

УДК 621.438-226.2-719

Письменный Д.Н.¹, Халатов А.А.², Дашевский Ю.Я.¹¹ ГП НПКГ «Зоря»-«Машипроект»² Институт технической теплофизики НАН Украины

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ КАНАЛА ВДОЛЬ ВХОДНОЙ КРОМКИ НА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОТОКА

У статі наведено результати CFD-дослідження теплообміну та втрат тиску в охолоджувальному каналі з вздовж входної кромки лопатки з ребрами-турбулізаторами. Розглянуто вплив форми поперечного перетину каналу на теплогідрравлічні характеристики течії для конфігурацій оребрення з нормальними до потоку та V-подібними ребрами. Дослідження проведено при числі Рейнольдса рівному 100000.

В статье представлены результаты CFD-исследования теплообмена и потерь давления в охлаждающем канале вдоль входной кромки лопатки с ребрами-турбулизаторами. Рассмотрено влияние формы поперечного сечения канала на теплогидравлические характеристики течения в канале при конфигурациях оребрения с нормальными к потоку и V-образными ребрами. Исследование проведено при числе Рейнольдса равном 100000.

This paper presents heat transfer and pressure loss CFD-investigations in the blade leading edge rib roughed cooling channel. The effect of cross section form on thermal and hydraulic performances for 90° and V-shaped rib configurations is described. The Reynolds number is equal to 100000 for this investigation.

D – гидравлический диаметр канала;
 e – высота ребра;
 f – коэффициент трения в канале;
 G – расход воздуха через канал;
 p – шаг ребер в направлении течения охлаждающего воздуха;
 R – радиус скругления вершины канала у входной кромки;
 x – координата вдоль контура канала;
 y^+ – безразмерное расстояние от первого вентеночного узла до стенки;

α – угол наклона ребер к направлению течения охлаждающего воздуха;
 β – угол наклона перемычки;
 γ – угол заострения входной кромки;
 Nu – число Нуссельта;
 Pr – число Прандтля;
 Re – число Рейнольдса;
 ГТД – газотурбинный двигатель.

Индексы нижние:

0 – для гладкого круглого канала.

Введение

Повышение температуры газа перед турбиной остается одним из основных направлений повышения КПД современных газотурбинных двигателей (ГТД). Это, в свою очередь, требует повышения глубины охлаждения лопаточных венцов турбины. Обеспечение требуемой глубины охлаждения входной кромки охлаждаемых лопаток современных высокотемпературных ГТД является одной из наиболее сложных задач при их разработке. Это вызвано, с одной стороны, высокой интенсивностью теплообмена со стороны газа в районе точки торможения потока, а с другой – малой площадью теплообмена со стороны охлаждающего воздуха.

Одним из часто применяемых способов интенсификации теплообмена в каналах систем охлаждения лопаток современных ГТД является применение ребер-турбулизаторов квадратного сечения, которые располагаются на стенках каналов, имеющих непосредственный контакт с газом. Интенсификация теплообмена при этом достигается за счет постоянного разрушения пограничного слоя и дополнительной турбулизации потока у теплообменной поверхности. В течение последних лет были проведены многочисленные исследования теплогидравлических характеристик таких каналов, среди которых можно отметить [1, 2]. Однако в большинстве случаев

эти работы касаются каналов прямоугольного сечения с двумя противоположными оребренными стенками. Применение результатов этих исследований для расчетов других форм каналов, в частности для охлаждающего канала вдоль входной кромки, не позволяет получить достоверные результаты. Данные по применению ребер-турбулизаторов в таком канале в открытой литературе весьма ограничены и в основном касаются каналов треугольного сечения. К таким работам можно отнести [3], где исследовался теплообмен в канале, поперечное сечение которого представляет собой равнобедренный треугольник с двумя оребренными стенками. В этой работе представлен анализ влияния различного расположения ребер-турбулизаторов на распределение интенсивности теплообмена в канале. Однако, треугольная форма поперечного сечения не совсем корректно отображает канал вдоль входной кромки лопатки и не позволяет оценить интенсивность теплоотдачи на цилиндрическом участке входной кромки, что очень важно.

В работе [4] исследовался канал, форма поперечного сечения которого ближе к имеющим место в реальных охлаждаемых лопатках. Однако в этой работе рассмотрена лишь одна конфигурация оребрения, и результаты данной работы не позволяют оценить влияние различных факторов и конфигураций оребрения на теплообмен и потери давления.

В работах [5, 6] выполнено исследование различных конфигураций оребрения и влияния различного расположения участков с ребрами-турбулизаторами по контуру поперечного сечения на интенсивность теплоотдачи и потери давления в канале с формой поперечного сечения аналогичной охлаждающему каналу вдоль входной кромки. Однако эти работы относятся к каналам с одинаковой формой поперечного сечения.

