

УДК 536.24

Влияние вращения на вынужденное турбулентное течение и теплообмен в оребренном П-образном канале*

В.В. Рис, А.М. Левченя, С.А. Галаев, И.А. Игнатьев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

E-mail: vvris@yandex.ru

Представлены методика и результаты численного моделирования турбулентного течения и теплообмена воздуха в П-образном канале квадратного сечения с прямыми участками, оребренными на двух противоположных сторонах. Для течения с числом Рейнольдса $6 \cdot 10^4$ и числом Прандтля 2,5 методика численного решения валидирована путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных о локальной тепломассоотдаче в геометрически идентичных П-образных каналах с ребрами, наклоненными к оси канала на 45 и 60 градусов. Для одного из этих каналов с углом наклона ребер 45° при том же значении числа Рейнольдса и значении числа Прандтля 0,71 выполнен расчет течения и теплообмена в неподвижном состоянии и при вращении со значениями параметра вращения 0,1 и 0,25. Ось вращения располагалась перпендикулярно оси канала и параллельно плоскости изгиба канала. Данные расчета в изогнутом канале сопоставлены с данными расчета для полностью развитого (периодического) течения и теплообмена в прямом оребренном канале. Показано, что в П-образном канале эффекты вращения положительно влияют на увеличение теплоотдачи.

Ключевые слова: П-образный канал, оребренная стенка, турбулентное течение, теплообмен, численное моделирование, эффекты вращения.

Введение

Сопловые и рабочие лопатки первых ступеней газовых турбин работают в условиях, когда температура газа, поступающего из камеры сгорания, значительно выше точки плавления жаропрочной стали. Необходимая таким лопаткам внутренняя система конвективного охлаждения состоит из ряда взаимосвязанных каналов, через которые отбираемый из компрессора воздух течет преимущественно вдоль пера лопатки, меняя направление в крутоизогнутых П-образных коленах. В экспериментальных и расчетных исследованиях форму поперечного сечения каналов считают на всем протяжении постоянной, близкой к прямоугольной, в том числе квадратной. Для интенсификации теплообмена в каналах применяются различные способы изменения формы поверхности горячих стенок, из которых наибольшее распространение получило оребрение [1, 2]. В монографии [1]

* Работа выполнена с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (www.spbstu.ru) и при поддержке гранта РНФ № 23-29-00094.

отмечалось, что в результате ряда экспериментальных исследований, в числе которых наилучшим образом документировано исследование, описанное в работе [3], были определены следующие рациональные характеристики оребрения: ребра должны быть наклонены относительно оси канала на угол в диапазоне 45–60 градусов, они должны иметь поперечное сечение, близкое к квадратному, и не загромождать сечение канала больше чем на 20 %, шаг между ребрами должен быть близким к десятикратной высоте ребра. В результате получается проточная часть, которая обеспечивает периодическую генерацию вихрей на оребренной поверхности и общую достаточно сильную закрутку потока.

Режимы течения сжатого воздуха в охлаждающих каналах лопаток являются турбулентными при числах Рейнольдса $Re = U_b H / \nu = 10^4 \div 10^5$ (U_b — среднерасходная скорость, H — размер поперечного сечения). Для каналов, расположенных внутри рабочих лопаток, течение и теплообмен находятся под сильным влиянием вращения ротора, если значения параметра вращения $K = \omega H / U_b$ (ω — угловая скорость) лежат в диапазоне $0,1 \div 0,3$. Эффекты вращения в дополнение к эффектам закрутки потока ребрами делают аэродинамические параметры и характеристики теплообмена во вращающихся оребренных крутоизогнутых П-образных каналах весьма специфическими.

Безусловно, на протяжении длительной истории исследований течений и теплообмена в каналах, моделирующих петлевые проточные части конвективных систем внутреннего охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин, выполнено достаточное число работ экспериментального, расчетно-экспериментального и расчетного характера. При этом результаты этих работ в подавляющем большинстве относятся к локальной и интегральной теплоотдаче, сопоставляемой обычно с теплоотдачей в гладком прямом канале того же сечения. Однако расчетно-экспериментальные работы, относящиеся к неподвижным и вращающимся П-образным каналам с наклонным оребрением, как правило, содержат информацию либо о результатах экспериментального и численного моделирования, выполненного в рамках одного проекта, либо информацию о сравнении результатов численного моделирования, сопоставляемого с выполненными ввне экспериментальными исследованиями по значениям интегральных параметров. Данных о сопоставлении локальной экспериментально определенной теплоотдачи, с теплоотдачей, полученной независимо путем численного моделирования, авторами не обнаружено.

В силу вышеизложенного представленные результаты исследования влияния вращения на турбулентное вынужденное течение и теплообмен в крутоизогнутом П-образном канале опираются на результаты валидации численного метода, полученные авторами путем сопоставления с хорошо документированными и постоянно привлекающими внимание исследователей данными измерения локальной массоотдачи [3] в неподвижном канале с аналогичной геометрией. Отметим, что авторами работы [3] был выполнен и опубликован весьма широкий круг родственных расчетно-экспериментальных исследований, однако ни у этих авторов, ни у других исследователей не найдено примеров валидации методик численного моделирования по содержащимся в работе [3] экспериментальным данным.

С целью достижения большей определенности при идентификации эффектов вращения задача с вращением решалась в двух постановках, а именно: идеализированной для строго периодического течения и теплообмена (как бы в прямом оребренном канале бесконечной длины) и в П-образном канале с двумя прямыми оребренными участками конечной длины. Сопоставление результатов решения обеих задач позволило на данном этапе с достаточной определенностью очертить особенности воздействия эффектов вращения на течение и теплообмен.

1. Методические аспекты

1.1. Постановка и метод решения валидационной задачи

В представленной работе, как и в экспериментальном исследовании [3], моделировалось турбулентное течение воздуха в трехходовом канале квадратного ($H \times H$) сечения, показанном на рис. 1а. Рабочий участок представляет собой П-образный канал с оребренными прямыми участками, при этом третий ход канала неоребрен. Разделительные стенки между прямыми участками имеют толщину $0,25H$, радиусы скругления разделительных стенок на повороте составляют $0,125H$. Узкие сечения в обоих коленах имеют площадь $H \times 0,875H$. Остальные размеры канала можно найти на рис. 1а. В соответствии с этим рисунком на верхней и нижней стенках прямых каналов рабочего участка установлены с шагом $P = 0,63H$ параллельные прямые ребра квадратного ($e \times e$) сечения (где $e = 0,063H = 0,1P$). Для моделирования было выбрано два экспериментально исследованных варианта оребрения, обозначаемых далее V45 и V60, с углами наклона ребер относительно продольного направления 45° и 60° соответственно.

На рис. 1б, следуя [3], используются следующие обозначения: 1 O.W. и 1 I.W. — внешняя и внутренняя гладкие стенки первого (входного) прямого участка, 2 O.W. и 2 I.W. — внешняя и внутренняя гладкие стенки второго прямого участка. Измерения локальных параметров проводились в отдельных точках на линиях, обозначенных на рисунке как I.L. (внутренняя линия), C.L. (центральная линия), O.L. (внешняя линия). Линии находились на оребренных стенках, лежащих в одной плоскости, и на всех гладких стенках. Участок измерений в первом прямом оребренном канале располагался между сечениями $Y/H = 8$ и $Y/H = 12$, а во втором оребренном канале — между сечениями $Y/H = 14$ и $Y/H = 18$. Теплоотдача также измерялась на повороте, между сечениями $Y/H = 12$ и $Y/H = 14$.

