

УДК 536.24

## ТЕЧЕНИЕ ВОЗДУХА И ТЕПЛОПЕРЕНОС В УЗКОМ ОРЕБРЕННОМ ОХЛАЖДАЮЩЕМ КАНАЛЕ

К. Чзан, З. Ван\*, Ц. Кан\*\*

Тяньцзиньская лаборатория по конструированию мехатронных систем  
и интеллектуальному управлению, 300384 Тяньцзинь, Китай

\* Школа энергетики и энергетического машиностроения  
Шаньдунского университета, 250061 Цзинань, Китай

\*\* Школа электротехники и электроники  
Тяньцзиньского технологического университета, Тяньцзинь, Китай

E-mails: czhangxj@163.com, wangzhan@sdu.edu.cn, 297430771@qq.com

Численно исследуется теплоперенос в узком оребренном охлаждающем канале с прямоугольным поперечным сечением, расположенном вблизи задней кромки лопасти газовой турбины. Для увеличения теплоотдачи на дне узкого охлаждающего канала устанавливаются продольные ребра, пересекающиеся с поперечными ребрами. При значениях числа Рейнольдса  $Re = 10\,000 \div 30\,000$  исследуется влияние количества продольных ребер на теплоотдачу. Показано, что при установке продольных ребер интенсивность теплоотдачи увеличивается вследствие увеличения числа областей с вторичным течением. Установлено, что с увеличением количества продольных ребер распределение интенсивности теплопереноса становится более равномерным, давление уменьшается значительно, теплоотдача увеличивается во всем исследованном диапазоне чисел Рейнольдса, достигая наибольшего значения при установке двух продольных ребер.

Ключевые слова: газовая турбина, внутреннее охлаждение, продольные ребра, увеличение теплопереноса.

DOI: 10.15372/PMTF20180414

**Введение.** Поскольку в современных газовых турбинах температура газа на входе в двигатель существенно превышает температуру, допустимую для металла лопастей турбины, применяются различные технологии охлаждения газа до приемлемой температуры, что позволяет продлить срок службы двигателя [1]. Распространенной технологией охлаждения является установка змеевиков с размещенными внутри препятствиями (ребрами, игольчатыми ребрами, вмятинами, выступами и т. п.), позволяющими усилить турбулентность потока и тем самым уменьшить температурную нагрузку. В силу простоты изготовления и практичности охлаждающих каналов с установленными внутри ребрами активно исследуются течения в каналах, в которых ребра используются в качестве турбулизаторов (усилителей турбулентности потока). С целью уменьшения затрат при исследовании механизмов теплопередачи и эффективности той или иной внутренней конфигурации охлаждающих каналов используются каналы упрощенной конструкции, например каналы

---

Работа выполнена при финансовой поддержке Национального научного фонда Китая (грант № 51506150).

© Чзан К., Ван З., Кан Ц., 2018

с прямоугольным поперечным сечением, находящиеся под нормальным давлением и при комнатной температуре. Кроме того, полагается, что оребренная стенка канала является квазиизотермической или на ней задается однородный тепловой поток. В действительности внутренние стенки охлаждающего канала находятся под воздействием высокого давления и высокой температуры, а также центробежных сил. Перенос экспериментальных данных, полученных на модели, на реальную конструкцию осуществлен в работе [2], в которой изучалось влияние сжимаемости жидкости, граничных тепловых условий, центробежных сил на теплоперенос и давление в плоском турбулентном потоке. С использованием результатов, полученных в [2], выполнены многочисленные исследования теплопереноса в модельных оребренных каналах [3–6]. На основе результатов этих исследований можно выделить две группы параметров, влияющих на тепловые и аэродинамические свойства каналов: гидродинамические параметры потока (интенсивность турбулентности потока на входе в канал и выходе из него, число Рейнольдса, гидродинамический диаметр охлаждающего канала) и параметры, определяющие геометрию канала (величина углов, под которыми расположены ребра, отношение высоты к ширине ребра, плотность расположения ребер в канале, отношение высоты к ширине прямоугольного канала). Результаты проведенных исследований показывают, что в случае установки продольных и поперечных ребер неортогонально друг другу интенсивность теплового потока больше, чем в случае их ортогонального расположения (под прямым углом). Поэтому в охлаждающих каналах современных газовых турбин продольные и поперечные ребра расположены неортогонально друг другу. При увеличении отношения ширины поперечного сечения к его высоте интенсивность теплопереноса существенно уменьшается, особенно в окрестности задней кромки. Поэтому в узких каналах необходима установка ребер. В настоящее время для увеличения интенсивности теплового потока используются ребра с V- и W-образными поперечными сечениями, а также ребра более сложной формы [7–9]. В работе [10] предложен новый способ расположения продольных и поперечных ребер в охлаждающем канале и приведены результаты экспериментальных исследований, свидетельствующие о том, что при использовании предложенного способа укладки ребер интенсивность теплопереноса существенно увеличивается.