Целью настоящей работы является исследование влияния формы поперечного сечения канала вдоль входной кромки на интенсивность теплоотдачи и потери давления в канале при наиболее часто встречаемых конфигурациях оребрения.

1. Объект исследования

В настоящей работе исследовался охлаждающий канал вдоль входной кромки лопатки, как показано на рис. 1.

Форма поперечного сечения характеризуется отношением радиуса у входной кромки к гидравлическому диаметру канала R/D , углом заострения входной кромки γ и углом наклона перемычки β . Влияние этих величин на теплообмен и гидравлическое сопротивление в рамках настоящей работы исследуется в следующем объеме:

- влияние угла заострения $\gamma = 10^\circ, 30^\circ, 60^\circ$, при $R/D = 0,3, \beta = 0^\circ$;
- влияние радиуса у входной кромки $R/D = 0,15, 0,3, 0,5$; при $\gamma = 30^\circ, \beta = 0^\circ$;
- влияние наклона перемычки $\beta = 0^\circ, 30^\circ$ при $R/D = 0,3, \gamma = 30^\circ$.

Такие диапазоны параметров являются типичными для каналов, встречающихся в конструкциях лопаток. На рис. 2 представлены исследуемые формы поперечного сечения канала. Все исследуемые каналы имеют одинаковый гидравлический диаметр D .

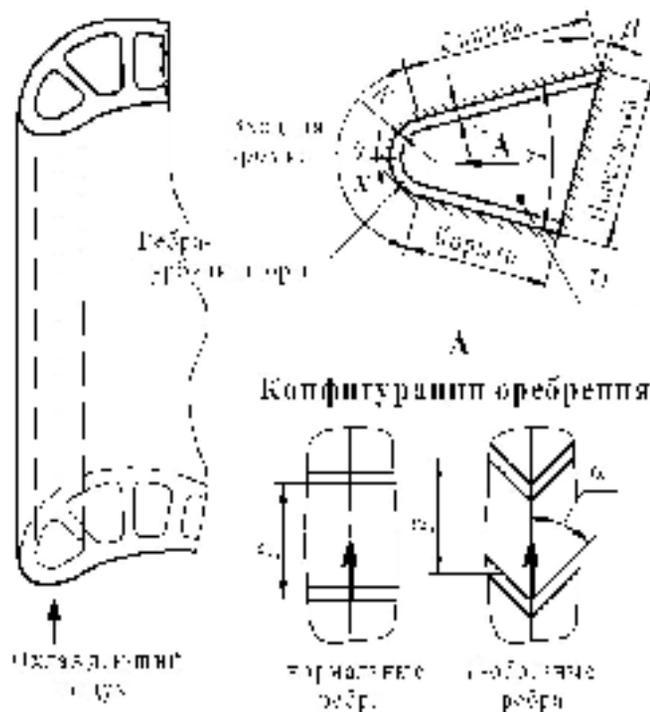


Рис. 1. Участок входной кромки лопатки и исследуемые конфигурации оребрения.

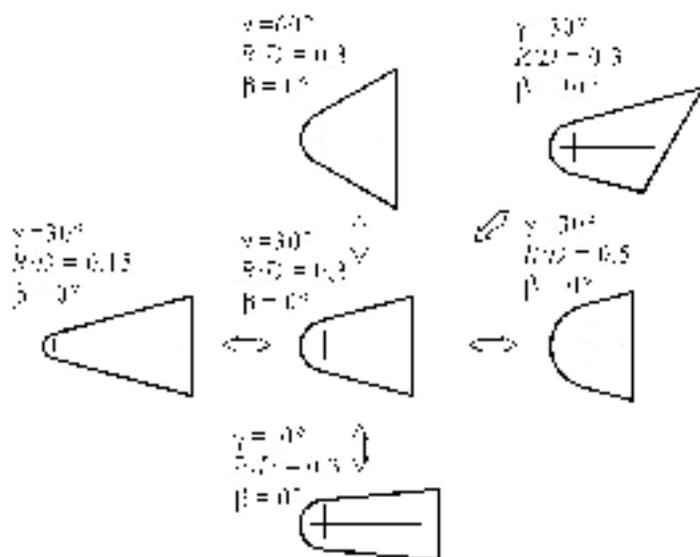


Рис. 2. Исследуемые формы поперечного сечения канала.

На рис. 1 также представлены две исследуемые конфигурации оребрения канала (нормальные ребра и *V*-образные ребра), применение которых наиболее целесообразно. Обе конфигурации имеют одинаковые параметры оребрения, которые характерны для систем охлаждения лопаток ГТД и обладают оптимальными теплогидравлическими характеристиками: ребра квадратного поперечного сечения, относительная высота ребра $e/D = 0,1$, относительный шаг оребрения $p/e = 10$, для *V*-образных ребер угол наклона ребер к направлению течения охлаждающего воздуха $\alpha = 45^\circ$.