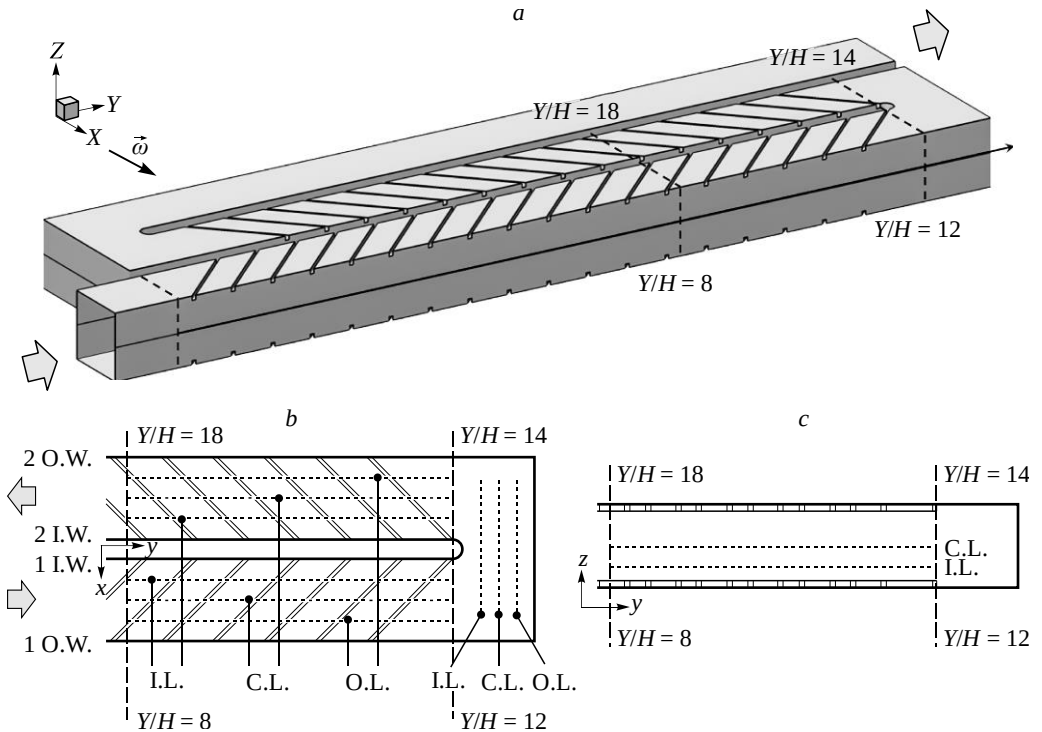


Рис. 1. Схемы проточной части канала (а) и мест измерения локальной массоотдачи в эксперименте [3] (б).

В ходе подготовки эксперимента на стенки канала, за исключением поверхностей ребер, наносился тонкий слой нафталина, который в течение тридцатиминутного обдува сублимировался потоком воздуха с температурой 21 °С. Последующее измерение толщины оставшегося слоя нафталина в точках, расположенных вдоль пунктирных линий на рис. 1б, позволило с аппаратурной точностью 10^{-4} мм определить локальные значения коэффициента массоотдачи $\beta = \dot{m}/(\rho_w - \rho_b)$, где $\dot{m}$ — локальная плотность секундного потока массы, $(\rho_w - \rho_b)$ — разность плотностей паров нафталина на стенке и средне-массовой, и, соответственно, локального числа Шервуда $Sh = \beta H/D$ (здесь D — коэффициент молекулярной диффузии). Число Шмидта ($Sc = \nu/D$) при уносе нафталина в поток воздуха принималось равным 2,5 [4]. Неопределенность полученных значений коэффициента массоотдачи оценивалась в эксперименте величиной 8 %. Основываясь на аналогии между конвективной тепло- и массоотдачей, численно моделировался теплообмен при граничном условии первого рода на тех стенках, которые в эксперименте были покрыты нафталеном. Полученные в расчетах локальные значения числа Нуссельта $Nu = \alpha H/\lambda$ (где $\alpha = q_w/(T_w - T_b)$, q_w , T_w — локальные тепловой поток и температура стенки, T_b — среднемассовая температура потока) полагались равными локальным значениям числа Шервуда при условии равенства чисел Шмидта и Прандтля (Pr).

Численное моделирование вариантов оребрения V45 и V60 выполнялось с помощью пакета программ ANSYS Fluent 21R1. Турбулентное течение и теплообмен моделировались осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье–Стокса и энергии, а турбулентная вязкость — уравнениями $k-\omega$ SST модели турбулентности [5]. Транспортные и термодинамические свойства, а также плотность рабочей среды принимались постоянными и соответствовали свойствам воздуха за исключением коэффициента теплопроводности, который для получения значения $Pr = 2,5$ принимался равным 0,0074 Вт/м·К вместо 0,026 Вт/м·К при $Pr = 0,71$. Число Рейнольдса $Re = U_b \cdot H/\nu$ (U_b — среднерасходная скорость) для обоих вариантов имело значение $6 \cdot 10^4$.

На стенках ставились условия прилипания, ребра считались адиабатическими и задавалась постоянная температура T_w . На входе в канал задавалось однородное распределение параметров (V45) и распределения, полученные для развитого течения и стабилизированного теплообмена (V60). В описании эксперимента [3] упоминалось, что на входе в канал для выравнивания потока устанавливался экран. Однако размеры экрана и его положение относительно входного сечения указаны не были. Так как в эксперименте локальная массоотдача измерялась на участке, отстоящем от входа на расстояние семи калибров, то можно допустить сравнительно слабое влияние входных условий в численной и экспериментальной моделях. На выходе из канала устанавливалось нулевое избыточное давление.

Численные решения получены со вторым порядком точности по пространственным переменным, а при использовании нестационарного подхода — со вторым порядком точности по времени. В зависимости от того, сходилась ли тот или иной вариант расчета к стационарному решению и насколько были велики колебания целевых функций в окончательном решении, применялся псевдонестационарный подход или строго нестационарный расчетный модуль. Представляемые количественные данные получены осреднением решений на достаточно протяженных временных интервалах. Для решения использовались расчетные сетки, состоящие из гексаэдральных ячеек и существенно сгущенные к стенкам, а также в области колена. Средний размер пристенных ячеек в координатах стенки имел величину $y^+ \approx 1$. Размер сеток был близок к 20 млн ячеек.

В работе [6] было показано, что выбор сетки с размерностью порядка одного миллиона узлов на сегмент канала, состоящий из ребра и межреберного промежутка (П-образный канал содержит 31 сегмент), позволяет получить значения интегральных характеристик, отличающиеся от сеточно сошедшихся значений на 0,9 % по коэффициенту сопротивления и на 2,6 % — по числу Нуссельта.

1.2. Результаты расчетов

На рис. 2–4 для сопоставления приведены экспериментальные (EXP) и расчетные (CFD) данные для нормированной локальной теплоотдачи (Nu/Nu_0), полученные в П-образном канале с двусторонним параллельным оребрением наклонными ребрами, установленными под углом 45° (вариант V45) и 60° (вариант V60). Нормирующая величина — число Нуссельта $Nu_0 = \alpha D_h / \lambda$ (D_h — гидравлический диаметр, в нашем случае $D_h = H$) для развитого турбулентного течения и стабилизированной теплоотдачи в гладких цилиндрических каналах, определявшееся в работе [3] и нами по формуле $Nu_0 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$, для $Re = 6 \cdot 10^4$ и $Pr = 2,5$ составила $Nu_0 = 220,5$, а для $Pr = 0,71$, используемого в следующих разделах, — $Nu_0 = 133$.

Рисунки 2–4 показывают, что в целом совпадение расчетных и экспериментальных данных является удовлетворительным. Вместе с тем следует отметить разный уровень согласования данных в зависимости от участка П-образного канала и геометрии оребрения. Для обоих вариантов совпадение данных на входном прямом участке представляется хорошим (рис. 2). На всех линиях цикличность и амплитуды колебания теплоотдачи экспериментальных данных, вызванные периодичностью оребрения, весьма хорошо

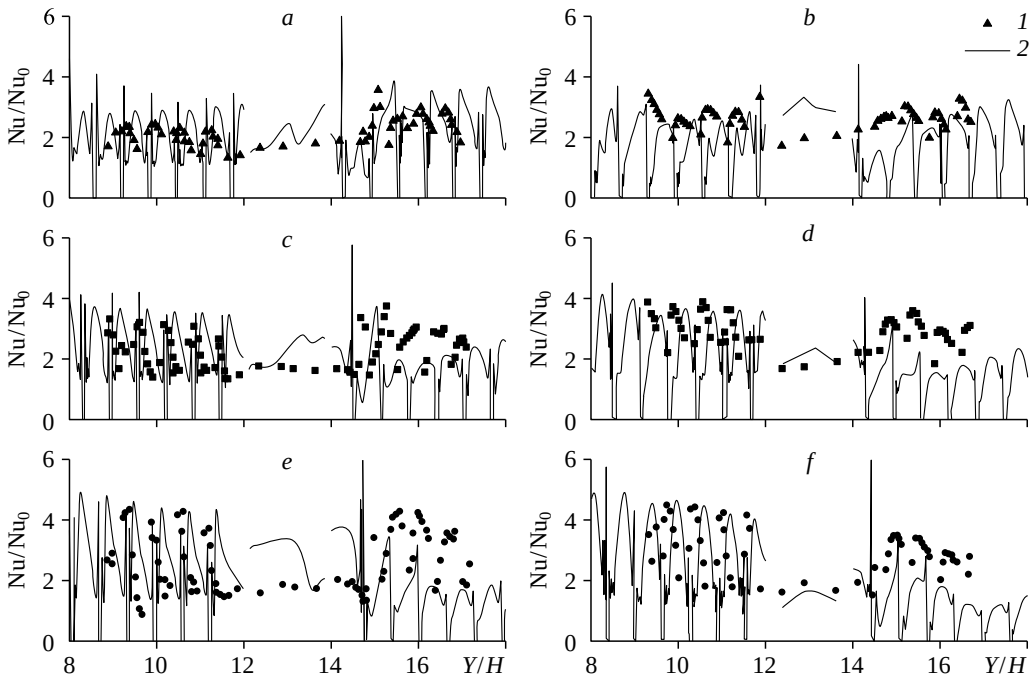


Рис. 2. Локальная теплоотдача на оребренной стенке для случаев расположения ребер V45 (a, c, e) и V60 (b, d, f).