В настоящей работе численно исследуется теплоперенос в охлаждающем канале при укладке продольных и поперечных ребер способом, предложенным в [10]. Исследование выполнено для значений числа Рейнольдса  $Re = 10\,000 \div 30\,000$ .

**Физическая модель и численный алгоритм.** Для того чтобы сравнить результаты численных расчетов с экспериментальными данными, физическая модель и геометрия расчетной области выбирались в соответствии с работой [10]. Расчеты проводились для области, соответствующей половине используемой в эксперименте конструкции (рис. 1). Ширина узкого охлаждающего канала  $W = 100$  мм, половина высоты канала  $H = 12,5$  мм, что соответствует гидравлическому диаметру канала  $D_h = 40$  мм и отношению ширины канала к его высоте, равному 4,0. Для того чтобы обеспечить периодическое течение, расчетная область расширялась в обоих направлениях от сечения, в котором проводились замеры в эксперименте, на величину  $4D_h$ . Таким образом, общая длина расчетной области  $L = 17,25D_h$ . Ширина и высота ребра равны 2 мм, величина угла наклона поперечных ребер к направлению потока равна  $60^\circ$ . На нижней поверхности канала расположено 16 поперечных ребер на расстоянии 20 мм друг от друга.

Расчеты проводились для четырех случаев расположения продольных ребер: 1) продольные ребра отсутствуют; 2) установлено одно продольное ребро; 3) имеется два продольных ребра; 4) имеется три продольных ребра. Продольные ребра расположены на одинаковом расстоянии друг от друга, их длина равна  $L = 9,25D_h$ . Расположение ребер в случае 3 показано на рис. 2. Заштрихованная область на рис. 2, длина которой в на-

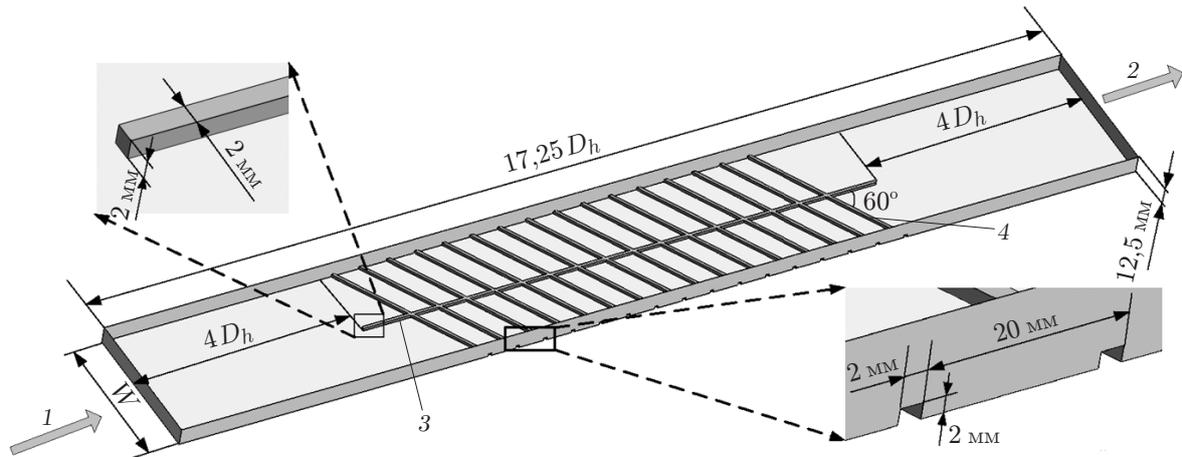


Рис. 1. Схема расчетной области:

1 — вход, 2 — выход, 3 — продольные ребра, 4 — наклонные поперечные ребра

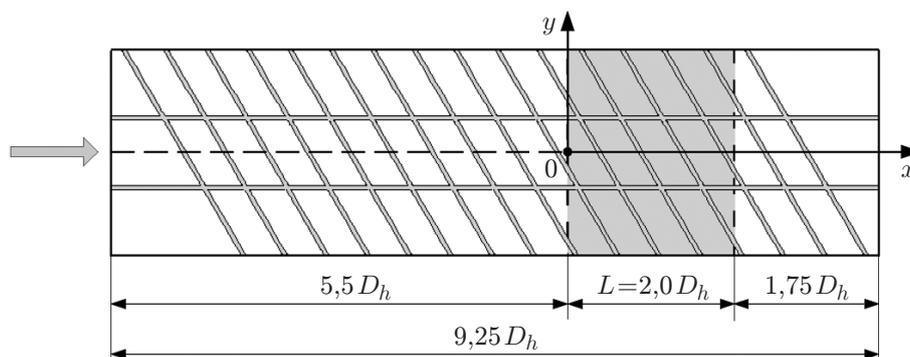


Рис. 2. Схема расположения ребер в случае 3

правлении потока равна  $L = 2,0D_h$ , соответствует области, для которой в [10] получены экспериментальные данные. Ось  $x$  направлена вдоль потока, ось  $y$  — поперек него. Полагается, что охлаждающий воздух течет вдоль изотермической горячей стенки, распределение температуры которой имеет небольшой градиент. Это предположение соответствует условиям, при которых проводилось большинство экспериментов по исследованию процессов теплопереноса. Также полагается, что боковые стенки канала являются адиабатическими и на них отсутствует проскальзывание, нижняя стенка канала и поверхность ребер имеют постоянную температуру, равную 313 К, и на них также отсутствует проскальзывание. На выходе из канала поддерживается постоянное статическое давление, равное 100 кПа.

Трехмерная задача об установившемся течении с учетом теплопереноса численно решена с использованием коммерческого пакета ANSYS CFX. В этом пакете при решении дифференциальных осредненных уравнений Рейнольдса производные по пространственным переменным аппроксимируются со вторым порядком точности. При численном интегрировании используется  $(k-\omega)$ -модель турбулентности, позволяющая получить удовлетворительные результаты при сравнительно небольших вычислительных затратах [11]. При этом относительная погрешность при вычислении импульса не превышает  $10^{-5}$ , при вычислении количества тепла —  $10^{-6}$ . На рис. 3 представлено распределение локального числа Нуссельта  $Nu/Nu_0$  на нижней стенке канала для случая 2 расположения ребер, полученное в эксперименте и при численном решении задачи. Область интенсивного теп-

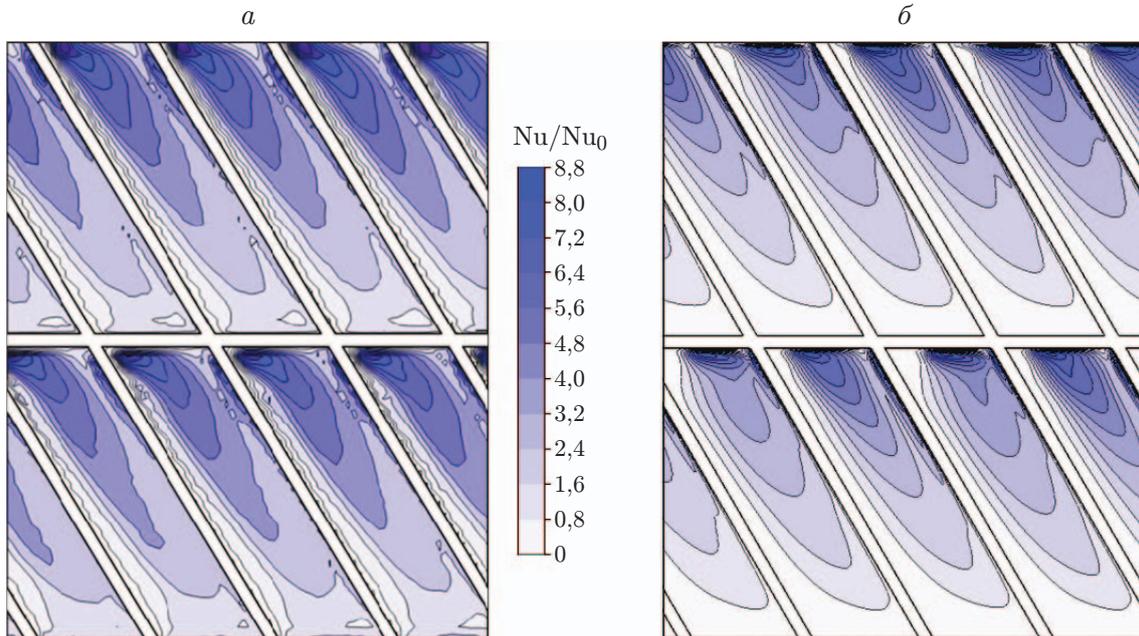


Рис. 3. Распределение числа Нуссельта  $Nu/Nu_0$  на нижней стенке канала для случая 2 расположения ребер:  
 а — данные эксперимента [10], б — результаты численного решения

лопереноса, найденная численно, меньше области, полученной экспериментально. Однако результаты численного решения качественно согласуются с экспериментальными данными, поэтому в дальнейших вычислениях использовалась  $(k-\omega)$ -модель турбулентности.

