

УДК 532.516; 536.24.01

Халатов А.А.,<sup>1</sup> Романов В.В.,<sup>2</sup> Дашевский Ю.Я.,<sup>2</sup> Письменный Д.Н.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Институт технической теплофизики НАН Украины

<sup>2</sup>ГП НПКГ «Зоря»-«Машипроект»

## ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГТД

### Часть 2. Перспективные схемы охлаждения

Розглянуто конструкції охолоджуваних лопаток перспективних високотемпературних двигунів.

Рассмотрены конструкции охлаждаемых лопаток перспективных высокотемпературных двигателей.

The air cooled blades & vanes design features for the perspective high performance engines are considered.

$D_h$  – гидравлический диаметр канала;  
 $Nu$  – число Нуссельта;  
 $P$  – шаг ребер в направлении течения;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 $T$  – температура;  
 $e$  – высота ребра;  
 $f$  – коэффициент трения;  
 $m$  – коэффициент вдува;  
 $s$  – эквивалентная ширина щели;  
 $x$  – текущая координата;  
 $\alpha$  – угол наклона ребра;  
 $\theta$  – относительная глубина охлаждения.

#### Индексы нижние:

$s$  – гладкий канал;

$г$  – газ на входе в турбину;  
 $гр$  – греющий газ;  
 $охл$  – охлаждающий воздух;  
 $ст$  – стенка.

#### Сокращения:

ВМ – вихревая матрица;  
 ГТД – газотурбинный двигатель;  
 МК – монокристаллическое (литье);  
 НК – направленная кристаллизация;  
 ПГУ – парогазовая установка;  
 РЛ – рабочая лопатка;  
 СЛ – сопловая лопатка;  
 ТВД – турбина высокого давления;  
 ЦНИОКР – Центр научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

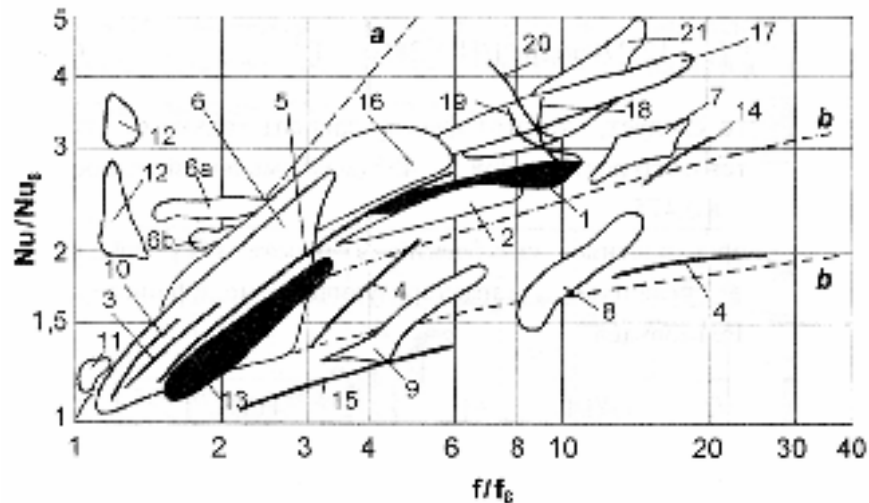
### 1. Микрооребрение

Как видно из представленных выше примеров конструкций лопаток, в современных охлаждаемых лопатках, по ряду причин, используется ограниченный набор методов интенсификации теплообмена.

На рис. 1 из работы [1] дано сравнение различных методов интенсификации теплообмена. На этом рисунке линия «а» соответствует аналогии Рейнольдса  $(Nu/Nu_s)/(ff_s) = 1,0$ , а линии «b-b» – эффекту шероховатости поверхности, где  $Nu/Nu_s$  – отношение среднего числа Нуссельта в канале с турбулизаторами к сред-

нему числу Нуссельта в гладком канале,  $ff_s$  – отношение коэффициента трения в каналах с турбулизаторами к коэффициенту трения в гладком канале той же геометрии. Как видно из рисунка, из применяемых в охлаждаемых лопатках методов интенсификации теплообмена, наиболее высокими теплогидравлическими характеристиками обладают некоторые конфигурации ребер-турбулизаторов, закрученные течения и циклонное охлаждение.