Экспериментальные данные (1) и результаты расчета (2), полученные соответственно на линиях I.L. (a, b), C.L. (c, d) и O.L. (e, f).

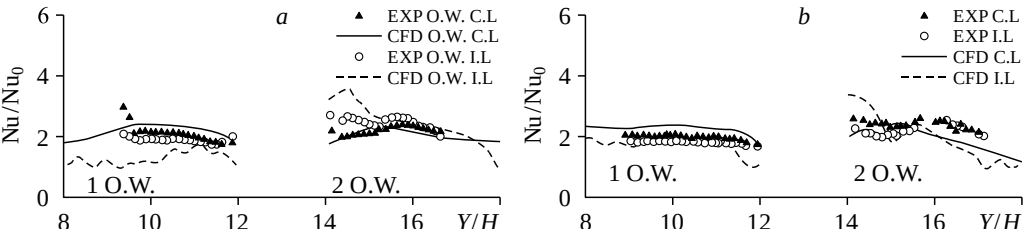


Рис. 3. Локальная теплоотдача на внешних стенках участка с оребрением: варианты расположения ребер V45 (a) и V60 (b).

воспроизводятся при численном моделировании. На гладкой стенке участка поворота ($12 \leq Y/H \leq 14$) совпадение не столь хорошее. Для варианта V45 велико отличие на линии O.L., хотя и на линиях I.L. и C.L. можно отметить некоторое превышение значений расчетных данных над экспериментальными. Расхождения, отмеченные на повороте, присутствуют и на втором прямолинейном участке. Для варианта V60 отличие заметно на линии I.L., а на линиях C.L. и O.L. совпадение вполне удовлетворительное. На втором прямолинейном участке, кроме линии I.L. в обоих вариантах данные численного моделирования демонстрируют меньшие локальные значения по сравнению с экспериментальными.

Для варианта V45 на внешних гладких стенках (рис. 3) результаты расчета и эксперимента на стенке 1 O.W. хорошо согласуются с данными эксперимента на линии C.L., а на линии I.L. приближаются к экспериментальным при $Y/H > 10$. Для варианта V60 данные расчета и эксперимента на стенке 1 O.W. хорошо согласуются с данными эксперимента на обеих линиях C.L. и I.L. На стенке 2 O.W. результаты расчета и эксперимента согласуются вполне приемлемо, за исключением участка длиной в один калибр сразу за поворотом на линии I.L.

На внутренних гладких стенках (рис. 4), принадлежащих перегородке между прямыми участками канала, различие в поведении расчетной и экспериментальной теплоотдачи более выражено. До поворота, на стенке 1 I.W. вдоль линии I.L., наблюдаются колебания теплоотдачи с пространственным периодом, равным шагу оребрения. Причем для варианта V45 эти колебания имеют существенно большую амплитуду, чем для варианта V60. Кроме того, амплитуда рассчитанных колебаний для варианта V60 существенно превышает амплитуду измеренных колебаний. Вдоль линии C.L. в эксперименте и расчете колебания практически незаметны. Обнаруженные экспериментально и численно колебания теплоотдачи, схожие с сильными колебаниями на оребренных стенках (рис. 2), отражают пространственно-периодическую интенсификацию теплоотдачи, вызванную сходом вихрей с передней относительно набегающего потока кромки наклоненных ребер, их распространением по диагоналям гладких межреберных поверхностей и далее с наклоном вдоль примыкающей гладкой стенки [6]. По мере ослабления вихрей и поглощения общим закрученным течением их индивидуальное влияние на теплоотдачу

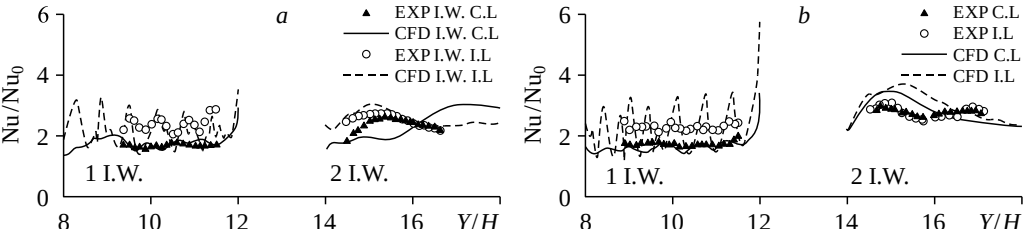


Рис. 4. Локальная теплоотдача на внутренних стенках участка с оребрением: варианты расположения ребер V45 (a) и V60 (b).

становится практически неразличимым. Это подтверждают численные и экспериментальные распределения вдоль линий C.L. на участке 1 I.W. в вариантах V45 и V60. Заметим, что подобного рода колебания теплоотдачи могли бы наблюдаться на стенке 2 O.W., занимающей такое же положение относительно наклонных ребер, как и стенка 1 I.W., но там они полностью отсутствуют (рис. 3). Это можно объяснить кардинальной перестройкой потока после резкого поворота на 180° . На стенке 2 O.W. (рис. 4) экспериментальные и численные распределения имеют гладкий характер. Уровни локальной теплоотдачи в расчете хорошо согласуются с результатами, полученными в эксперименте, хотя имеют место отличия между формами расчетных линий и расположением экспериментальных точек.

В заключение можно отметить, что приемлемый по ресурсам RANS-/URANS-подход в сочетании с $k-\omega$ SST моделью турбулентности для моделирования столь сложных пространственных течений позволяет получить вполне приемлемое согласование значений локальной теплоотдачи с экспериментальными данными.

2. Влияние эффектов вращения

2.1. Постановка и метод решения задач

Влияние эффектов вращения исследовалось на примере варианта V45. Значение числа Рейнольдса оставалось прежним — $6 \cdot 10^4$, а значение числа Прандтля принималось равным 0,71. Вращение проточной части задавалось вокруг оси x , как показано на рис. 1а. Параметру вращения $K = \omega H / U_b$ присваивались два значения: 0,1 и 0,25, а для неподвижного канала — $K = 0$. Численная модель и вычислительные параметры оставались такими же, как и в разделе 1.

Ниже анализируются результаты решения двух задач. Одна из них — это задача о турбулентном течении и теплообмене в неподвижном и вращающемся П-образном канале с геометрией, полностью соответствующей варианту V45. Другая — задача о полностью развитом пространственно-периодическом течении в неподвижном и вращающемся прямых каналах такого же поперечного сечения и с той же геометрией оребрения, что и прямые участки варианта V45. Пространственная периодичность потока в прямом оребренном канале означает, что течение происходит в длинном канале и моделируется на участке, где влияние входных и выходных условий отсутствует, поэтому эффекты, вызванные оребрением и вращением канала, проявляются в «чистом» виде. При решении пространственно-периодической задачи расчетную область можно ограничить одним сегментом оребренного канала, имеющим форму параллелепипеда и включающим участок канала с парой ребер на противоположных стенках и участок с гладкими стенками между ребрами [6].

Расчеты для П-образного канала при разных значениях параметра вращения выполнялись с использованием двух модификаций модели турбулентности: с учетом поправки на вращение и кривизну линий тока в модели SST-CC (Curvature Correction) [7] и без ее учета в модели SST. В табл. 1 указаны относительные (в процентах) разницы средних значений коэффициентов теплоотдачи $(\alpha_{\text{SST-CC}} - \alpha_{\text{SST}}) / \alpha_{\text{SST}} \cdot 100$, %. Небольшая разница между этими чувствительными к выбору моделей турбулентности параметрами позволила привести в настоящей работе результаты, которые были получены без использования поправки.

Таблица 1
Относительное изменение теплоотдачи в зависимости
от значений параметра вращения и использованной
модели турбулентности

Параметр	$K = 0$	$K = 0,1$	$K = 0,25$
Средний коэффициент теплоотдачи на всей поверхности канала, %	1,8	1,4	2,1
Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности оребренных стенок, %	0,7	−0,4	1,5

2.2. Пространственно-периодическое течение и развитый теплообмен

На рис. 5–7 представлены результаты расчета пространственно-периодического течения для неподвижного ($K = 0$) и вращающегося ($K = 0,1, 0,25$) каналов. Рис. 5 отображает структуру потоков в поперечном сечении. Вид на сечение дан вниз по потоку, в направлении оси y . Верхняя и нижняя стенки сечения — оребренные, на рис. 6 и далее для неподвижного канала ($K = 0$) они обозначены как R.W., а для вращающегося канала — как P.S. и S.S. соответственно для стороны давления и стороны разрежения. Гладкие правая и левая стенки сечения обозначены как R.S. и L.S. соответственно. При наложении вращения течение всегда рассматривается в относительной системе координат. Скорости на всех рисунках этого и следующего разделов отнесены к среднерасходной скорости U_b .

