right) \right), \quad (7)$$

$$\eta = S(K/\varepsilon). \quad (8)$$

Турбулентная вязкость воздуха вычисляется из параметров K и ε по формуле

$$\mu_t = \rho C_\mu K / \varepsilon. \tag{9}$$

В этом уравнении C_μ вычисляется по формуле

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s (kU^* / \varepsilon)}, \tag{10}$$

здесь $A_0 = 4,04$, $U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \Omega_{ij}\Omega_{ij}}$, $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$, $\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ и $A_s = \sqrt{6} \cos \Phi$ при $\Phi = \cos^{-1}(\sqrt{6}W)/3$, $W = (S_{ij}S_{ik}S_{ki}/S^3)$. Константы для модельных уравнений имели значения: $\sigma_\varepsilon = 1,2$, $C_2 = 1,9$.

Результатом численных решений являются поля скоростей и температур потока вокруг перфорированных ребер. Далее осуществляется дискретизация конвективных членов в численном моделировании с помощью противопотоковой схемы второго порядка, а члены уравнения с диффузией записываются по центрально-разностной схеме. Во всех вариантах расчета сходимость достигалась, когда суммарные абсолютные величины нормализованной невязки по неразрывности и дисбалансу энергии были ниже чем 10^{-6} и 10^{-9} соответственно. Для определения числа Нуссельта и эффективности ребра использовались выражения

$$Nu = \bar{h}L/k, \tag{11}$$

$$\text{Effectiveness} = Q_{\text{finned}} / Q_{\text{unfinned}}. \tag{12}$$

2.2. Область моделирования и граничные условия

В настоящей работе использовались ребра с перфорациями, изображенные на рис. 3. Отметим, что при достижении стационарного режима свойства турбулентного потока

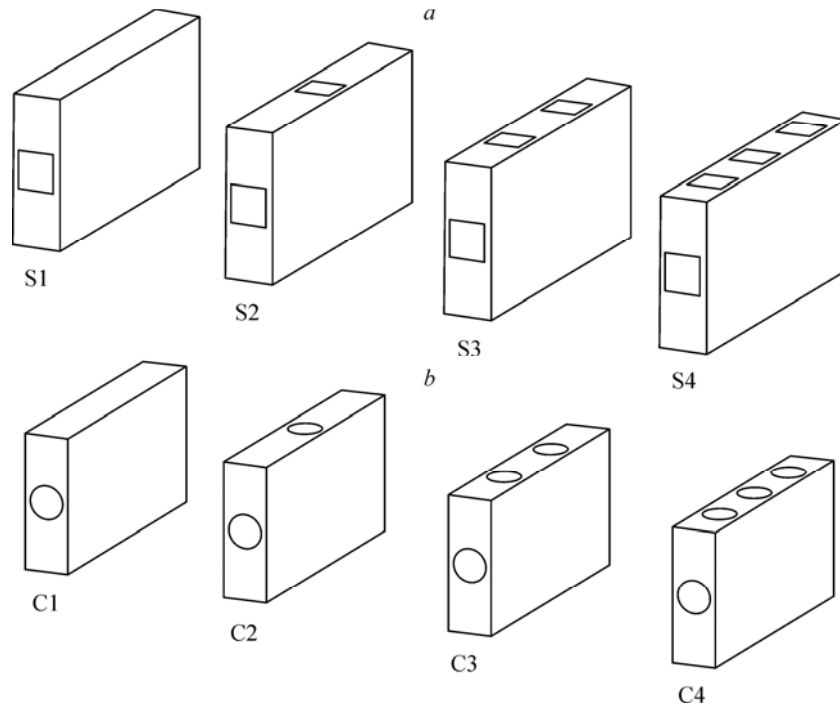


Рис. 3. Различные конфигурации радиаторов, имеющих квадратные (a) и круглые (b) перфорационные отверстия.

воздуха считаются постоянными. Как известно из исследований [13], для рассматриваемой геометрии потери тепла за счет радиационного теплопереноса являются очень низкими, поэтому при моделировании учитывается только конвекционный теплоперенос. Материалом для сплошных ребер послужил алюминий с теплопроводностью 202 Вт/(м·К). Размеры ребра были выбраны такие же, как в экспериментальной работе [13]: длина каждого ребра составляла 24 мм, высота — 12 мм, толщина — 4 мм, шаг между ребрами — 10 мм. Продольное перфорационное отверстие квадратной формы имело сечение 3×3 мм и длину около 24 мм, продольная круглая перфорация имела диаметр 3 мм и длину 24 мм. При таких размерах диаметр круглого перфорационного отверстия совпадает с гидродинамическим диаметром, эквивалентным площади квадратного отверстия, то есть $D_h = 4A/p$, где A и p означают площадь сечения и периметр отверстия. Число Рейнольдса для потока $Re = \rho U_\infty L/\mu$ вычислялось с помощью параметров длины ребра и скорости невозмущенного потока воздуха, в примерах численного моделирования оно изменялось в пределах $2 \cdot 10^4 - 4 \cdot 10^4$. Область численного моделирования представлена на рис. 4. Она ограничена плоскостями входной и выходной скоростей и верхней плоскостью невозмущенного потока; эти плоскости обозначены как $abcd$, $ijkl$ и $bckj$ соответственно. Указанные граничные плоскости должны быть размещены достаточно далеко от поверхностей ребер, с тем чтобы результаты численного моделирования не зависели от их положений. Для реализации такого условия ранее были проведены дополнительные расчеты: были найдены нужные расстояния от системы ребер до границ [21]. Благодаря симметрии в геометрии ребер и в потоке достаточно провести моделирование для одного ребра из массива. Для плоскости $abcd$ (входная граница) были заданы условия однородного и постоянного потока по всем переменным: $u_{in} = u_1$, $v_{in} = w_{in} = 0$ и $T_{in} = T_1$. Такие же условия задавались для плоскости $bckj$, так как она является границей невозмущенного потока. Граничные условия в виде нулевых градиентов по потоку были заданы для плоскости $ijkl$ (выходная граница). Последнее условие обосновано для полностью развитых течений и его можно применять в силу того, что граница на выходе находится достаточно далеко от ребра. Для плоскостей $abji$ и $dckl$ имеет место условие симметрии в направлении оси X ; для этих плоскостей также предполагается, что x -компонента скорости равна нулю. Другие границы являются сплошными стенками и описываются двухслойной моделью [25]. В подобных моделях пристенное затухание имеет характерный масштаб длины, применимый для вычисления коэффициента диссипации турбулентности ε и вихревой вязкости ν_t . При таких условиях безразмерная величина пристенного расстояния $n^+ = nu_\tau/\nu$ для первой точки расчетной сетки вблизи сплошной стены должна быть $n^+ \sim 1$.