При вычислениях использовалась структурированная сетка. Вблизи наклонных ребер и нижней стенки канала использовалось 15 слоев мелкой сетки, состоящей из гексаэдрических элементов. Толщина первого слоя вблизи теплопроводящей стенки равна 0,01 мм и, соответственно,  $y^+ \approx 1$ . Зависимость численного решения от размера ячеек сетки исследовалась при решении задачи в случае отсутствия ребер (случай 1). Использовались сетки с различным числом ячеек:  $1,71 \cdot 10^6$  ячеек (сетка 1),  $4,30 \cdot 10^6$  ячеек (сетка 2),  $5,73 \cdot 10^6$  ячеек (сетка 3). На рис. 4 представлена зависимость локального числа Нуссельта  $Nu/Nu_0$  от координаты  $x/D_h$  для случая 1 расположения ребер при  $y/W = 0,4$ ,  $Re = 10\,000$ . Из рис. 4 следует, что при дальнейшем измельчении сетки результаты численного решения практически не меняются. Поэтому при решении задачи в случае 1 использовалась сетка с числом ячеек  $4,30 \cdot 10^6$ . Зависимость результатов численного решения от размера ячеек сетки для случаев 2–4 расположения ребер проверялась аналогичным образом.

Газ в канале охлаждения полагается идеальным с плотностью  $\rho$ , теплопроводностью  $k$ , динамической вязкостью  $\mu$ , которые считаются постоянными в силу незначительной разности температур хладагента и горячей нижней стенки канала.

Число Рейнольдса определяется через гидравлический диаметр и скорость потока на входе  $U_{in}$ :

$$Re = \rho U_{in} D_h / \mu.$$

При численном решении задачи число Рейнольдса менялось в диапазоне  $10\,000 \div 30\,000$  в зависимости от скорости потока. Число Нуссельта на нижней стенке канала вычислялось по формуле

$$Nu = q(x, y) D_h / [k(T_w - T_{bulk}(x))],$$

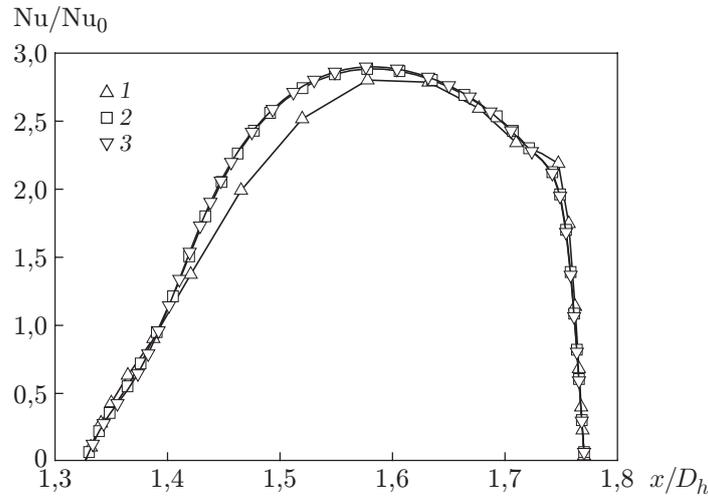


Рис. 4. Зависимость среднего числа Нуссельта от координаты  $x/D_h$  на нижней стенке канала в случае 1 расположения ребер при  $y/W = 0,4$ ,  $Re = 10\,000$  на сетках с различным числом ячеек: 1 — сетка 1, 2 — сетка 2, 3 — сетка 3

где  $q(x, y)$  — плотность локального потока тепла на нижней стенке;  $T_{bulk}(x)$  — средняя температура потока;  $T_w = 313\text{ K}$  — температура нижней стенки канала. С учетом изменения давления вдоль канала и экспериментальных данных [10] коэффициент потери давления  $f$  вычисляется по формуле

$$f = (p_{in} - p_{out})D_h / (2L\rho U_{in}^2),$$

где  $p_{in}, p_{out}$  — давления на входе и выходе из канала соответственно.

Число Нуссельта и коэффициент потери давления для турбулентного потока в стационарной гладкой круговой трубе вычисляются по формулам [12, 13]

$$Nu_0 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad f_0 = 2(2,236 \ln Re - 4,639)^{-2}$$

( $Pr = 0,707$  для воздуха).