В отсутствие вращения в канале выстраивается простая симметричная структура течения, сформированная двумя эффектами оребрения с параллельно расположенными наклоненными относительно оси канала ребрами. Первый по значимости эффект — генерация вихрей на передней относительно потока части ребер и слияние этих вихрей как имеющих одно направление завихренности. Второй эффект — закрутка потока наклоненными ребрами на периферии сечения. Направление этой закрутки совпадает с направлением продольной компоненты закрутки в вихрях, сходящих с кромок ребер. В результате при $K = 0$ формируется течение, изображенное на рис. 5а. Продольное течение характеризуется двумя симметрично расположенными максимумами скорости, в которых $V_y \geq 1,5U_b$. Поперечное (вторичное) течение сосредоточено в зеркально симметричных вихрях, в которых среда циркулирует в направлении, заданном наклоном ребер. Положения ядер парного вихря совпадают с положениями максимумов продольной скорости.

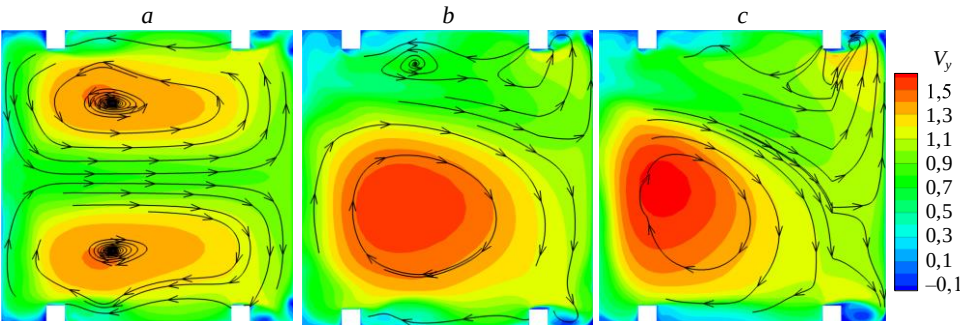


Рис. 5. Распределения продольной компоненты скорости и линии тока поперечного течения при $K = 0$ (а), $0,1$ (b), $0,25$ (с).

Наложение вращения кардинальным образом меняет структуру ядра потока, что обусловлено действием поперек потока от стороны разрежения (S.S.) к стороне давления (P.S.) главной компоненты силы Кориолиса с объемной плотностью $f_z = -2\rho\omega V_y$ (в безразмерном виде $-2Kv_y$). На рис. 5b и 5c видно, что при обоих интенсивностях вращения резко по сравнению с вариантом $K = 0$, но сходным образом меняются распределения продольной скорости и картины поперечной циркуляции.

Известно (см., например, [8]), что один из эффектов вращения каналов вокруг оси, перпендикулярной собственной, — образование пары продольных вихрей, ориентированных так, что поперечное течение в ядре потока направлено от стороны разрежения к стороне давления. Глядя на рис. 5b и 5c, можно сделать следующее заключение о характере трансформации потока в оребренном канале при наложении вращения. Из двух пар вихрей, обусловленных вращением и оребрением, происходит отбор вихрей с закруткой вправо, по часовой стрелке. Оба правозакрученных вихря сливаются в один и подавляют пару вихрей с противоположной закруткой. Слабый остаток левозакрученного вихря можно заметить при $K = 0,1$ (рис. 5b). Практически незаметным вихрь с левой закруткой становится при $K = 0,25$ (рис. 5c). С увеличением параметра вращения преобладающий правозакрученный вихрь смещается к левой стороне сечения. Образование сильного правозакрученного вихря и подавление вихрей с левой закруткой в конечном итоге можно объяснить двойной потерей симметрии: потерей симметрии относительно горизонтальной плоскости течения с оребрением из-за действия силы Кориолиса и потерей симметрии относительно вертикальной срединной плоскости течения с вращением из-за генерации вихрей около правой вертикальной стенки.

На рис. 6 показаны картины распределения нормированной локальной теплоотдачи на гладких межреберных участках оребренных стенок (напомним, что $Nu_0 = 133$). Выбор этих поверхностей для демонстрации эффектов наклонного оребрения и вращения продиктован тем, что вблизи этих поверхностей возникают особенности течения, в наибольшей степени влияющие на интенсификацию теплоотдачи. На каждой поверхности видны яркие желто-красные области повышенной теплоотдачи, возникшие

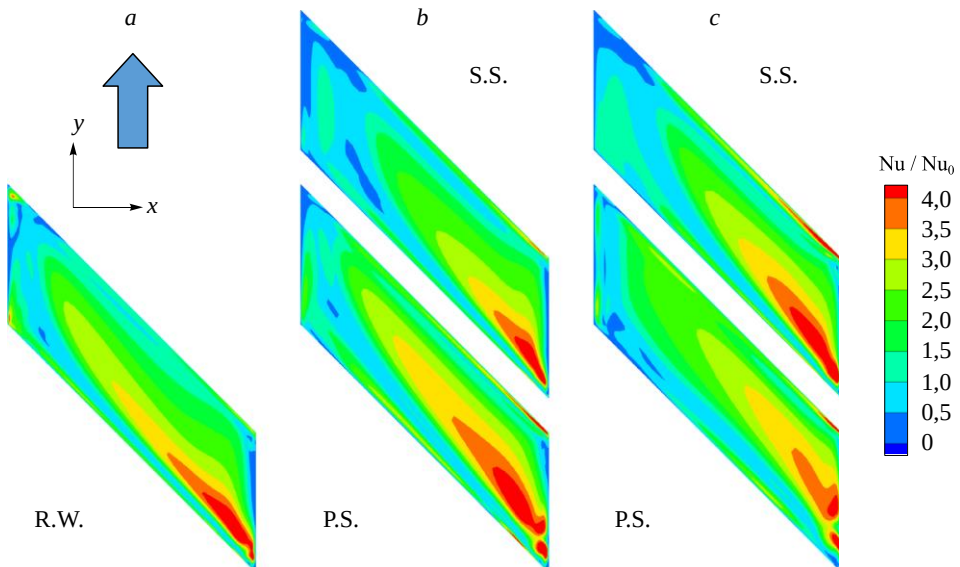


Рис. 6. Теплоотдача на межреберных поверхностях при $K = 0$ (a), 0,1 (b), 0,25 (c).

Стрелкой показано направление потока в канале.

под влиянием наклонных кромочных вихрей, сошедших с передней относительно набегающего потока части ребра [6]. В неподвижном канале картины теплоотдачи на обеих стенках симметричны, поэтому на рис. 6а показана только одна оребренная поверхность (R.W.). Наложение относительно слабого вращения ($K = 0,1$) приводит к тому, что интенсификация теплоотдачи на стороне P.S. становится выше, чем на стороне S.S. (рис. 6b). При большем вращении ($K = 0,25$) эффект интенсификации меняется (рис. 6с): на стороне S.S. усиление теплоотдачи, вызванное кромочным вихрем, существенно превосходит усиление теплоотдачи на стороне P.S. При $K = 0,1$ различие картин распределения Nu/Nu_0 связано со смещением высокоскоростного продольного потока к стороне P.S. и усилению инерционного срыва потока с торца ребра. На противоположной стороне (S.S.) наблюдается обратный эффект: продольное течение по сравнению с неподвижным каналом замедлилось и срыв потока с ребра стал менее интенсивным. Смену картин распределения локальной величины Nu/Nu_0 при $K = 0,25$ можно связать с усилением поперечного течения вдоль стороны R.S. в окрестности стороны S.S. В целом же можно заключить, эффекты вращения взаимодействуют с эффектами наклонного оребрения, однако кардинально не меняют картины распределения теплоотдачи на гладких межреберных стенках сторон P.S. и S.S.

Рисунок 7 содержит диаграммы распределения нормированной средней теплоотдачи по каждой стенке как неподвижного (рис. 7а), так и вращающегося каналов (рис. 7b, 7с). Штриховыми линиями отмечены средние для всего канала значения: $Nu/Nu_0 = 1,75$ для $K = 0$ и $Nu/Nu_0 = 1,61$ для $K = 0,1$ и $K = 0,25$.