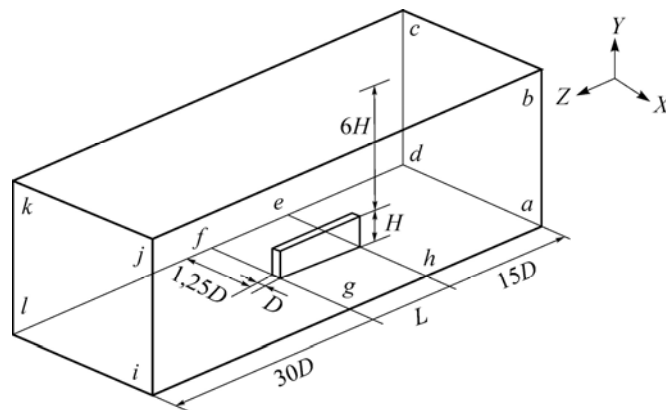


Рис. 4. Расчетная область течения с перфорированным ребром.

Для набегающего пристенного потока задается постоянная температура 298 К и для плоскости основания $efgh$ задается однородная температура 343 К, а для плоскостей $adeh$ и $fgil$ имеет место адиабатическое условие. При этом для радиаторов с квадратными перфорационными отверстиями строится структурированная сетка, а для радиаторов с круглыми перфорационными отверстиями моделирование проводится на неструктурированной сетке. Чтобы отследить особенности процессов внутри и вблизи перфораций, используются более мелкие расчетные сетки.

3. Результаты

В этом разделе представлены результаты численного моделирования для различных вариантов перфорации ребер. Для каждого численного решения требуется проверка независимости результатов моделирования от сетки и достоверность расчетной модели, поэтому в разделе 3.1 приводится тестирование различных сеток, в разделе 3.2 приводится верификация численного решения для случая сплошного ребра и перфорированных ребер. Дополнительные подробности, касающиеся вычислений для различных геометрий и динамических условий, рассматриваются в разделе 3.3.

3.1. Моделирование на вычислительных сетках

Для корректного численного моделирования первым шагом является построение подходящей сетки для расчетной области. Чтобы точно предсказать появление участков с обратным течением, требуется более мелкая сетка вблизи сплошных поверхностей и перфораций. Для получения решения, независимого от размера ячейки вычислительной сетки, было предложено несколько конфигураций сеток. Вначале независимость результатов моделирования от типа сетки проверялась для случая перфорированного ребра с одной продольной перфорацией: для каждого выбранного типа сетки вычислялось среднее число Нуссельта. Полученные средние числа Нуссельта представлены в таблице. Результаты показали независимость моделирования от типа сетки, более того, было обнаружено хорошее их согласование с численными расчетами из публикации [13], где использовалась мелкая сетка с количеством узлов $240 \times 123 \times 54$. Для сетки, выбранной для граничных условий на стенке, величина n^+ для первой точки сетки рядом с твердой границей была меньше чем 2.

3.2. Верификация численного решения

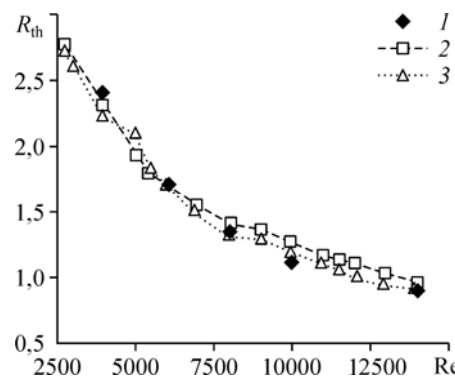
3.2.1 Сплошные ребра

На сегодняшний день авторам неизвестно о существовании экспериментальных или численных данных для случая ребер с пересекающимися перфорациями. В представленном исследовании для проверки численных решений вначале вычисляется число Нуссельта для трехмерного сплошного ребра, затем результат сравнивается с данными ряда измерений в аэродинамической трубе [5], которые проводились для различных массивов ребер. Размеры плоских ребер составляли: длина — 52,8 мм, высота — 10 мм и толщина — 1,5 мм. Расстояние между ребрами в массиве составляло около 5 мм. Сечение

Таблица
Независимость от типа сетки для перфорированных ребер
с одной продольной перфорацией при $Re = 20000$

Количество узлов в расчетной области	Сетка для перфорации	\overline{Nu}
230×105×44	50×10×10	129,4
240×123×54	60×15×15	127,5
225×119×68 [13]	90×18×18	125,6

Рис. 5. Сравнение величин термического сопротивления для сплошных ребер, полученных в результате вычислений и экспериментальным путем.
1 — результаты расчета настоящей работы, 2, 3 — экспериментальные данные работ [5] и [13] соответственно.



рабочего участка аэродинамической трубы равнялось 63×10 мм. Поверхность в основании ребер равномерно нагревалась с мощностью 10 Вт. Для проверки адекватности модели геометрия и гидродинамические условия при моделировании выбирались аналогичными тем, которые были приняты в экспериментах [5]. Результаты сравнивались по величине теплового сопротивления

$$R_{th} = 1/(\bar{h}A_{hs}), \quad (13)$$

где A_{hs} — поверхность теплообмена ребер. Коэффициент теплопереноса, усредненный по поверхности, задается выражением

$$\bar{h} = \frac{Q}{(T_b - T_\infty)A_{hs}}, \quad (14)$$

здесь Q — интенсивность теплопереноса оребренной поверхности. На рис. 5 показано сравнение величин термического сопротивления, полученных в результате настоящих расчетов, с данными экспериментов [5] и [13]. На графике приведено число Рейнольдса, вычисленное по гидравлическому диаметру аэродинамической трубы в качестве характерного размера. Видно, что наблюдается хорошее согласование между представленными результатами моделирования и экспериментальными данными.