В данной работе отношение чисел Нуссельта  $Nu/Nu_0$  используется для оценки интенсивности теплового потока, отношение коэффициентов потери давления  $f/f_0$  — для оценки потерь вследствие наличия трения.

Общий тепловой коэффициент полезного действия  $\eta$  охлаждающего канала вычисляется по формуле

$$\eta = (\bar{Nu}/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3},$$

где  $\bar{Nu}$  — осредненное по области, заштрихованной на рис. 2, число Нуссельта:

$$\bar{Nu} = \int_0^{2,0D_h} \int_{-1,25D_h}^{-1,25D_h} Nu \, dy \, dx.$$

**Результаты исследования и их обсуждение.** На рис. 5, 6 показаны изолинии коэффициента интенсивности теплопередачи  $Nu/Nu_0$  на нижней стенке охлаждающего канала и линии тока в окрестности нижней поверхности канала для случаев 1 и 3 при  $Re = 10\,000$ .

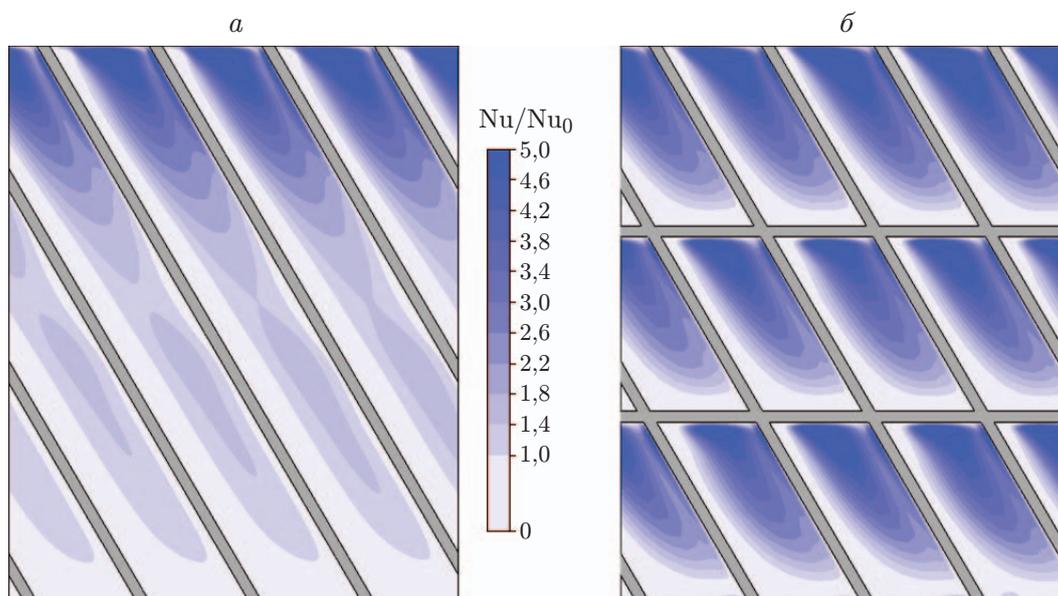


Рис. 5. Изолинии коэффициента интенсивности теплопередачи  $Nu / Nu_0$  на нижней стенке охлаждающего канала для случаев 1 (*a*) и 3 (*б*) расположения ребер при  $Re = 10\,000$