Примечательно следующее. Во-первых, наложение эффектов вращения на пространственно-периодическое течение в оребренном канале снижает среднюю в канале теплоотдачу, по крайней мере в рассчитанном диапазоне значений параметра вращения. Во-вторых, при этом на оребренной стенке стороны P.S. теплоотдача во вращающемся канале возрастает, но не монотонно с ростом параметра K , а с максимумом при $K = 0,1$. На противоположной стороне (S.S.), наоборот, при $K = 0,1$ достигается минимум теплоотдачи. В-третьих, на боковых стенках L.S. и R.S. теплоотдача при вращении всегда ниже, чем в неподвижном канале, причем на стенке L.S. она с ростом значений K уменьшается, но не монотонно, а на стенке R.S. — монотонно. Эти особенности поведения

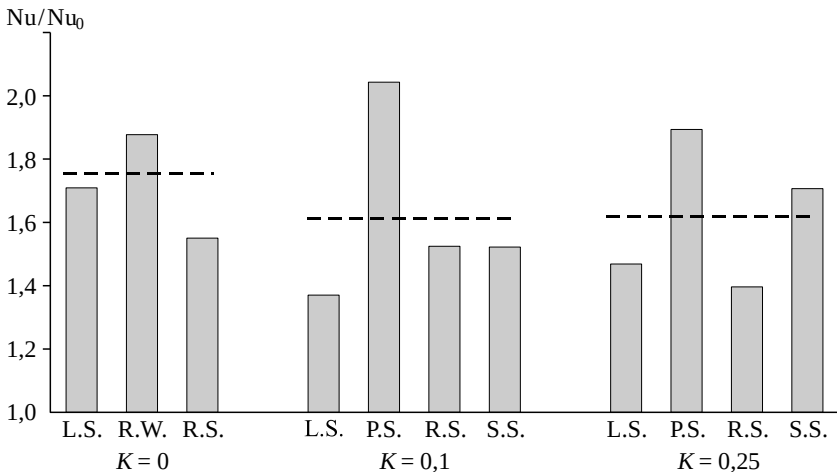


Рис. 7. Распределение нормированной средней теплоотдачи по стенкам канала.
Штриховые линии — уровень средней теплоотдачи в сегменте.

теплоотдачи в развитом пространственно-периодическом течении и в условиях стабилизированной теплоотдачи нуждаются в более подробном рассмотрении, выходящем за рамки настоящей статьи.

Опираясь на методику, принятую для сопоставления изменения теплоотдачи, определим влияние оребрения и вращения на потери давления отношением ζ/ζ_0 , в котором $\zeta = 2\Delta p/\rho U_b^2$ — коэффициент гидравлических потерь сегмента оребренного канала, Δp — перепад давления между входной и выходной границами сегмента, $\zeta_0 = \lambda_0 \cdot P/H$ — коэффициент гидравлических потерь сегмента такой же длины гладкого канала, $\lambda_0 = 0,3164/\text{Re}^{0,25}$ — коэффициент трения гладкого канала (для $\text{Re} = 6 \cdot 10^4$ $\zeta_0 = 0,013$). В результате получились следующие количественные характеристики влияния оребрения и вращения на потери давления: в неподвижном сегменте $\zeta/\zeta_0 = 9,2$, во вращающемся $\zeta/\zeta_0 = 10,7$ при $K = 0,1$ и $\zeta/\zeta_0 = 18,2$ при $K = 0,25$. Данные о величинах Nu/Nu_0 и ζ/ζ_0 продублированы в табл. 2 раздела 3, где они сопоставляются с такими же данными для П-образного канала.

2.3. Течение и теплообмен в П-образном канале

В данном разделе представлены результаты сравнения теплоотдачи во вращающемся и неподвижном П-образных каналах для режима вынужденного течения при $\text{Pr} = 0,71$, $\text{Re} = 6 \cdot 10^4$, $K = 0, 0,1$ и $0,2$. Схема канала изображена на рис. 1а. На рис. 8 и 9 порядок нумерации межреберных сегментов идет вдоль потока. Для обоих прямых участков, состоящих из 17 и 15 сегментов, определена своя нумерация. На повороте выделено два равных по площади безреберных сегмента — Т1 и Т2.

На рис. 8 приведены диаграммы распределения нормированной (как и в предыдущем разделе $\text{Nu}_0 = 133$) средней теплоотдачи по сегментам неподвижного канала (рис. 6а), картина распределения нормированной локальной теплоотдачи на оребренной стенке (рис. 8б) и картина распределения безразмерной полной скорости ($v = |\vec{V}|/U_b$) в продольном срединном сечении канала (рис. 8с). На картинах распределения локальной теплоотдачи и скорости изображения сегментов Т1 и Т2 не показаны.

На входном прямом участке (сегменты 1–17) изменение средней теплоотдачи по сегментам (рис. 8а), следуя работе [9], можно разделить на четыре фазы, характерные для начальных участков оребренных каналов: сегменты 1–3 — фаза уменьшения теплоотдачи такая же, как в гладких каналах; сегменты 4–11 — фаза увеличения теплоотдачи, вызванная развитием поперечной циркуляции; сегменты 11–16 — фаза уменьшения теплоотдачи из-за стабилизации поперечной циркуляции. За поворотом (сегменты 1–15) теплоотдача в сегментах обратного канала заметно (в среднем на 25 %) снижается. Характер ее изменения вдоль обратного канала существенно отличается от изменения во входном канале: фаза уменьшения теплоотдачи занимает участок от сегмента 2 до сегмента 6, а фаза увеличения теплоотдачи — участок от сегмента 6 до последнего сегмента 15.

Некоторое пояснение к диаграмме на рис. 8а дают рис. 8б и 8с. Видно (рис. 8б), что во входном канале размер и яркость красно-желтых пятен, указывающих на повышенную теплоотдачу в сегментах, хорошо коррелируют с данными диаграммы (рис. 8а). В свою очередь, области повышенной теплоотдачи в сегменте возникают под действием сходящихся с задней кромки ребер вихрей и размер области связан с интенсивностью вихря, образовавшегося за ребром. Наверняка интенсивность этих вихрей будет тем выше,

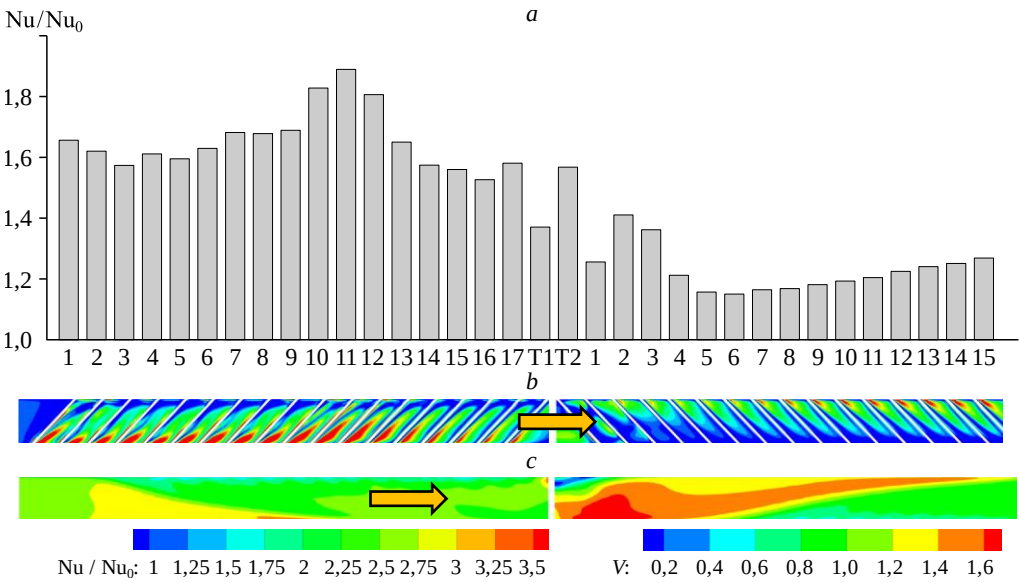


Рис. 8. Диаграмма распределения нормированной средней теплоотдачи по сегментам неподвижного канала (а), распределения нормированной локальной теплоотдачи на оребренной стенке (b) и безразмерной полной скорости в срединном сечении канала (с). Стрелки указывают направление потока.

чем больше скорость натекания потока на встречную часть ребра. Поэтому на рис. 8с показано распределение скорости в срединной продольной плоскости канала.

Для входного прямого участка видно следующее. Скорость начинает расти с той стороны канала, где находятся вихреобразующие участки ребер, начиная с сегментов 2–3, и растет вплоть до сегмента 11, где на рис. 8b размеры пятен повышенной теплоотдачи наибольшие, а на диаграмме (рис. 8a) теплоотдача достигает максимума. Затем скорость вплоть до поворота уменьшается, с нею уменьшаются размеры красных пятен и средняя теплоотдача в сегментах. После поворота на участке обратного прямого канала также наблюдается описанная для входного канала корреляция между средней теплоотдачей в сегментах, локальной теплоотдачей и распределением продольной скорости в срединном сечении.