Помимо показанных на рис. 1 конфигураций оребрения, для сравнения также исследовались соответствующие гладкие каналы.

Параметры теплообмена и потери давления в канале исследовались при числе Рейнольдса (Re) равном 100000.

2. Метод исследования

Для исследования интенсивности теплообмена и потерь давления в канале использовались CFD-расчеты (Computational Fluid Dynamics), выполненные с помощью коммерческого программного комплекса ANSYS CFX 11.0. Такие расчеты все чаще применяются для

определения теплогидравлических характеристик каналов систем охлаждения и расчета температурного состояния охлаждаемых лопаток.

Для определения параметров расчетной сетки и модели турбулентности, обеспечивающих наилучшее согласование результатов расчета с экспериментальными данными, предварительно были выполнены тестовые CFD-расчеты каналов с ребрами-турбулизаторами, результаты которых частично приведены в [7].

Для выполнения расчетов были созданы расчетные модели, соответствующие исследуемым конфигурациям канала. С целью сокращения количества элементов сетки расчет выполнялся на длине канала, равной двум шагам оребрения в периодической постановке, что позволяет получить результаты расчета, соответствующие полностью развитому турбулентному режиму течения. Для расчетов использовалась *k-ε* модель турбулентности.

В качестве граничных задавались следующие условия:

- постоянная температура стенки канала;
- объемный сток тепла, обеспечивающий периодичность температурного поля, определенный как суммарный тепловой поток со стенок канала, отнесенный к объему расчетной области;
- потери полного давления на расчетном участке, обеспечивающие необходимый расход воздуха через канал, соответствующий числу Рейнольдса $Re = 100000$.

Для каждой геометрии расчетных моделей с помощью программного комплекса ANSYS ICEM CFD 11.0 были созданы гексаэдрические структурированные сетки, обеспечивающие требования к величине безразмерного расстояния от первого пристеночного узла до стенки (y^+). Для всех вариантов расчета значение y^+ составляло от 5 до 10, что удовлетворяет требованиям *k-ε* модели турбулентности с применением масштабированной (scalable) пристеночной функции [8].

3. Результаты исследований

Полученная в результате расчета интенсив-

ность теплоотдачи, выраженная числом Нуссельта (Nu), была приведена к значению числа Нуссельта для развитого турбулентного течения в гладком круглом канале (Nu_0), определенному по зависимости Диттуса-Болтера:

$$Nu_0 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

В табл. 1 представлены значения приведенных чисел Нуссельта (Nu/Nu_0), осредненных для четырех участков теплообмена,

Табл. 1. Теплогидравлические характеристики течения в канале

Вариант расчета	Характерный размер	Nu/Nu_0					f/f_0	$(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$	
		входная кромка	спинка	корыто	перемычка	средний в канале		входная кромка	средний в канале
Влияние угла раскрытия γ ($R/D = 0,3; \beta = 0^\circ$)									
Гладкий канал	$\gamma = 10^\circ$	0,81	0,98	0,82	0,91	0,97	0,82	0,92	
	$\gamma = 30^\circ$	0,84	0,95	0,86	0,91	0,97	0,85	0,91	
	$\gamma = 60^\circ$	0,90	0,89	0,84	0,87	0,93	0,92	0,89	
Нормальные ребра	$\gamma = 10^\circ$	2,35	3,07	2,16	2,76	27,87	0,78	0,91	
	$\gamma = 30^\circ$	2,21	2,76	2,03	2,46	19,11	0,83	0,92	
	$\gamma = 60^\circ$	2,11	2,41	1,88	2,18	13,85	0,87	0,91	
V-образные ребра	$\gamma = 10^\circ$	4,12	3,22	1,82	3,15	22,78	1,45	1,11	
	$\gamma = 30^\circ$	3,70	3,17	1,98	2,94	18,72	1,39	1,11	
	$\gamma = 60^\circ$	3,37	2,94	1,97	2,66	14,66	1,38	1,09	
Влияние радиуса у входной кромки R/D ($\gamma = 30; \beta = 0^\circ$)									
Гладкий канал	$R/D = 0,15$	0,53	0,93	0,87	0,88	0,96	0,54	0,90	
	$R/D = 0,3$	0,84	0,95	0,86	0,91	0,97	0,85	0,91	
	$R/D = 0,5$	0,97	0,86	0,87	0,90	0,97	0,98	0,91	
Нормальные ребра	$R/D = 0,15$	1,53	2,71	2,05	2,46	20,08	0,56	0,91	
	$R/D = 0,3$	2,21	2,76	2,03	2,46	19,11	0,83	0,92	
	$R/D = 0,5$	2,53	2,58	2,00	2,37	16,57	0,99	0,93	
V-образные ребра	$R/D = 0,15$	3,01	3,59	2,24	3,23	26,51	1,01	1,08	
	$R/D = 0,3$	3,70	3,17	1,98	2,94	18,72	1,39	1,11	
	$R/D = 0,5$	3,41	2,95	2,12	2,83	15,52	1,37	1,14	
Влияние наклона перемычки β ($R/D = 0,3 \gamma = 30^\circ$)									
Гладкий канал	$\beta = 0^\circ$	0,84	0,95	0,86	0,91	0,97	0,85	0,91	
	$\beta = 30^\circ$	0,84	0,87 0,99	0,82	0,88	0,97	0,85	0,91	
Нормальные ребра	$\beta = 0^\circ$	2,21	2,76	2,03	2,46	19,11	0,83	0,92	
	$\beta = 30^\circ$	2,14	2,49 2,81	2,03	2,36	17,79	0,82	0,90	
V-образные ребра	$\beta = 0^\circ$	3,70	3,17	1,98	2,94	18,72	1,39	1,11	
	$\beta = 30^\circ$	3,70	2,68 3,43	1,79	2,73	16,41	1,46	1,07	