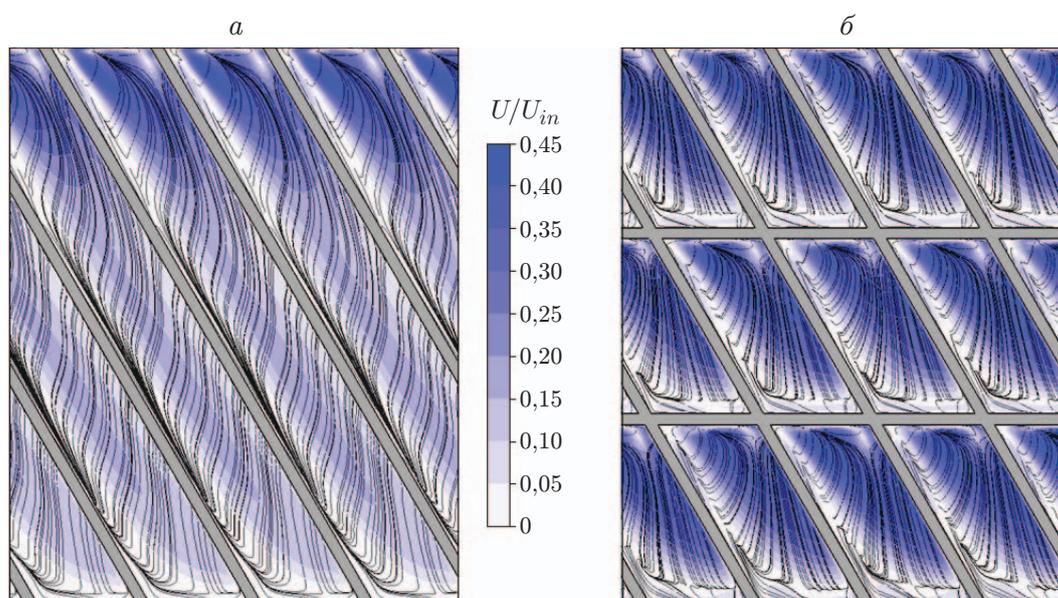


Рис. 6. Поля скорости и линии тока в окрестности нижней поверхности канала для случаев 1 (*a*) и 3 (*б*) расположения ребер при  $Re = 10\,000$

Значения коэффициентов интенсивности теплопередачи  $Nu/Nu_0$ ,  
 потери давления  $f/f_0$  и теплопередачи  $\eta$   
 при  $Re = 10\,000$  и различном числе продольных ребер

Вариант расположения ребер	$Nu/Nu_0$	$f/f_0$	$\eta$
1	1,475	3,173	1,004
2	2,071	3,905	1,315
3	2,423	4,418	1,477
4	2,452	4,751	1,458

В случае 1 в каждом промежутке между наклонными ребрами имеются область высокой интенсивности теплопередачи, расположенная вниз по потоку, и область сравнительно низкой интенсивности теплопередачи, расположенная вверх по потоку (см. рис. 5, *a*). В случае 1 область развитого вторичного течения соответствует области интенсивной теплопередачи, область с небольшой скоростью — области низкой интенсивности теплопередачи (см. рис. 6, *a*). При распространении области вторичного течения вдоль наклонного ребра скорость потока уменьшается, что приводит к уменьшению интенсивности теплопередачи. Такой характер изменения интенсивности теплопередачи наблюдается также в других случаях расположения наклонных ребер [8, 10, 14]. В узких каналах интенсивность теплопередачи уменьшается значительно, чем в широких.

В случае 3 поток воздуха разбивается продольными ребрами на три потока (см. рис. 5, *b*, 6, *b*). При этом вторичное течение также разрезается продольными ребрами и возникают дополнительные области интенсивного вторичного течения в окрестности продольных ребер вниз по потоку (см. рис. 6, *b*), что приводит к возникновению вблизи них областей с высокой интенсивностью теплопередачи (см. рис. 5, *b*). Таким образом, при наличии двух продольных ребер (случай 3) распределение интенсивности теплопередачи по сечению охлаждающего канала более равномерное, чем в случае их отсутствия (случай 1).

В таблице приведены значения коэффициентов интенсивности теплопередачи  $Nu/Nu_0$ , потери давления  $f/f_0$  и теплопередачи  $\eta$  при  $Re = 10\,000$  и различном числе продольных ребер. Данные, приведенные в таблице, показывают, что по мере увеличения числа продольных ребер интенсивность теплопередачи монотонно увеличивается.

С увеличением числа продольных ребер, расположенных на нижней поверхности канала, увеличивается количество областей с развитым вторичным течением, расположенных в окрестности точек пересечения продольных и наклонных ребер. В результате давление уменьшается более существенно. При любом числе продольных ребер интенсивность теплопередачи больше, чем в канале, в котором продольные ребра отсутствуют. Однако наиболее значительное увеличение интенсивности теплопередачи происходит в канале с двумя продольными ребрами. При этом интенсивность теплопередачи на 47,11 % выше, чем в канале, в котором продольные ребра отсутствуют.

На рис. 7 приведены зависимости коэффициента интенсивности теплопередачи  $Nu/Nu_0$ , коэффициента потери давления  $f/f_0$  и коэффициента теплопередачи  $\eta$  от числа Рейнольдса при различном числе продольных ребер в канале охлаждения. В случаях 3 и 4 расположения ребер интенсивность теплопередачи больше, чем в случаях 1 и 2 (см. рис. 7, *a*), причем не во всех случаях интенсивность теплопередачи монотонно возрастает с увеличением числа Рейнольдса. В случаях 2–4 интенсивность теплопередачи максимальна при  $Re = 20\,000$ . Наибольшее значение интенсивности теплопередачи имеет место при наличии двух продольных ребер.