3.2.2. Перфорированные ребра

Верификация численной модели для случая перфорированных ребер проводилась по экспериментальным данным. Исходя из этого, вычислительная область создавалась для модели перфорированных ребер, помещенных в аэродинамическую трубу, как описано

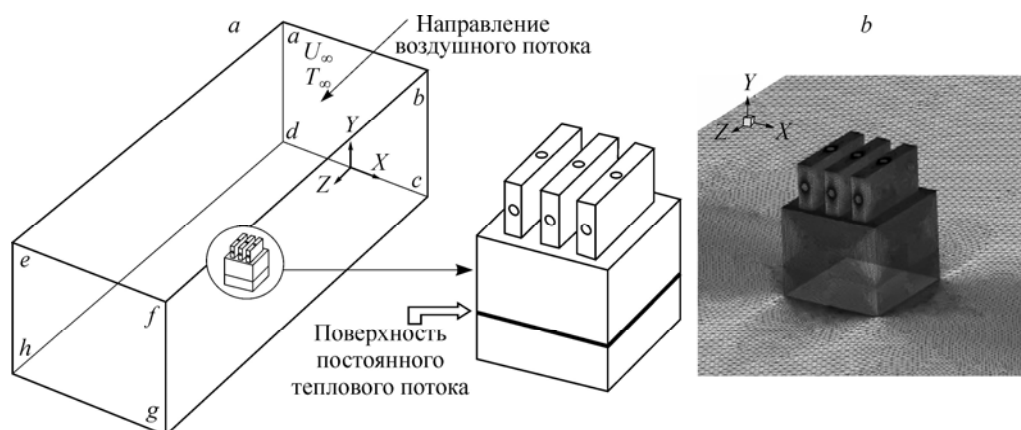


Рис. 6. Вычислительная область для модели перфорированных ребер в аэродинамической трубе (a) и сетка вокруг модели перфорированных ребер (b).

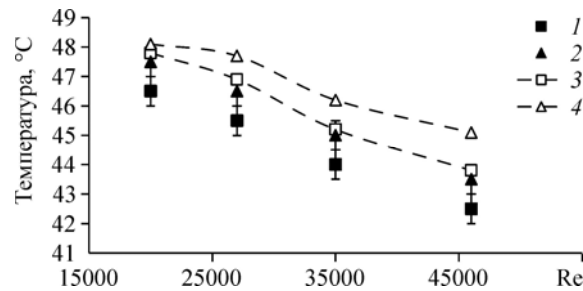


Рис. 7. Сравнение данных численного моделирования и эксперимента для случая измерения температуры термопарами 1 и 4 на рис. 2.

Экспериментальные данные для точки 1 на наветренной стороне (1) и для точки 4 на подветренной стороне (2), результаты расчета для точки 1 на наветренной стороне (3) и для точки 4 на подветренной стороне (4).

в разделе 1. На рис. 6 показаны вычислительная область и структура сетки вокруг перфорированных ребер в аэродинамической трубе. Вычислительная область выбирается аналогичной рабочему участку аэродинамической трубы, а размеры модели показаны на рис. 2. Для входной плоскости *abcd* задано граничное условие постоянной температуры 28 °С. На плоскости *efgh* задается граничное условие нулевого градиента. Все другие плоскости описаны как сплошные стенки с двухслойным граничным условием [25]. Плоскости *fbcg*, *eadh*, *eabf* — это боковые плоскости для модели перфорированных ребер, где заданы адиабатные условия. Для плоскости нагревательного элемента задается условие постоянного теплового потока (см. рис. 6). Результаты расчетов не зависят от сетки, когда ее размер в вычислительной области составляет приблизительно 15000000 ячеек. Вычисленные значения температур в местах расположения термопар сравнивались с результатами измерений в аэродинамической трубе. Алгоритм расчета при моделировании перфорированного ребра соответствовал описанному в разделах 2 и 3. Типичные изменения температуры в указанных местах показаны на рис. 7–9. Аналогично сравнение результатов проведено для других точек, отмеченных на рис. 2. Как видно, расчетная схема хорошо прогнозирует тенденцию изменения температуры — близко к экспериментальным данным. Вместе с тем, моделирование дает завышенные результаты в местах расположения термопар. Максимальное различие между расчетной и измеренной температурами составляет приблизительно 3,5 %, что вполне удовлетворительно для инженерных целей. Различие между рассчитанными и измеренными значениями температур появляется из-за погрешности эксперимента в определении тепловых потерь в основании массива ребер и из-за отсутствия учета в вычислительной модели радиационного теплопереноса. При численном моделировании предполагаются стационарные условия потока, а турбулентность описывается с помощью *k-ε* модели. Однако известно, что турбулентный поток вокруг модели из перфорированных ребер является нестационарным: имеют место флуктуации потока и сход вихрей, которые не учитываются при численном моделировании. Отметим, что для экспериментального определения коэффициента теплоотдачи требуется знать распределение температуры на поверхности ребра, измерения которой провести достаточно сложно. Однако было возможно определить коэффициенты теплоотдачи при различных числах Рейнольдса и провести их сравнение с результатами численного моделирования. Для коэффициента теплоотдачи, осредненного по поверхности, максимальное различие между экспериментальным и вычисленным значениями составляет приблизительно 10 %. Такое различие вполне приемлемо, учитывая 5-процентную погрешность при определении коэффициента теплоотдачи.

3.3. Структура потока и температурные поля

Протестированная численная модель использовалась для расчетов ребер с различными вариантами пересекающихся перфорационных отверстий (см. рис. 3). В этом подразделе дана попытка представить и обсудить картины течения и распределение температуры в окрестности различных моделей перфорированных ребер. Типичные картины линий тока и распределения температуры приведены на рис. 8 и 9 для ребер, имеющих перфорации с круглым и квадратным сечениями (результаты представлены для плоскостей $Y/H = 0,75$ и $X/H = 0,0$). Похожие картины течения наблюдаются для моделей с различными перфорациями, причем имеют место два противовращающихся вихря на подветренной стороне ребер. Напротив, в распределении температуры наблюдается другая тенденция, особенно в направлении потока. Добавление вертикальной перфорации усиливает теплоперенос благодаря температурным градиентам по потоку и в вертикальном направлении в пределах ребра. В частности, на рис. 8g показаны результаты для модели с одним продольным и тремя поперечными перфорационными отверстиями; в окружающем потоке наблюдается более высокая температура, что означает более интенсивный