После поворота высокоскоростной поток оказывается сначала отесненным к внешней стенке П-образного канала (см. рис. 1a), а затем, начиная с сегмента 5, постепенно высокоскоростная часть перестраивается в направлении к внутренней разделительной стенке. Диаграмма средней теплоотдачи на рис. 8a строго коррелирует с эволюцией поля продольной скорости. Распределения локальной теплоотдачи (рис. 8b) также весьма хорошо соответствуют поведению диаграммы, начиная с сегмента 5. На сегментах 1–4, возможно, действуют иные причины интенсификации теплоотдачи, связанные с влиянием резкого поворота на 180° .

На рис. 9 представлены диаграммы нормированной, средней по сегментам теплоотдачи, полученные в условиях вращения канала. В целом можно заключить, что при меньшем значении параметра вращения ($K = 0,1$) диаграмма по форме и уровню величин близка к диаграмме для неподвижного канала, а для большего параметра вращения ($K = 0,25$) уровень теплоотдачи в сегментах, находящихся перед и за поворотом, выше, чем в других случаях, хотя сходные черты формы диаграммы сохраняются.

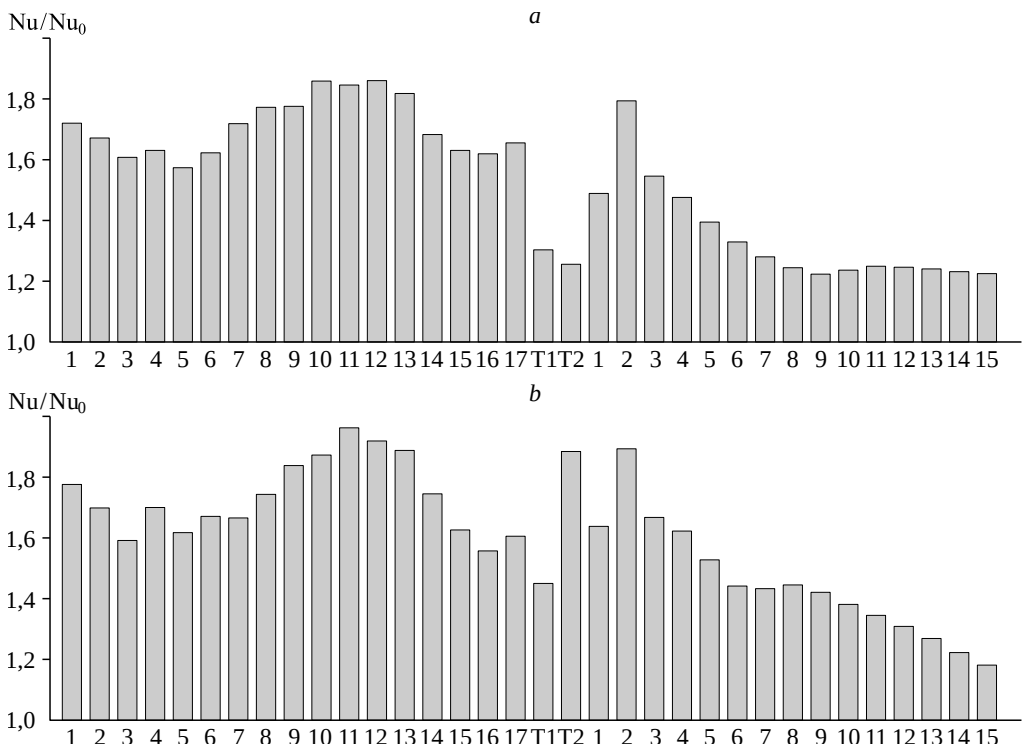


Рис. 9. Диаграммы распределения нормированной средней теплоотдачи по сегментам вращающегося канала при $K = 0,1$ (a) и $0,25$ (b).

Не повторяя подробного анализа поведения диаграммы теплоотдачи, сделанного для неподвижного канала и для вариантов с вращением канала, рассмотрим характеристики течения и теплоотдачи для поперечных сечений в двух сегментах, выбранных из-за сходства на всех диаграммах поведения средней теплоотдачи в сегментах, близких к этим сечениям. В сегменте 11 входного канала (до поворота) средняя теплоотдача во всех случаях достигает максимального значения. В области сегмента 8 обратного прямого участка (после поворота) во всех вариантах устанавливается регулярный ход изменения средней теплоотдачи, который можно считать не зависящим от влияния поворота. Картины и диаграммы течения и теплоотдачи для этих сечений представлены на рис. 10–12, которые расположены в той же последовательности и отображают те же черты течения и теплообмена, что и рис. 5–7 для периодического течения. На рис. 10 дан вид на сечения сегментов 11 и 8 вниз по потоку. Правая (R.S.) и левая (L.S.) вертикальные гладкие стенки всегда принадлежат внешней (O.W.) и внутренней (I.W.) стенкам канала соответственно (рис. 1). Как и на рис. 5, здесь в случае вращения канала нижняя оребренная стенка — сторона давления (P.S.), верхняя — сторона разрежения (S.S.). На рис. 11 гладкие участки оребренных стенок P.S. и S.S. расположены так, что ось y направлена вверх, а ось x — направо (см. рис. 1).

На рис. 10a видно, что в случае $K = 0$ во входном прямом канале на участке сегмента 11, где средняя теплоотдача достигла максимума (рис. 8a), сформировалось симметричное течение с формой парного вихря, почти такой же, как и в случае периодического течения (рис. 5a). Отличие здесь состоит в смещении центров вихрей в сторону левой стенки (I.W.). Поле продольной скорости, так же как и в варианте периодического течения, содержит два симметричных локальных максимума, связанных с парным вихрем. Абсолютные максимумы скорости в сечении 11 на рис. 10a при $K = 0$ располагаются

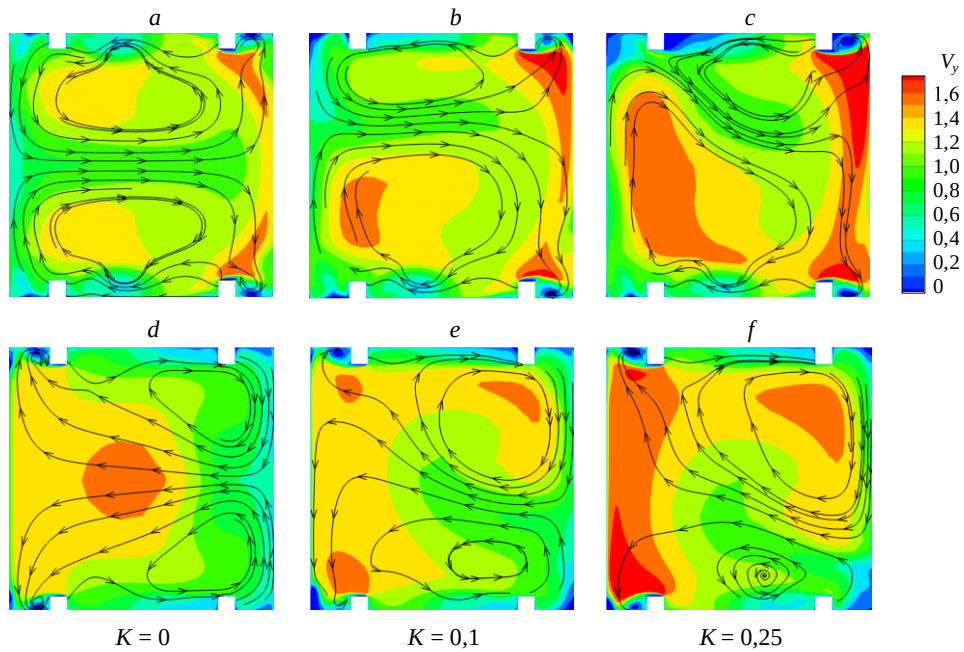


Рис. 10. Распределения продольной компоненты скорости и линии тока поперечного течения в поперечных сечениях канала до поворота (сегмент 11) (a – c) и после поворота (сегмент 8) (d – f).

над правой парой ребер, оттуда область повышенной скорости распространяется изогнутой полосой вдоль стенки О.В. Область повышенной продольной скорости вблизи О.В. образована переносом продольного импульса поперечным течением, которое в ядре потока имеет скорость, достигающую половины от среднерасходной. Большие скорости продольного течения в непосредственной близости к местам генерации кромочных вихрей увеличивают их интенсивность и влияние на усиление теплоотдачи. Свидетельством большой интенсивности кромочных вихрей являются сгущения линий тока поперечного течения около оребренных стенок Р.С. и С.С.