При любом числе продольных ребер коэффициент потери давления монотонно увеличивается с увеличением числа Рейнольдса (см. рис. 7, *b*). С увеличением числа продольных

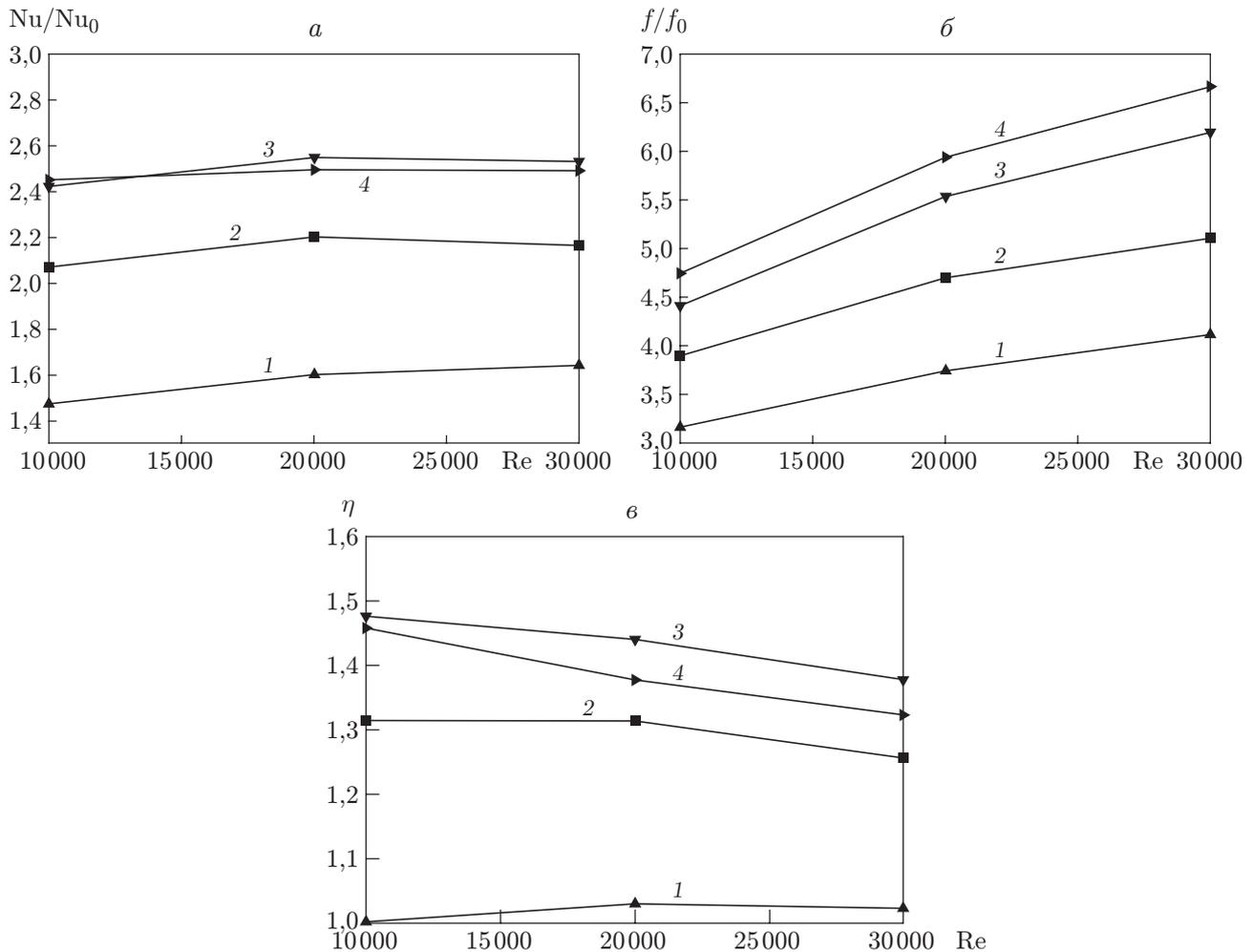


Рис. 7. Зависимости коэффициента интенсивности теплопередачи  $Nu/Nu_0$  (а), коэффициента потери давления  $f/f_0$  (б) и коэффициента теплопередачи  $\eta$  (в) от числа Рейнольдса для различного числа продольных ребер: 1 — случай 1, 2 — случай 2, 3 — случай 3, 4 — случай 4

ребер пристенное течение становится более турбулентным, вследствие чего увеличивается коэффициент потери давления. Как правило, интенсивность теплопередачи увеличивается одновременно с увеличением коэффициента потери давления. В случаях 2–4 интенсивность теплопередачи выше, чем в случае 1 (см. рис. 7, в). При  $10\,000 < Re < 30\,000$  наибольшая интенсивность теплопередачи имеет место в случае 3. Коэффициент теплопроводности принимает максимальное значение при  $Re = 10\,000$ . Таким образом, наличие двух продольных ребер в охлаждающем канале обеспечивает наилучшую теплопередачу.