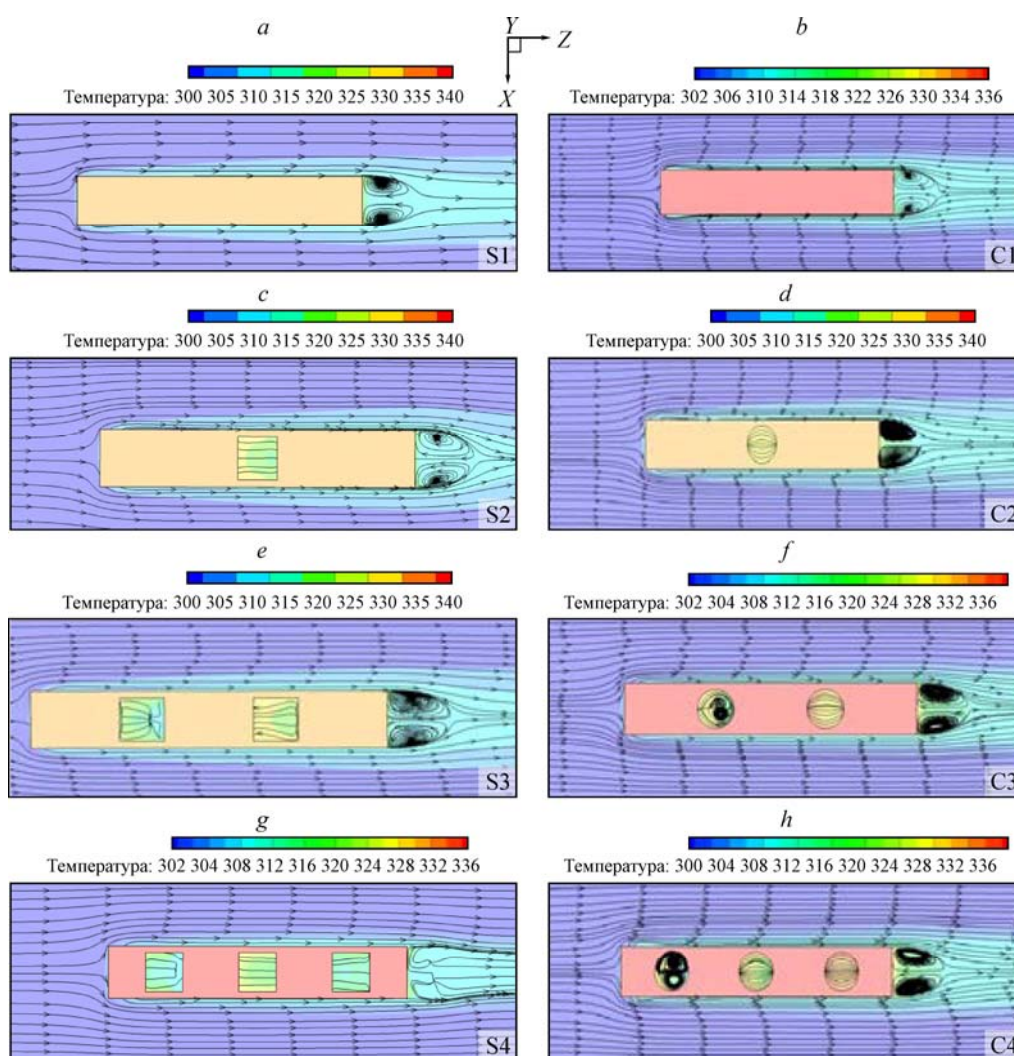


Рис. 8. Линии тока и распределение температуры для перфорированных ребер с квадратными и круглыми сечениями для плоскости $Y/H = 0,75$ при $Re = 2 \cdot 10^4$, $T_\infty = 298$ К, $T_b = 343$ К,

конвективный теплоперенос от ребер к потоку воздуха. Для плоскости $Y/H = 0,5$ за ребрами не наблюдается зоны рециркуляции, и поток направлен вдоль продольного канала. Это одно из преимуществ перфорированных ребер: наблюдается снижение гидродинамического сопротивления по сравнению со сплошными ребрами. Более того, среди различных конфигураций самый эффективный теплоперенос отмечен для ребра с тремя поперечными отверстиями. За ребром на расстоянии $Y/H = 0,75$ можно наблюдать два вихря, что означает формирование зоны рециркуляции за перфорированными ребрами. Другая картина течения и распределения температуры наблюдаются для случая ребра, имеющего три вертикальных канала с квадратным сечением (тип S4). Как видно из рисунка, за ребром зона рециркуляции становится меньше, а температура основания ниже. Для такой геометрии улучшенная тепловая эффективность объясняется интенсивным перемешиванием потока вокруг и внутри перфораций.

На рис. 9 показаны структура потока и распределения температуры для поперечной плоскости симметрии при $X/H = 0$. В этой плоскости поток имеет сложную структуру: здесь присутствует несколько вихрей вокруг ребер и внутри каналов. Также на рисунке видно формирование отдельных зон возвратного течения за ребром. Кроме того,