Отмеченная на рис. 10a при $K = 0$ симметрия течения в сегменте 11 позволила представить на рис. 11a картину теплоотдачи при $K = 0$ только для одной из оребренных сторон канала. На этой картине видно, что область повышенной теплоотдачи на гладкой части оребренной стенки в сегменте 11 больше и интенсивнее, чем в случае периодического течения (см. рис. 6a). На рис. 12a ($K = 0$) диаграмма нормированной средней теплоотдачи отчетливо показывает, что теплоотдача на оребренных стенках сегмента 11 заметно, более чем на 20 %, превосходит теплоотдачу на таких же стенках в случае периодического течения (см. рис. 7, $K = 0$). Продолжая сопоставлять рис. 12a и 7, отметим следующее. В сегменте 11, как и в сегменте с периодическим течением, средняя теплоотдача на стенке I.W. выше, чем на О.В., хотя это и не коррелирует с направлением поперечного течения. Подробное исследование периодических течений в оребренных каналах [6] показало, что кромочный вихрь сначала распространяется вдоль оребренной стенки, а затем изгибается и распространяется вдоль левой стенки, заметно увеличивая теплоотдачу на ней. Очевидно, аналогичный эффект имеет место и в рассматриваемом здесь сегменте 11.

Влияние вращения создает картины течения (рис. 10b, 10c, $K = 0,1$ и $0,25$), сходные с картинами течения с наложенным вращением при условии пространственной периодичности (см. рис. 5b, 5c). Сходство заключается в превалировании правостороннего вихря

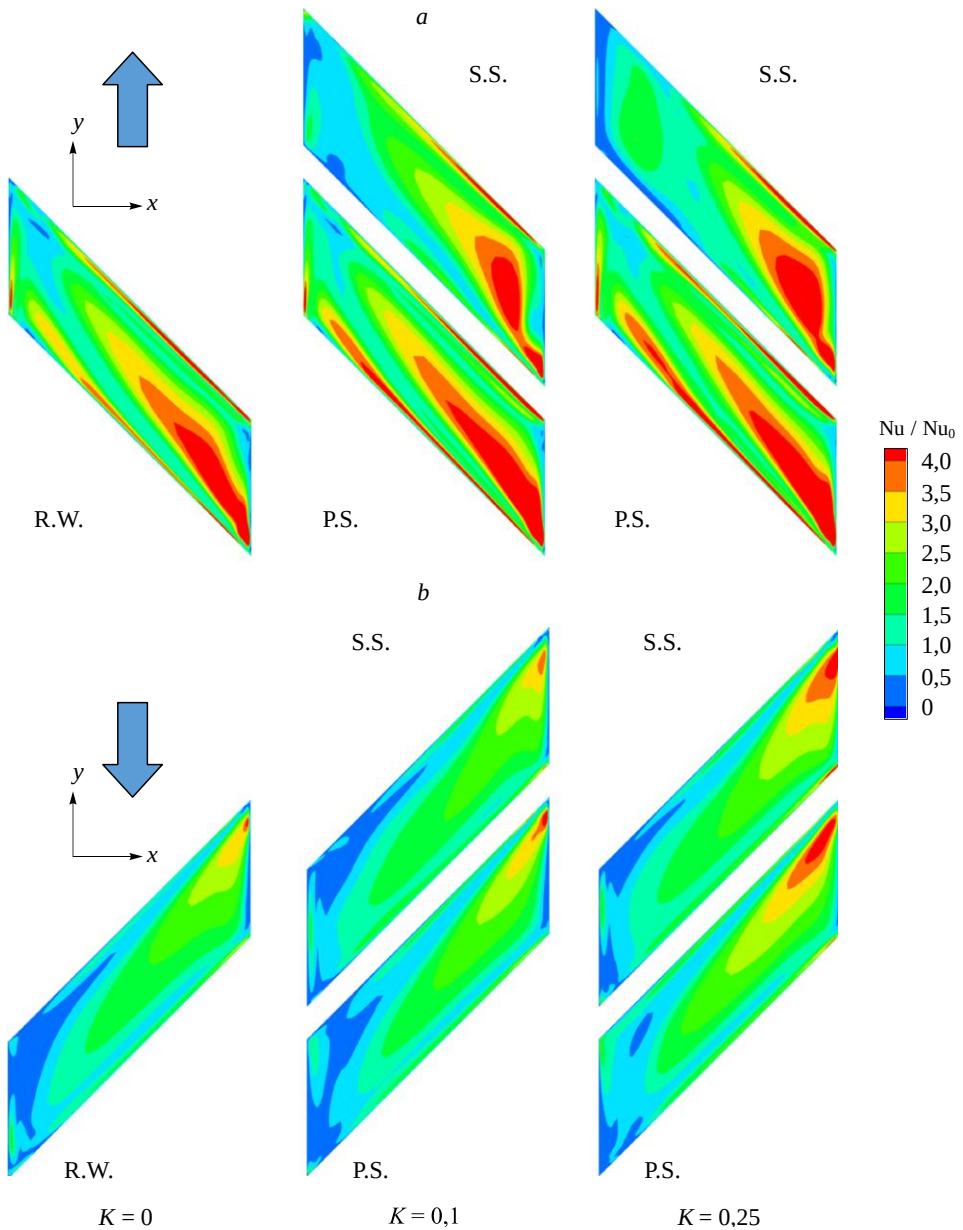


Рис. 11. Распределения нормированной локальной теплоотдачи на гладкой части оребренных стенок до поворота (сегмент 11) (a) и после поворота (сегмент 8) (b).

Стрелками показано направление течения в канале.

над левосторонним и в образовании локальных максимумов продольной скорости в ядре правостороннего вихря. Различие наблюдается в сохранении левостороннего вихря, несмотря на рост параметра K , и в образовании обширных зон повышенной продольной скорости, сформированных переносом продольной компоненты количества движения поперечным течением. В случае вращения канала этот перенос, так же как и в неподвижном канале, формирует области повышенной продольной компоненты скорости у правой стенки (O.W.) и в левой части поперечного сечения. Отметим, что при наложении вращения величина скорости поперечного течения в местах концентрации линий тока

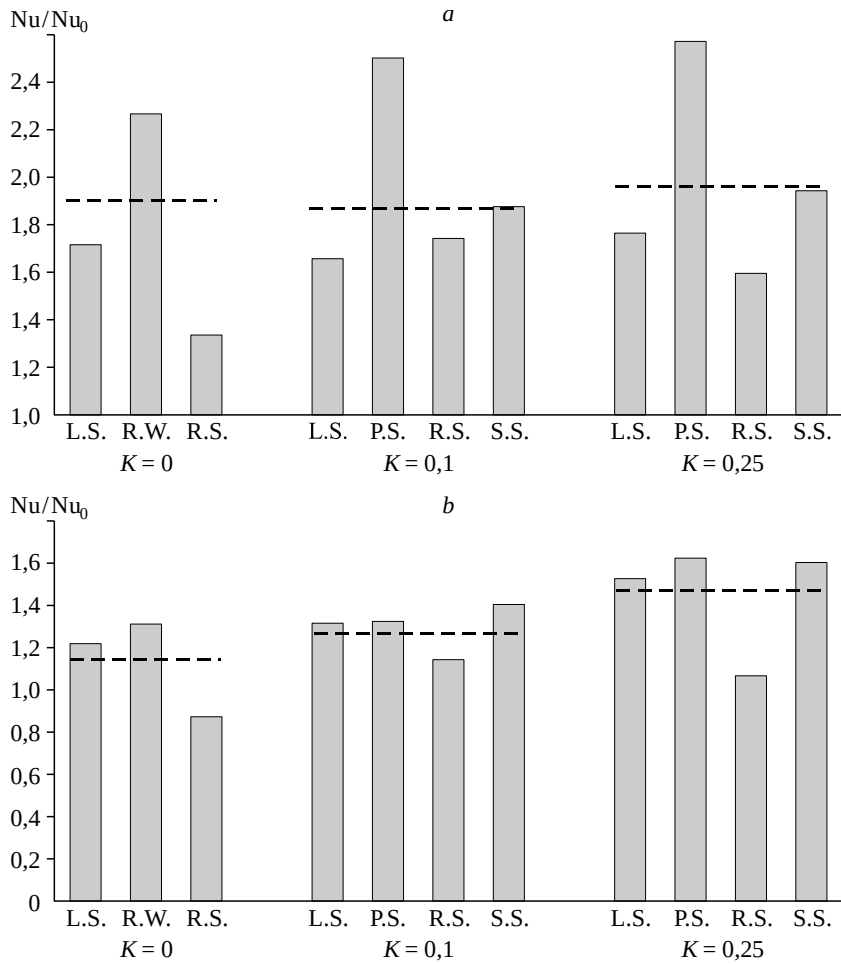


Рис. 12. Распределение нормированной средней теплоотдачи по стенкам канала перед поворотом (сегмент 11) (а) и после поворота (сегмент 8) (б). Штриховые линии показывают уровень средней теплоотдачи в сегменте.