расположение которых приведено на рис. 1, и для канала в целом. При этом теплообмен на оребренных поверхностях приводился к площади соответствующей поверхности гладкого канала, и таким образом включает в себя увеличение площади теплообменной поверхности за счет оребрения. Такой подход характерен для большинства расчетов теплообмена в случае применения турбулизаторов данного типа.

Кроме интенсивности теплоотдачи, в качестве характеристик течения в канале, в настоящей работе рассмотрены гидравлическое сопротивление (потери давления) и теплогидравлическая эффективность.

Потери давления в канале в настоящей работе характеризуются коэффициентом трения (f), приведенным к значению коэффициента трения для развитого турбулентного течения в гладком круглом канале (f_0) определенному по зависимости:

$$f_0 = 0,079 \cdot \text{Re}^{-0,25}.$$

Значения коэффициента теплогидравлической эффективности $(\text{Nu}/\text{Nu}_0)/(f/f_0)^{1/3}$ применяется для сравнения эффективности исследуемых вариантов оребрения и характеризует прирост интенсивности теплоотдачи при одинаковой затраченной мощности на прокачку охладителя.

Полученные в результате расчетов значения приведенных коэффициентов трения (f/f_0) и значения коэффициента теплогидравлической эффективности, определенные с учетом увеличения интенсивности теплоотдачи только на участке входной кромки и для среднего значения для канала также представлены в табл. 1.

3.1. Влияние конфигурации оребрения

На рис. 3 представлено распределение по контуру поперечного сечения канала приведенного числа Нуссельта, осредненного в направлении течения на длине канала равной шагу оребрения. Распределение по контуру представлено вдоль координаты x (рис. 1), значение которой приведено к радиусу у входной кромки R .

Как видно из представленных результатов,

в исходном варианте формы поперечного сечения ($R/D = 0,3$; $\gamma = 30^\circ$; $\beta = 0^\circ$) конфигурация оребрения даже при одинаковых параметрах оребрения (e/D , p/e), существенно влияет не только на распределение интенсивности теплообмена по контуру поперечного сечения, но и на среднее значение числа Нуссельта в канале.

Применение V -образных ребер обеспечивает больший прирост интенсивности теплоотдачи в районе входной кромки, что согласуется с результатами исследований, приведенных в [3]. В данном варианте среднее приведенное число Нуссельта на участке входной кромки составляет 3,70 (табл. 1). В случае применения нормальных ребер характер распределения интенсивности теплоотдачи аналогичен гладкому каналу, и в районе входной кромки увеличение теплоотдачи составляет 2,21. Это вызвано тем, что, применение V -образных ребер приводит к возникновению парного вихря, который подводит более холодный воздух из ядра потока в область входной кромки, где только начинает формироваться пограничный слой. В случае применения нормальных ребер,