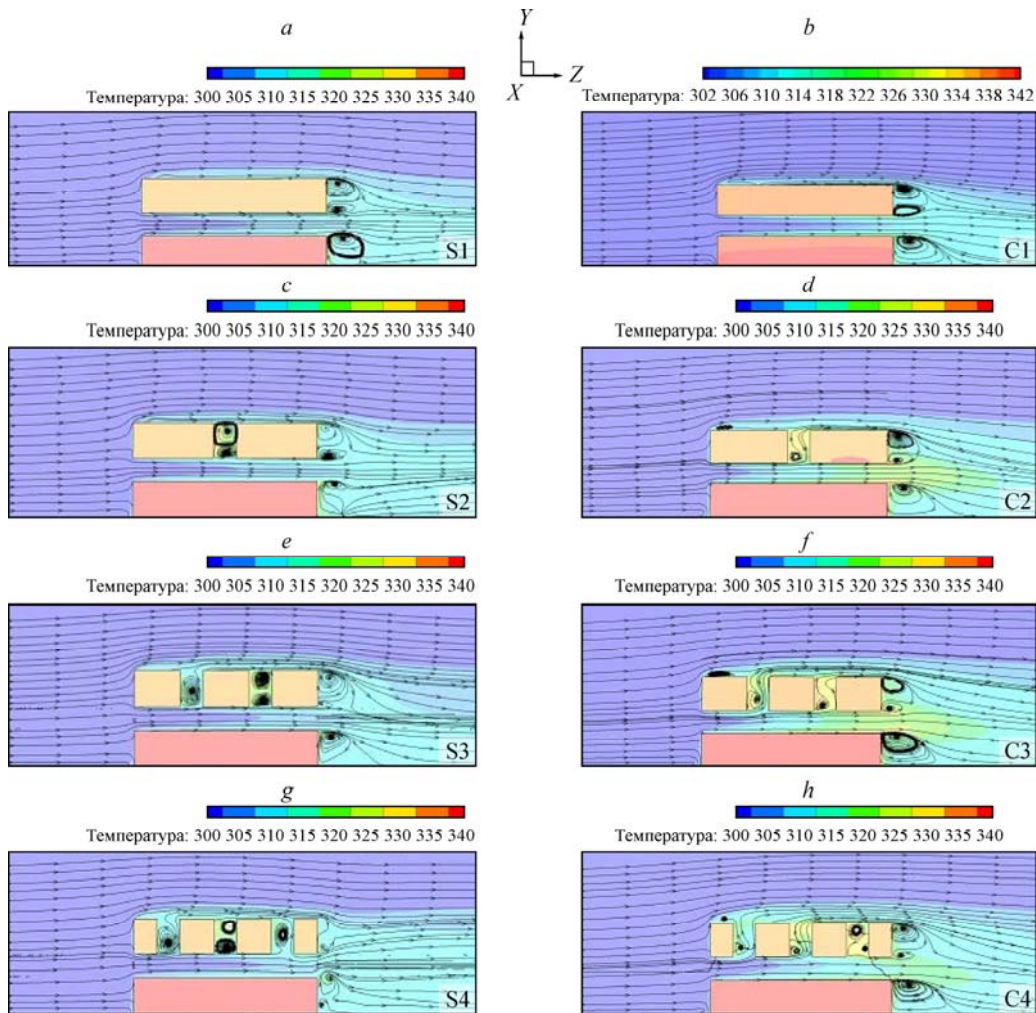


Рис. 9. Линии тока и распределение температуры для перфорированных ребер с квадратными и круглыми сечениями для плоскости $X/H = 0$ при $Re = 2 \cdot 10^4$, $T_\infty = 298$ K, $T_b = 343$ K.

наблюдаются малые вихри над вершинами ребер, что является показателем хорошего разрешения вычислительной сетки в этой области. Эти вихри образуются вследствие отрыва течения с верхнего края ребра. Схожая картина вихреобразования наблюдается на подветренной стороне ребра для круглых перфораций, тогда как для квадратных перфораций появляются различия при изменении их числа, что приводит к отличиям по перепаду давления и сопротивлению. Сравнение фрагментов рис. 9 показывает, что в случае варианта с тремя поперечными перфорациями на ребре образуется очень небольшая зона возвратного течения на подветренной стороне ребра, вследствие чего уменьшается полный коэффициент сопротивления. При увеличении числа поперечных каналов внутри ребра температура стенок верхней и нижней областей ребра начинает выравниваться, и происходит более интенсивное перемешивание воздуха в поперечном направлении. Кроме того, картина течения для вертикальных каналов отличается в случаях квадратных и круглых отверстий. В случае круглых каналов поток генерирует небольшие вихри, поэтому основная часть набегающего потока проходит по каналам, в отличие от случая канала квадратного сечения.

3.4. Теплообмен и эффективность

Распределение среднего числа Нуссельта для ребер с различными вариантами расположения квадратных и круглых перфораций показано на рис. 10. Также здесь представлено сравнение результатов настоящей работы для ребер с одной и двумя перфорациями в продольном направлении с аналогичными данными работы [13]. Данные на рис. 10а демонстрируют более высокий уровень теплоотдачи для рассматриваемого в данном исследовании типа перфораций. Экспериментальные результаты [13] продемонстрировали более низкое число Нуссельта для ребер с двумя или тремя перфорациями по сравнению с вариантами сплошного ребра или ребра с одной продольной перфорацией при одинаковом числе Рейнольдса. Однако максимальная интенсификация теплообмена достигается для представленной схемы перфораций. Результаты показывают 30-процентное увеличение числа Нуссельта для перфорированного (облегченного) ребра типа S3 по сравнению с перфорированным ребром типа S1. Таким образом, предложенная

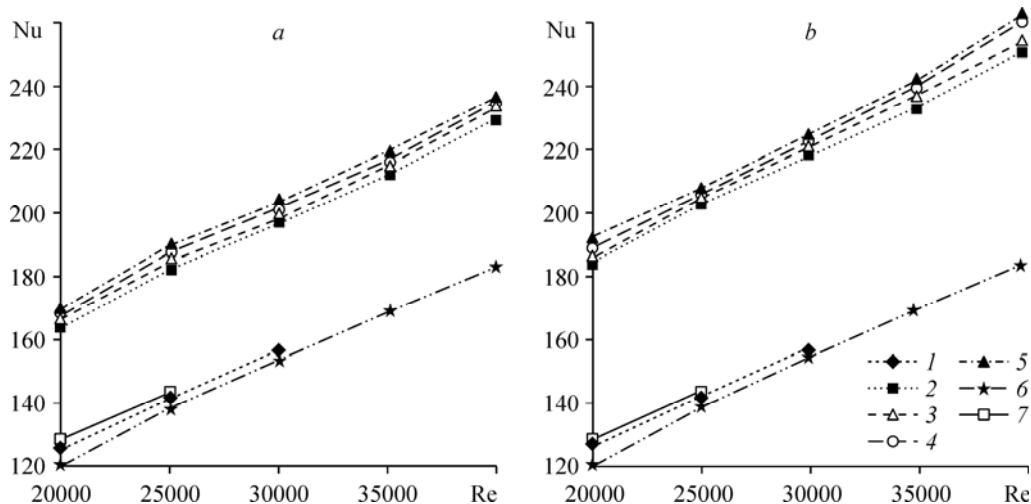


Рис. 10. Изменение среднего числа Нуссельта для ребер с квадратной (а) и круглой (б) перфорациями.

- а: ребро с одной перфорацией [13] (1), ребра с перфорациями типа S1 (2), S2 (3), S3 (4), S4 (5) (см. рис. 3), ребро с двумя перфорациями [13] (6), сплошное ребро [13] (7);
 б: ребро с одной перфорацией [13] (1), ребра с перфорациями типа C1 (2), C2 (3), C3 (4), C4 (5) (см. рис. 3), ребро с двумя перфорациями [13] (6), сплошное ребро [13] (7).

в представленной работе конфигурация ребер является предпочтительной по сравнению с вариантами, рассмотренными в работе [13].