**Заключение.** В работе численно исследовано влияние на теплопередачу числа продольных ребер, установленных на дне охлаждающего узкого канала, нижняя стенка которого является квазиизотермической, и пересекающихся с наклонными ребрами.

При отсутствии продольных ребер в канале появляются области, расположенные в окрестности соединения наклонных ребер со стенкой канала, в которых возникает интенсивное вторичное течение. В этих областях происходит существенное увеличение интенсивности теплопереноса. Скорость вторичного течения быстро уменьшается при увеличении расстояния от горячей стенки вдоль наклонного ребра. В нижней части охлаждающей камеры вторичное течение практически отсутствует.

При увеличении числа продольных ребер на нижней стенке канала увеличивается количество областей интенсивного вторичного течения, расположенных вблизи точек пересечения продольных и наклонных ребер. При этом на нижней поверхности канала увеличивается область интенсивного теплопереноса. Также увеличиваются потери давления, причем более существенно — при увеличении числа Рейнольдса. Результаты анализа рассмотренных в работе случаев расположения продольных ребер в охлаждающем канале в диапазоне чисел Рейнольдса  $10\,000 \div 30\,000$  показывают, что наиболее значительное увеличение интенсивности теплопередачи имеет место при наличии двух продольных ребер.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. **Han J. C.** Gas turbine heat transfer and cooling technology / J. C. Han, S. Dutta, S. V. Ekkad. L.: Taylor and Francis, 2000.
2. **Kutateladze S. S.** Heat transfer and friction in a turbulent boundary layer / S. S. Kutateladze, A. I. Leontiev. M.: Energoatomizdat, 1985.
3. **Murata A., Mochizuki S.** Effect of cross-sectional aspect ratio on turbulent heat transfer in an orthogonally rotating rectangular duct with angled rib turbulators // J. Heat Mass Transfer. 2003. V. 46, N 16. P. 3119–3133.
4. **Kim K. M., Kim Y. Y., Lee D. H., et al.** Influence of duct aspect ratio on heat/mass transfer in coolant passages with rotation // Intern. J. Heat Fluid Flow. 2007. V. 28, N 3. P. 357–373.
5. **Tender G.** Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45 angled rib turbulators on one/two walls // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2011. V. 54. P. 1081–1090.
6. **Ghorbani-Tari Z., Wang L., Sunden B.** Effect of blockage-ratio on developing heat transfer for a rectangular duct with transverse ribs. S. l., 2013. (Paper / ASME; N GT2013-94441).
7. **Maurer M., Wolfersdorf J., Gritsch M.** An experimental and numerical study of heat transfer and pressure loss in a rectangular channel with V-shaped ribs // J. Turbomach. 2007. V. 129, N 4. P. 15–24.
8. **Su S., Hu J., Liu J. J., An B.** Numerical simulation on heat transfer in duct roughened by periodic alternate scale ribs // J. Aerospace Power. 2008. V. 23, N 12. P. 2274–2279.
9. **Hagari T., Oda T., Douura Y., et al.** Heat transfer and pressure losses of W-shaped small ribs at high Reynolds numbers for combustor liner. S. l., 2010. (Paper / ASME; N GT2010-23197).
10. **Chuang H., Park J. S., Park S., et al.** Augmented heat transfer with intersecting rib in rectangular channels having different aspect ratios // Intern. J. Heat Mass Transfer. 2015. V. 88. P. 357–367.
11. **Zhang C., Liu J. J., Wang Z., et al.** Influence of thermal boundary conditions in conventional heat transfer analysis of an air-cooled turbine vane // J. Engng Thermophys. 2012. V. 33, N 5. P. 761–764.
12. **Kays W. M.** Convective heat and mass transfer / W. M. Kays, M. E. Crawford, B. Weigand. N. Y.: McGraw-Hill Press, 2004.
13. **Petukhov B. S.** Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties // Adv. Heat Transfer. 1970. V. 6. P. 503–564.
14. **Magi A., Montomoli F., Adami P., et al.** Experimental and numerical investigation of stationary ribbed ducts. S. l., 2004. (Paper / ASME; N GT2004-53180).