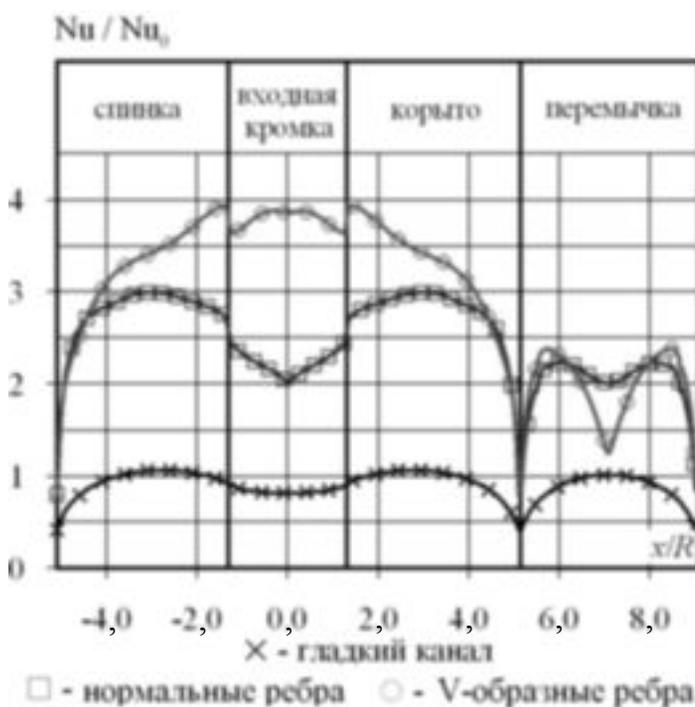


Рис. 3. Влияние конфигурации оребрения на распределение теплоотдачи.

существенных вторичных течений, влияющих на структуру течения в канале в целом, не наблюдается.

Необходимо отметить, что скачкообразное уменьшение числа Нуссельта при переходе с плоской оребренной стенки, характеризующей участки спинки и корыта, на цилиндрическую стенку, характеризующую входную кромку, вызвано в основном уменьшением коэффициента оребрения с 1,2 до 1,13 для нормальных ребер и с 1,28 до 1,21 для *V*-образных ребер.

Коэффициенты трения для обоих вариантов оребрения имеют близкие значения. По всей видимости, это объясняется тем, что снижение потерь давления, вызванное более плавным обтеканием наклонных ребер-турбулизаторов (в конфигурации с *V*-образными ребрами), компенсируется увеличением потерь давления из-за возникновения парного вихря.

Значение коэффициентов теплогидравлической эффективности для обеих конфигураций оребрения выше, чем для гладкого канала. При этом, с точки зрения обеспечения максимальной интенсивности теплообмена на участке входной кромки, конфигурация с *V*-образными ребрами существенно предпочтительнее.

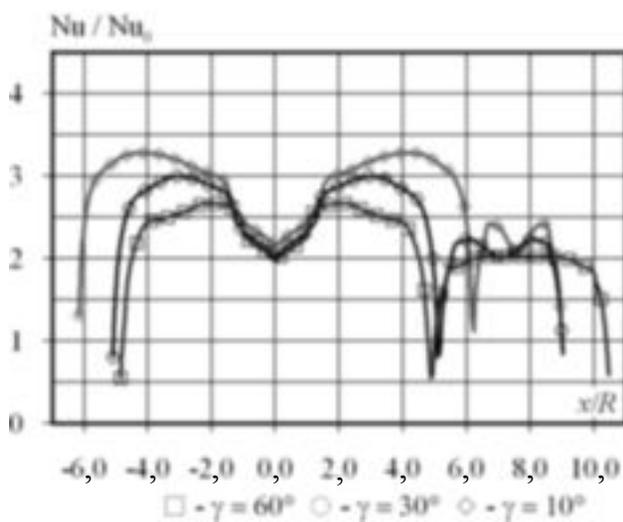
3.2. Влияние угла заострения

Влияние угла заострения γ на распределе-

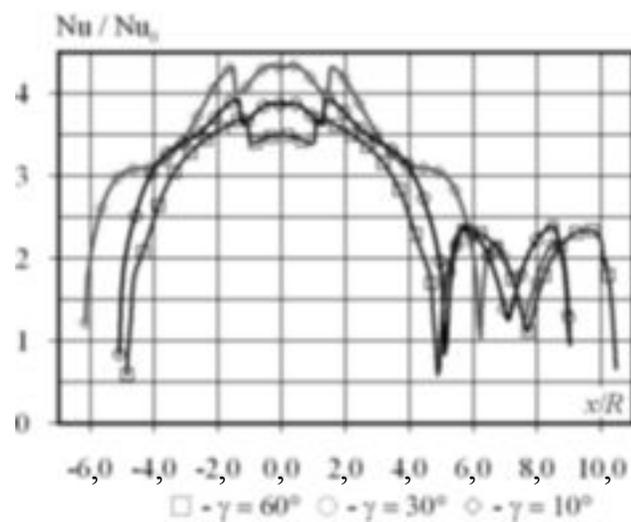
ние интенсивности теплоотдачи при $R/D = 0,3$ представлено на рис. 4.