Рисунок 10*b* показывает, что наличие поперечных перфораций с квадратным сечением, рассматриваемых в настоящей работе, дает заметное увеличение числа Нуссельта по сравнению со сплошными или перфорированными ребрами, исследованными в работе [13]. С помощью перфораций круглого сечения было получено увеличение числа Нуссельта на 40 % при $Re = 30000$, что хорошо способствует отводу тепла от нагретых поверхностей.

Среднее число Нуссельта, полученное по результатам численного моделирования, можно выразить в виде следующих корреляций:

$$\frac{\overline{Nu}_{PF}}{\overline{Nu}_{SF}} = 0,000225 Re^{2,41\varphi} + 1,016, \quad R^2 = 0,94 \quad (\text{для квадратных сечений}),$$

$$\frac{\overline{Nu}_{PF}}{\overline{Nu}_{SF}} = 0,000681 Re^{3,44\varphi} + 1,017, \quad R^2 = 0,9 \quad (\text{для круглых сечений}), \quad (15)$$

$$\varphi = V_{\text{void}}/V, \quad 20000 < Re < 40000,$$

здесь нижний индекс PF означает перфорированное ребро (perforated fin), а индекс SF относится к сплошному ребру (solid fin). Для приведенных формул число Рейнольдса вычислялось по длине ребра, а величина φ означает пористость ребра.

Для более точного количественного сравнения на рис. 11*a* приведен лучший вариант, полученный в результате настоящего моделирования для рассмотренных конфигураций ребер с высоким числом Нуссельта, и результаты работ [13] и [22]. Отметим, что в работе [13] проводился анализ ребер с продольными перфорациями квадратной формы, а в исследовании [22] изучались ребра с боковыми перфорациями. При сопоставлении кривых на рис. 11*a*, отображающих средние числа Нуссельта, видно, что конфигурация с пересекающимися перфорационными отверстиями, предложенная в данной работе, демонстрирует максимальный уровень теплоотдачи. Причем из рассмотренных пересекающихся перфораций вариант с круглыми перфорациями оказывается предпочтительным. Причина усиления теплопереноса заключается в конфигурации каналов, обеспечивающей продольные и поперечные градиенты температуры внутри ребра, как показано на рис. 8–9.

Эффективность ребра является другим важным параметром при оценке результативности теплопереноса с развитой поверхности. Она определяется как отношение интенсивности теплопереноса с оребренной поверхности к интенсивности теплопереноса, с поверхности без ребер (см. уравнение (12)). Сравнение различных конфигураций ребер по этой характеристике показано на рис. 11*b*. Видно, что эффективность теплопереноса, рассчитанная для рассматриваемого в настоящей работе типа ребер, сравнима с эффективностью ребер других геометрий, в том числе с самой высокой эффективностью, представленной в работе [13] для ребер с продольной перфорацией. Очевидно, для того, чтобы конструкторская разработка была рациональной, величина эффективности должна быть как можно больше. Вместе с тем, для большинства инженерных приложений принято использовать ребра с эффективностью $\varepsilon > 2$ [26].

Другим важным параметром при работе с оребренными поверхностями является полное гидродинамическое сопротивление. Оно определяет падение давления в потоке и тем самым задает требования к входной мощности для вентилятора или аналогичных устройств. На рис. 11*c* представлено сравнение коэффициентов сопротивления для рассматриваемой конфигурации ребра и ребер, исследованных в работе [13]. Полный коэффициент сопротивления задается формулой $C_D = \frac{F_D}{\rho U_\infty^2 A / 2}$. Оно определяется двумя

компонентами: сопротивлением трения, которое возникает из-за пристенного напряжения в потоке, а также профильным сопротивлением, которое связано с разницей давления

в направлении потока (вычисляется согласно формуле, приведенной в исследовании [13]). Можно утверждать, что максимальная разница между вычисленными коэффициентами трения для ребер с круглыми и квадратными перфорациями составляет около 12 %.

По результатам моделирования, приведенным в настоящей работе, для конфигураций ребер с круглыми и квадратными перфорациями получены наилучшие гидродинамические характеристики (то есть низкий коэффициент сопротивления), что видно на рис. 11с. Из этих данных следует, что у рассмотренных перфорированных ребер коэффициент сопротивления ниже, чем у сплошного ребра. Кроме того, исследуемые в данной статье ребра с пересекающимися перфорациями имеют коэффициент сопротивления даже ниже, чем перфорированные ребра с конфигурацией, рассмотренной ранее [13].