приближается, как и в неподвижном канале, к половине от среднерасходной. В периодическом течении (рис. 5) при таком же уровне поперечной скорости эффект перераспределения продольной компоненты скорости не столь выражен. Это объясняется тем, что периодическое течение в чистом виде может быть реализовано в очень длинном канале, в котором достигнуто равновесное, максимально перемешанное состояние потока, а в рассматриваемом П-образном канале длины прямых участков невелики и процессы переноса в поле поперечной скорости не достигают завершения.

Рисунок 11а демонстрирует, что во вращающемся канале на стороне давления (P.S.) следы кромочных вихрей, выраженные зонами повышенной теплоотдачи, выглядят ярче, чем на стороне разрежения (S.S.). Также на стороне давления явно видны следы еще одного вихря, сошедшего с задней кромки ребра в его средней части. Отличие картин локальной теплоотдачи проявляется на рис. 12а в существенной разнице уровней средней теплоотдачи на сторонах давления и разрежения.

На рис. 10d – 10f, 11b и 12b изображены характеристики течения и теплоотдачи в сегменте 8 обратного прямого участка П-образного канала. Диаграммы на рис. 8 и 9 показывают, что в обратном канале теплоотдача заметно ниже, чем в прямом. С другой стороны,

видно, что при наложении вращения теплоотдача в канале увеличивается тем больше, чем больше параметр вращения. В неподвижном канале (рис. 10d, $K = 0$) течение симметрично, но циркуляция в парном вихре направлена в противоположную сторону по сравнению с входным прямым каналом. Напомним, что для поперечного сечения сегмента 8 обратного канала, как и для сечения сегмента 11 входного канала, внешняя стенка (O.W.) находится справа. Если обратиться к рис. 8b, то можно заметить, что за поворотом ребра наклонены в противоположную сторону, поэтому генерируемые ими вихри будут создавать циркуляцию также в противоположную сторону по сравнению с входным прямым участком. При наложении вращения в сегменте 8 наблюдается то же явление, что и в рассмотренном ранее сегменте 11, а именно: развитие правостороннего вихревого движения и подавление левостороннего. Деформацию поля продольной скорости в этой части вращающегося П-образного канала можно так же связать с направлением поперечного течения, как это было сделано для сегмента 11 во входной части канала.

На рис. 11b видно, что в неподвижном канале след кромочного вихря (пятно повышенной теплоотдачи) для неподвижного канала выражен слабо, для вращающегося канала он становится сильнее с увеличением параметра вращения. Как и ранее, это объясняется увеличением продольной скорости у тех частей ребер, которые обращены к потоку (на рис. 10d–10f они находятся справа). Рис. 12b в сравнении с рис. 12a наглядно показывает, что в сегменте 8 как в случае неподвижного канала, так и в случае с вращением теплоотдача распределена по стенкам канала значительно равномернее, чем в сегменте 11 входного канала. Уровень средней теплоотдачи в сегменте 8, как и в сегменте 11, меняется не сильно, монотонно увеличиваясь с ростом значений параметра вращения.

В табл. 2 сведены данные о средней нормированной теплоотдаче и нормированном коэффициенте гидравлических потерь, здесь же их можно сравнить с уже приведенными выше данными для периодического течения в одном сегменте. Для сегментов 11 и 8 нормирующий коэффициент потерь в гладком канале вычислялся так же, как и для сегмента с периодическим течением, а для всего канала он, кроме того, вычислялся с использованием формулы Блазиуса и отношения $L/H = 25,25$, в котором L — полная длина расчетной части П-образного канала. Из таблицы видно, что средние значения числа Нуссельта в сегменте с периодическим течением находятся между средними значениями теплоотдачи в сегментах 8 и 11. При отсутствии вращения в периодическом течении среднее число Нуссельта существенно — на 20 % — выше, чем в среднем для всего канала, а при большем значении параметра K средние числа Нуссельта в обоих случаях сравнивались. Вращение оказывает депрессивное влияние на теплоотдачу в периодическом течении, уменьшая ее на 8 % относительно неподвижного канала, и умеренно интенсифицирует теплоотдачу (на 10 %) в П-образном канале. Сопротивление П-образного канала оказалось не столь сильно зависящим от влияния вращения, как в случае периодического течения. При сравнении значений ζ/ζ_0 при $K = 0$ и 0,25 получено, что для П-образного канала вращение увеличило сопротивление на 31 %, а для периодического течения — на 98 %.

Таблица 2

**Значения нормированных теплоотдачи и сопротивления
для отдельных сегментов и всего П-образного канала ($Re = 6 \cdot 10^4$, $Pr = 0,71$)**

K	Nu/Nu ₀				ζ/ζ_0	
	Сегмент с периодическим течением	Сегмент 11 перед поворотом	Сегмент 8 за поворотом	Весь канал	Сегмент с периодическим течением	Весь канал
0	1,75	1,88	1,17	1,46	9,2	10,3
0,1	1,61	1,85	1,25	1,52	10,7	11,6
0,25	1,61	1,96	1,45	1,61	18,2	13,5

Выводы

Численно решены задачи турбулентного течения и теплообмена в неподвижных и вращающихся каналах квадратного сечения, у которых на двух противоположных стенках имеются периодические прямые ребра, наклоненные относительно продольной оси канала. Характеристики течения и теплообмена в оребренном П-образном канале сопоставлялись с характеристиками оребренного прямого канала, не зависящими от входных и выходных условий.

Методика численного решения проверялась путем сопоставления данных расчета и эксперимента о локальной теплоотдаче в П-образных каналах с ребрами, наклоненными на углы 45° и 60° . Уровень согласования результатов позволяет считать методику численного моделирования валидированной.

Решение задачи о пространственно-периодическом течении в прямом оребренном канале показало, что влияние вращения приводит к существенной перестройке вихревой структуры потока, при которой симметричные парные продольные вихри трансформируются в одиночный продольный вихрь, направление закрутки которого определяется направлением силы Кориолиса и ориентацией ребер относительно оси канала. Примечательно, что эффекты вращения несколько уменьшают теплоотдачу и сильно увеличивают гидравлические потери.

В результате решения задачи для П-образного канала показано, что структура течения в отдельных сечениях канала под действием вращения претерпевает сильные изменения с тенденцией трансформации в том же направлении, которое было характерно для периодического течения. Однако двухвихревые продольные структуры течения сохраняются на обоих прямых участках канала. Эффекты вращения в П-образном канале вызывают монотонный рост теплоотдачи с ростом параметра вращения как в отдельных сегментах, так и во всем канале. Гидравлические потери также растут под влиянием вращения, но не столь сильно, как в периодическом течении.

Список литературы

1. Han J.-C., Dutta S., Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology. Publ. by CRC Press, 2013. 865 p.
2. Terekhov V.I., Dyachenko A.Yu., Smulsky Y.J., Bogatko T.V., Yarygina N.I. Heat transfer in subsonic separated flows. Springer, 2022. 230 p.
3. Han J.C., Chandra P.R., Lau S.C. Local heat/mass transfer distributions around sharp 180 deg turns in two-pass smooth and rib-roughened channels // J. Heat Transfer. 1988. Vol. 110. P. 91–98.
4. Sogin H.H. Sublimation from disks to air streams flowing normal to their surfaces // Transactions of ASME. 1958. Vol. 80, No. 1. P. 61–69.
5. Menter F., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model // Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. 2003. P. 625–632.
6. Рис В.В., Галаев С.А., Левченко А.М., Писаревский И.Б. Влияние числа Прандтля на интенсификацию теплообмена при развитом турбулентном течении в канале с одной оребренной стенкой // Теплоэнергетика. 2024. № 2. С. 80–89.
7. Smirnov P.E., Menter F.R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term // J. Turbomachinery. 2009. Vol. 131, No. 4. P. 041010-1–041010-8.
8. Рис В.В., Смирнов Е.М., Смирнов С.А. Структура турбулентного течения по прямоугольным каналам, вращающимся вокруг поперечной оси // Прикл. механика и технич. физика. 1985. Т. 26, № 2. С. 64–71.
9. Галаев С.А., Левченко А.М., Рис В.В., Смирнов Е.М. Винтовая длиннопериодическая структура ядра турбулентного потока в нагреваемом прямоугольном канале с наклонными ребрами на одной из стенок // Журнал технической физики. 2024. Т. 94, № 11. С. 1799–1808.

*Статья поступила в редакцию 9 сентября 2024 г.,
после доработки — 17 сентября 2024 г.,
принята к публикации 8 ноября 2024 г.*