Как видно из рис. 4 и табл. 1, увеличение угла заострения приводит к снижению интенсивности теплоотдачи на оребренных поверхностях для обоих вариантов оребрения. Для нормальных ребер влияние γ сказывается сильнее на удалении от участка входной кромки, а для *V*-образных ребер снижение теплоотдачи происходит практически на всем оребренном участке, что свидетельствует о снижении интенсивности вторичных течений в канале. На участке входной кромки увеличение γ с 10° до 60° для нормальных ребер приводит к снижению Nu/Nu_0 на входной кромке на 10 %, а для *V*-образных ребер – на 18 %.

Уменьшение интенсивности теплоотдачи сопровождается уменьшением коэффициента трения в канале, что частично связано с уменьшением удельной части оребренной стенки с 81 % ($\gamma = 10^\circ$) до 64 % ($\gamma = 60^\circ$). Однако, несмотря на практически неизменное значение коэффициента теплогидравлической эффективности, определенного по средней теплоотдаче в канале, коэффициент теплогидравлической эффективности, определенный по участку входной кромки, для нормальных ребер даже увеличился с 0,78 до 0,87, а для *V*-образных ребер снизился с 1,45 до 1,38.



нормальные ребра



V-образные ребра

Рис. 4. Влияние угла заострения на распределение теплоотдачи.

3.3 Влияние радиуса входной кромки

Влияние радиуса входной кромки при $\gamma = 30^\circ$ на распределения интенсивности теплоотдачи представлено на рис. 5. Необходимо отметить, что для удобства на данных графических зависимостях значение координаты x для каждого варианта приведено не к фактическим величинам радиуса R , а к его значению R^* для варианта $R/D = 0,3$.

В целом, с точки зрения распределения интенсивности теплоотдачи, снижение R/D аналогично увеличению угла заострения γ . Однако при постоянном гидравлическом диаметре D и параметрах оребрения e/D и p/e , снижение величины R/D с 0,5 до 0,15 приводит к снижению коэффициента оребрения в районе входной кромки с 1,16 до 1,07 для нормальных ребер, и с 1,24 до 1,15 для V -образных ребер.

Это приводит к тому, что, несмотря на то, что наибольшие значения интенсивности теплоотдачи на участке спинки и корыта имеют место при $R/D = 0,15$, такое поперечное сечение имеет наименьшие величины теплоотдачи на входной кромке. В свою очередь, это приводит к резкому уменьшению коэффициента теплогидравлической эффективности, определенного по участку входной кромки для обеих конфигураций оребрения.

Однако при уменьшении радиуса у входной кромки существенно снижается и протяженность участка входной кромки, и влияние полученного уменьшения интенсивности теплоотдачи на температурное состояние лопатки в районе входной кромки становится незначительным. Поэтому при таких низких значениях R/D выполнение оребрения на участке входной кромки становится нецелесообразным [6].