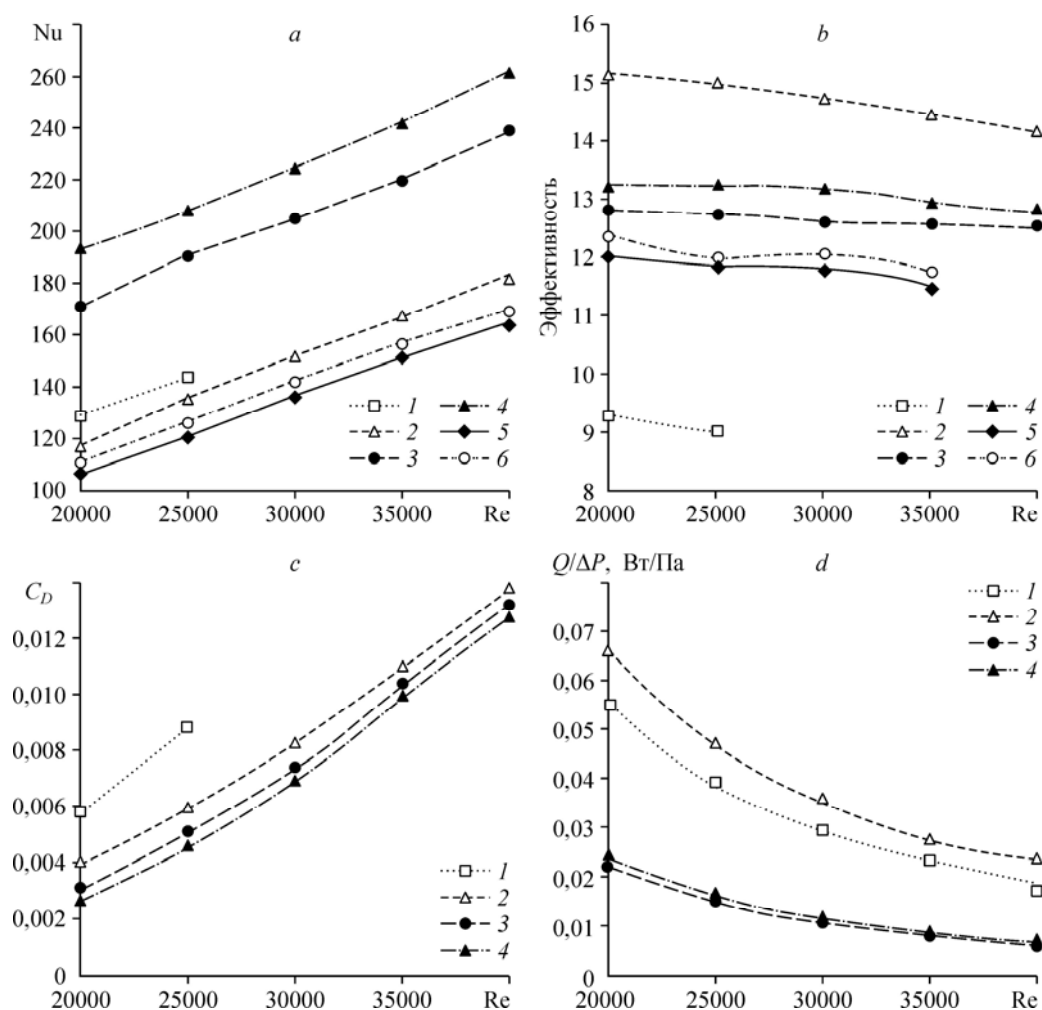


Рис. 11. Сравнение результатов настоящей работы с данными предыдущих исследований по среднему числу Нуссельта (а), эффективности ребер (b), полному сопротивлению вдоль ребра (с) и теплогидравлической эффективности ребра (d).

a, b: сплошное ребро [13] (1), ребро с квадратной перфорацией [13] (2), данные настоящего исследования для ребер с перфорациями типа S4 (3) и C4 (4), данные работы [22] для ребер с круглой (5) и квадратной (6) перфорациями; c: сплошное ребро [13] (1), ребро с тремя продольными перфорациями [13] (2), данные настоящего исследования для ребер с перфорациями типа S4 (3) и C4 (4); d: данные настоящего исследования для ребер с перфорациями типа S4 (1) и C4 (2), расчет из работы [22] для ребер с квадратной (3) и круглой (4) перфорациями.

Можно сделать вывод, что представленная конфигурация с пересекающимися каналами и с низким коэффициентом сопротивления является лучшим выбором среди различных вариантов перфораций. При проектировании радиатора важны как тепловая, так и гидродинамическая эффективность. Применение более тонких ребер (т.е. размещение большего количества ребер на единицу площади) увеличивает перепад давления и требования к мощности по прокачке хладагента. С другой стороны, увеличивается и эффективная площадь теплообмена. Во многих промышленных задачах с разрешенным рабочим интервалом температур важна величина « hA ». В настоящей работе показано, что существует оптимальный интервал, который обеспечивает максимальную величину « hA ». Отметим, что данное исследование проведено для конкретных размеров и форм перфорации. Хотя небольшие изменения не оказывают существенного влияния на эффективность ребер, дальнейшее изменение числа перфораций, их размера или формы может оказать такое воздействие. Однако использование большего числа перфорационных отверстий нецелесообразно, поскольку тепловые характеристики радиатора могут значительно ухудшиться вследствие уменьшения площади теплообмена ребра за счет перфораций [27].

Для более полного сравнения общей эффективности системы ребер на рис. 11d показано отношение теплообмена к полному перепаду давления. В исследовании [22] данные для этого графика рассчитывались по коэффициенту давления и плотности теплового потока для перфорированных ребер. Согласно кривым, изображенным на рис. 11d, лучшая теплогидравлическая эффективность достигалась для варианта с пересекающимися перфорациями, предложенного авторами, нежели чем для простых продольных перфораций, протестированных в работе [22]. Отметим, что в работе [13] оценка теплогидравлической эффективности не проводилась, поэтому соответствующие данные на этом рисунке отсутствуют.

Выводы

В статье представлены результаты эксперимента и численного моделирования турбулентного конвективного теплопереноса для перфорированных ребер с пересекающимися перфорационными каналами. С помощью расчета по верифицированной численной модели, экспериментальных данных и результатов предыдущих исследований были проанализированы характеристики теплообмена для нескольких новых конфигураций ребер с пересекающимися перфорациями круглого и квадратного сечения. Кроме того, полученные данные по перепаду давления и общему коэффициенту сопротивления для оптимальной конфигурации ребер сравнивались с результатами предыдущих исследований. Показано, что представленные ребра с пересекающимися перфорациями эффективнее, чем ранее рассмотренные конфигурации, как с точки зрения эффективности теплопереноса, так и с точки зрения уменьшения перепада давления. Приведем основные результаты настоящего исследования.

1. Применение ребер с пересекающимися перфорациями усиливает конвективный теплоотвод от нагретой поверхности.

2. При увеличении числа Рейнольдса среднее число Нуссельта для пересекающихся перфораций круглого сечения становится больше, чем для аналогичных перфораций с квадратным сечением.

3. Среди всех протестированных ребер конфигурация с одним продольным и тремя круглыми перфорационными отверстиями является оптимальной по тепловым характеристикам и наименьшему перепаду давления.

4. Описанные ребра с пересекающейся геометрией перфораций более предпочтительны, чем ребра с продольными каналами.

5. Существенная экономия по массе ребер (на 30 %) и высокая скорость теплоотвода делает предложенный вариант перфорированных ребер лучшим выбором для охлаждения нагретых поверхностей.

Список обозначений

A — площадь поверхности теплообмена, м ² ,	p — периметр, м,
C_D — коэффициент трения,	P — давление, Па,
D — толщина ребра, м,	Q — энергия теплопередачи, Вт,
D_h — гидравлический диаметр, м,	Re — число Рейнольдса,
F_D — общее сопротивление, Н,	R_{th} — тепловое сопротивление, К/Вт,
h — коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К),	S_{ij} — компоненты тензора скорости деформации,
H — высота ребра, м,	1/с,
k — теплопроводность, Вт/(м·К),	T_b — температура радиатора, К,
K — кинетическая энергия турбулентного	T_∞ — температура невозмущенного потока, К,
потока, м ² /с ² ,	u — компонента скорости, м/с,
L — длина ребра, м,	V — объем, м ³ .
Nu — число Нуссельта,	

Греческие символы

ε — скорость диссипации турбулентности, м ² /с ³ ,	τ — тензор напряжения, Па,
μ — динамическая вязкость, Па·с,	Ω — тензор завихренности, 1/с,
ρ — плотность воздуха, кг/м ³ ,	φ — пористость ребра.