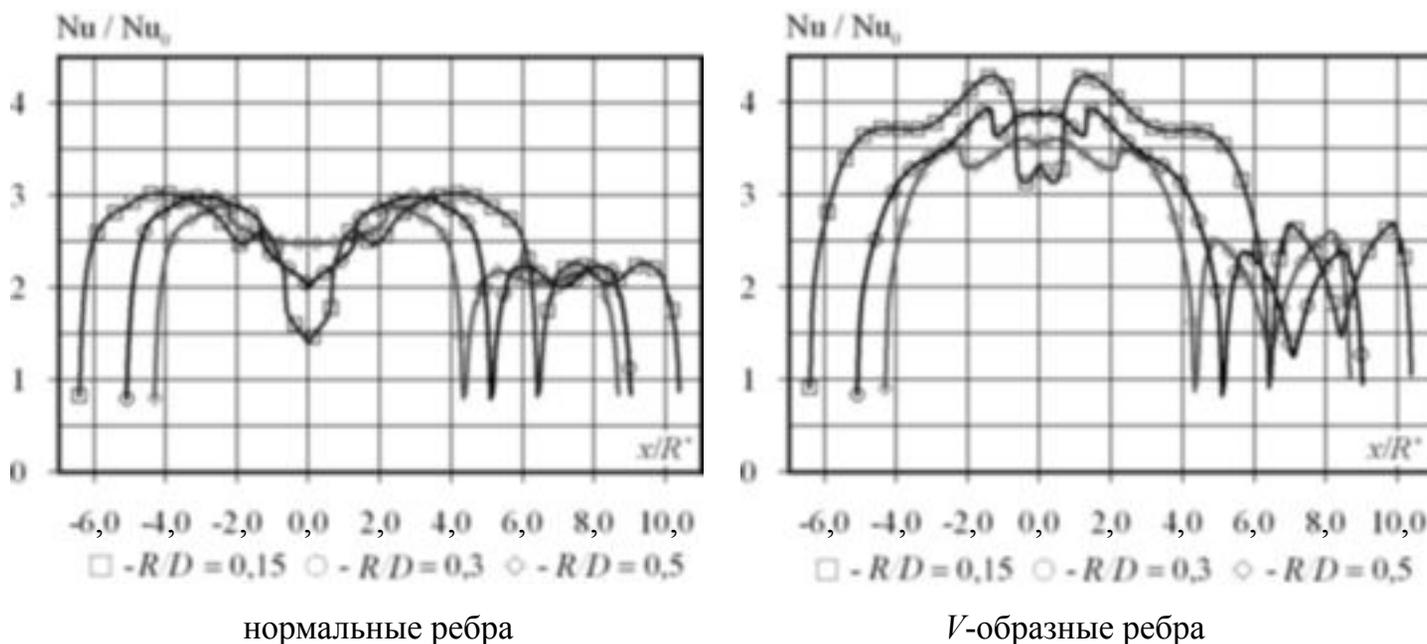


Рис. 5. Влияние радиуса у входной кромки на распределение теплоотдачи.

3.4 Влияние наклона перемычки

Как видно из рис. 6 и данных, представленных в табл. 1, наклон перемычки практически не отражается на интенсивности теплообмена на участке входной кромки и лишь приводит к небольшому ее перераспределению на боковых

стенках и на перемычке. Так, для нормальных ребер из-за увеличенной неоребренной перемычки, проекция которой на стенку спинки при $\beta = 30^\circ$ практически занимает половину ее длины, интенсивность теплоотдачи несколько уменьшается. В случае применения V -образных ребер, наклон перемычки существенно меняет

структуру течения. Как видно из рис. 7, на котором в виде поля векторов скорости представлены структуры вторичных течений в канале, при наклоне перемычки парный вихрь со стороны спинки (№ 1) распадается на два вихря (№ 1 и № 3). В связи с этим увеличение теплоотдачи со стороны спинки имеет ступенчатый харак-

тер. При этом, из-за смещения в сторону корыта потока воздуха из центральной части канала к входной кромке, на корыте наблюдается местное увеличение интенсивности теплообмена.

Изменение коэффициента трения и коэффициента теплогидравлической эффективности при наклоне перемычки незначительно.

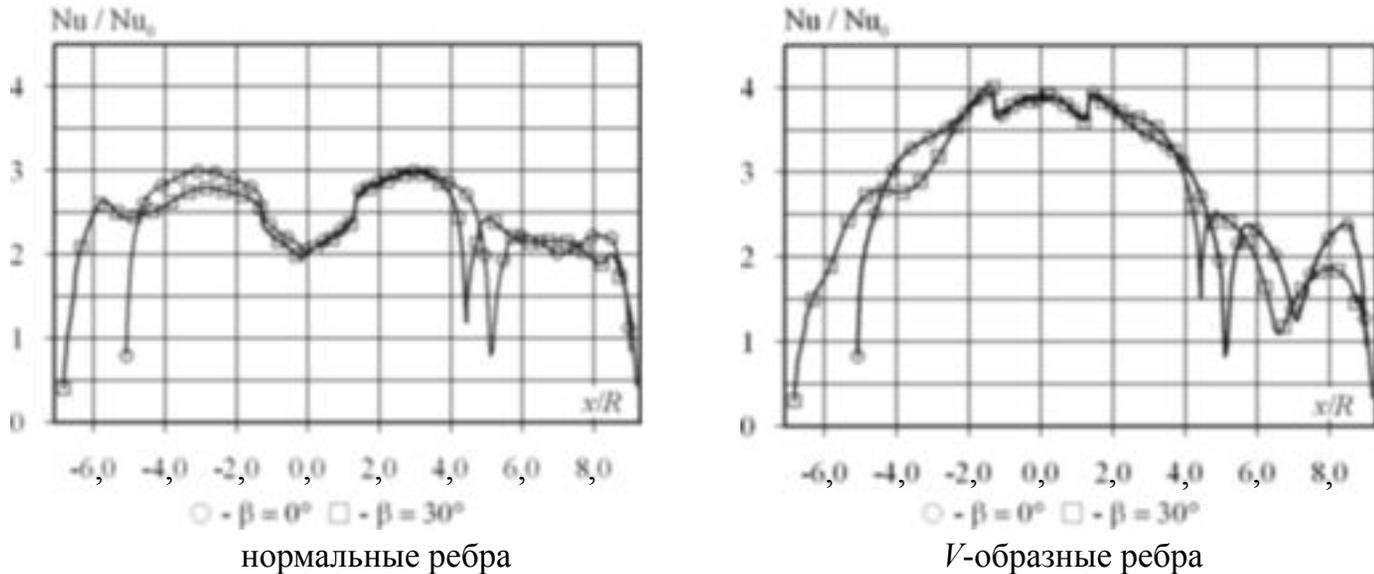


Рис. 6. Влияние наклона перемычки на распределение теплоотдачи.

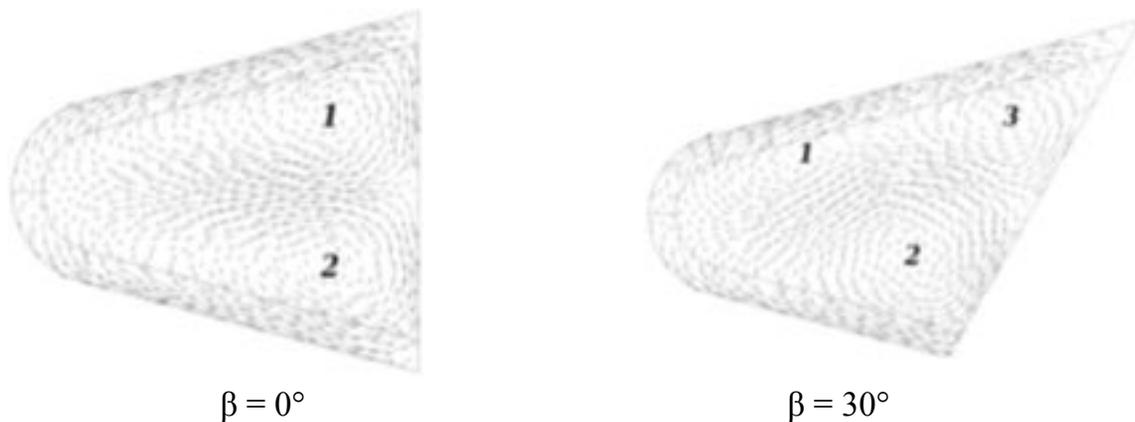


Рис. 7. Структура вторичных течений для конфигурации с V-образными ребрами.

Выводы

По результатам выполненного в настоящей работе исследования влияния формы поперечного сечения на интенсивность теплоотдачи и потери давления в канале вдоль входной кромки можно отметить следующее:

1. Увеличение угла заострения γ с 10° до

60° для нормальных ребер приводит к снижению Nu/Nu_0 на входной кромке на 10 %, а для V-образных ребер на 18 %. При этом, для нормальных ребер влияние γ сказывается сильнее на удалении от участка входной кромки, а для V-образных ребер уменьшение теплоотдачи происходит практически на всем оребренном

участке, что свидетельствует о снижении интенсивности вторичных течений в канале.

2. С точки зрения распределения интенсивности теплоотдачи, уменьшение R/D аналогично увеличению угла заострения γ . Однако, в связи со значительным уменьшением коэффициента оребрения в районе входной кромки при $R/D = 0,15$, на входной кромке получены наименьшие величины теплоотдачи. В связи с этим при таких низких значениях R/D выполнение оребрения на участке входной кромки становится нецелесообразным.

3. Наклон перемычки практически не отражается на интенсивности теплообмена на участке входной кромки и лишь приводит к небольшому ее перераспределению на боковых стенках и на перемычке.

Полученные результаты позволяют более достоверно выполнять расчеты температурного состояния охлаждаемых лопаток и более корректно подходить к вопросам их проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хан, Парк, Лей. Интенсификация теплообмена в канале с турбулизаторами // Энергетические машины. – 1985. – Т. 107, № 3. – С. 38-45.

2. *Taslim M.E., Li T., Kercher D.M.* Experimental heat transfer and friction in channels roughened

with angled, V -shaped and discrete ribs on two opposite walls // – 1994, ASME Paper 94-GT-163.

3. *Lee D.H., Rhee D.H., Cho H.H.* Heat transfer measurements in a rotating equilateral triangular channel with various rib arrangements // ASME Turbo Expo 2006. ASME Paper GT2006-90973.

4. *Dmaschke N., Wolfersdorf J., Semmler K.* Heat transfer and pressure drop measurements in a rib roughened leading edge cooling channel // ASME Turbo Expo 2009, ASME Paper GT2009-59399.

5. *Письменный Д.Н., Дашевский Ю.Я., Халатов А.А.* Влияние конфигурации ребертурбулизаторов на теплообмен и потери давления в охлаждающем канале вдоль входной кромки лопатки // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 32. – № 4. С. 54-62.

6. *Письменный Д.М.* Теплообмін і втрати тиску в охолоджуючому каналі уздовж вхідної кромки лопатки при частковому оребренні стінок // Вісник двигунобудування. – 2010. – № 2. – С. 82-87.

7. *Письменный Д.Н.* CFD-расчет теплоотдачи и потерь давления в канале с ребрамитурбулизаторами // Вестник двигателестроения. – 2009. – № 3 (22). – С. 82-87.

8. *Turbulence and near-wall modelling* // ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0.

Получено 18.03.2011 г.