Индексы

hs — радиатор тепла,	PF — перфорированное ребро,
t — турбулентность,	SF — сплошное ребро.
th — тепловой,	

Список литературы

1. Venkatarathnam G., Sarangi G. Matrix heat exchangers and their application in cryogenic systems // Cryogenics. 1990. Vol. 30. P. 907–918.
2. Diani A., Mancin S., Zilio C., Rossetto L. An assessment on air forced convection on extended surfaces: experimental results and numerical modeling // Int. J. Thermal Sci. 2013. Vol. 67. P. 120–134.
3. Dorignac E., Vullierme J.J., Broussely M., Foulon C., Mokkadem M. Experimental heat transfer on the windward surface of a perforated flat plate // Int. J. Thermal Sci. 2005. Vol. 44. P. 885–893.
4. El-Sayed S.A., Mohamed S.M., Abdel-latif A.A., Abouda A.E. Experimental study of heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin array located in different orientations in fluid flow // Experimental Thermal and Fluid Sci. 2004. Vol. 29. P. 113–128.
5. Jonsson H., Moshfegh B. Modeling of the thermal and hydraulic performance of plate fin, strip fin, and pin fin heat sinks — influence of flow by pass // IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies. 2001. Vol. 24, No. 2. P. 142–149.
6. Jonsson H., Moshfegh B. Influence of fin spacing, fin thickness, and inlet velocity on the performance of plate fin heat sinks under varying bypass conditions using CFD // Int. J. Heat Exchangers. 2000. Vol. 1. P. 177–196.
7. Sahin B., Demir A., Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins // Applied Thermal Engng. 2008. Vol. 28, No. 5. P. 621–632.
8. Sparrow E.M., Baliga B.R., Patankar S.V. Forced convection heat transfer from a shrouded fin array with and without tip clearance // J. Heat Transfer. 1978. Vol. 100, No. 4. P. 572–579.
9. Sparrow E.M., Carranco M. Heat transfer coefficients for the upstream face of a perforated plate positioned normal to an oncoming flow // Int. J. Heat Mass Transfer. 1982. Vol. 25, No. 1. P. 127–135.
10. Wu H.H. A practical plate-fin heat sink model // Applied Thermal Engng. 2011. Vol. 31, No. 5. P. 984–992.
11. Sara O.N., Pekdemir T., Yapichi S., Ersahan H. Thermal performance analysis for solid and perforated blocks attached on a flat surface in duct flow // Energy Conversion and Management. 2000. Vol. 41, No. 10. P. 1019–1028.
12. Yu X., Feng J., Feng Q., Wang Q. Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink // Applied Thermal Engng. 2005. Vol. 25, No. 2. P. 173–182.
13. Shaeri M.R., Yaghoubi M. Numerical analysis of turbulent convection heat transfer from an array of perforated fins // Int. J. Heat and Fluid Flow. 2009. Vol. 30, No. 2. P. 218–228.
14. Yaghoubi M., Shaeri M.R., Jafarpur K. Three-dimensional numerical laminar convection heat transfer around lateral perforated fins // Computational Thermal Sci.: An Int. J. 2009. Vol. 1, No. 3. P. 323–340.
15. Shaeri M.R., Yaghoubi M. Thermal enhancement from heat sinks by using perforated fins // Energy Conversion and Management. 2009. Vol. 50. P. 1264–1270.
16. Shaeri M.R., Yaghoubi M., Jafarpur K. Heat transfer analysis of lateral perforated fin heat sinks // Applied Energy. 2009. Vol. 86. P. 2019–2029.

17. **Shaeri M.R., Jen T.** The effects of perforation sizes on laminar heat transfer characteristics of an array of perforated fins // *Energy Conversion and Management*. 2012. Vol. 64. P. 328–334.
18. **Chin S.B., Foo J.J., Lai Y.L., Yong T.K.** Forced convective heat transfer enhancement with perforated pin fins // *Heat Mass Transfer*. 2013. Vol. 40. P. 1447–1458.
19. **Dhumne A.B., Farkade H.S.** Heat transfer analysis of cylindrical perforated fins in staggered arrangement // *Int. J. Innovative Technology and Exploring Engng*. 2013. Vol. 2, No. 5. P. 225–230.
20. **Al-Doori A.R.** Enhancement of natural convection heat transfer from rectangular fins by circular perforations // *Int. J. Automotive and Mechanical Engng*. 2011. Vol. 4. P. 428–436.
21. **Al-Essa A.H.M.** Augmentation of fin natural convection heat dissipation by square perforations // *J. Mechanical Engng and Automation*. 2002. Vol. 2. P. 1–5.
22. **Ismail M.D.** Numerical investigation of turbulent heat convection from solid and longitudinally perforated rectangular fins // *Procedia Engng*. 2013. Vol. 56. P. 497–502.
23. **Tavakol M.M., Yaghoubi M., Masoudi Motlagh M.** Air flow aerodynamic on a wall mounted hemisphere for various turbulent boundary layers // *Experimental Thermal and Fluid Sci*. 2010. Vol. 34, No. 5. P. 538–553.
24. **Shih T.H., Liou W.W., Shabbir A., Zhu J.** A new $k-\varepsilon$ eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows // *Computers and Fluids*. 1995. Vol. 24, No. 3. P. 227–238.
25. **Chen H.C., Patel V.C.** Near-wall turbulence models for complex flows including separation // *AIAA J*. 1988. Vol. 26. P. 641–648.
26. **Incropera F.P., Dewitt D.P.** *Introduction to Heat Transfer*. N.Y.: John Wiley & Sons, 1996. 801 p.
27. **Shaeri M.R., Bonner R.** Laminar forced convection heat transfer from laterally perforated-finned heat sinks // *Applied Thermal Engng*. 2017. Vol. 116. P. 406–418.

*Статья поступила в редакцию 22 июня 2017 г.,
после переработки — 31 ноября 2017 г.,
принята к публикации 23 марта 2018 г.*