Так как ребра-турбулизаторы квадратного сечения для интенсификации теплообмена в охлаждаемых лопатках применяются чаще, чем



*a*: линия аналогии Рейнольдса;

*b* – *b*: область поверхностной шероховатости.

**Рис. 1. Различные методы интенсификации теплообмена:**

- 1 – внутреннее кольцевое оребрение; 2 – сферические выступы на плоской поверхности; 3 – скрученные ленты; 4 – цилиндрические штырьки; 5 – вихревая матрица; 6 – сферические углубления; 7 – внутренние спиральные канавки; 8 – чередующиеся сферические выступы-углубления; 9 – внутренние канавки; 10 – винтовые трубы; 11 – риблеты; 12 – сферические углубления (кипение); 13 – каналы переменного сечения; 14 – зигзагообразные каналы; 15 – криволинейные каналы; 16 – овальные скрученные трубы; 17 – закрученное течение в трубе; 18 – 90° разрезные ребра; 19, 20 – 60° сплошные и разрезные ребра; 21 – внутреннее циклонное охлаждение (трехканальная циклонная схема).**

какой либо другой метод, его основные теплообменные характеристики необходимо рассмотреть более подробно.






Данные по интенсификации теплообмена в каналах квадратного и прямоугольного сечений с помощью ребер-турбулизаторов квадратного профиля малой высоты у теплообменной поверхности в открытой печати появились в середине 80-х годов XX в. и уже к концу 90-х г.г. уже были проведены обширные исследования теплогидравлических характеристик различных конфигураций ребер с целью выбора оптимальной. Результаты некоторых исследований представлены в табл.1 [2].

Наиболее важными геометрическими характеристиками таких каналов, помимо конфигурации ребер, являются: отношение высоты ребра к гидравлическому диаметру канала ( $e/D_h$ ), отношение шага ребер к высоте ребра

( $P/e$ ), угол установки ребер к направлению течения охладителя ( $\alpha$ ).

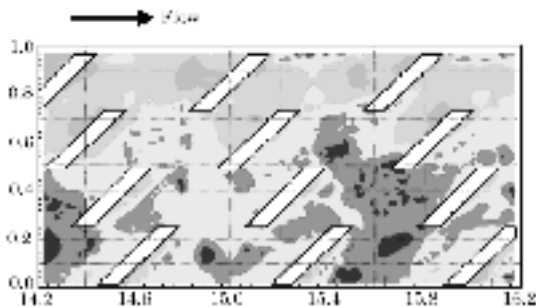
Чрезвычайно важным обстоятельством является то, что наиболее высокий прирост ( $Nu/Nu_s$ ) и, тем более, отношения  $(Nu/Nu_s)/(ff_s)^{1/3}$  наблюдается в узком диапазоне геометрических параметров:  $P/e = 10$ ,  $e/D_h = 0,10$ . С уменьшением  $P/e$  и увеличением  $e/D_h$  по сравнению с указанными значениями, прирост  $Nu/Nu_s$  очень незначителен, но при этом происходит резкое увеличение  $ff_s$ . Это подтверждается, в частности, результатами исследований [3]. Из этих данных, а также ряда других исследований, следует еще и вывод о том, что отношения  $P/e$  и  $e/D_h$  влияют на теплогидравлические характеристики каналов с ребрами-турбулизаторами практически одинаково для ребер всех исследованных конфигураций.

Табл. 1. Конфигурации ребер-турбулизаторов, применяемых в охлаждаемых лопатках

Конфигурация ребер	Авторы	Геометрия ребер, $\alpha, P/e$	$Nu/Nu_s$	$ff_s$	$\frac{Nu}{Nu_s} \frac{1}{(f/f_s)^{1/3}}$
Нормальные ребра 	Han et al., 1985	90°, 10	2,1...2,5	5,8...6,8	1,2...1,3
	Kukreja et al., 1991		2,4...2,6	4,8...6,5	1,4
	Anzai et al., 1991		2,4...2,7	4,9...6,0	1,4...1,5
	Taslim et al., 1994		2,2...2,4	10...13	1,0
Наклонные ребра 	Han et al., 1985	75°, 10	3,3	5,3...9,5	1,6...1,9
		60°, 10	2,5...3,	7,2...10	1,4...1,5
		45°, 10	2,9...3,0	4,3...6,4	1,6...1,7
	Taslim et al., 1994	45°, 10	3,1...3,8	11...14	1,4...1,6
</> тип < тип > тип 	Han et al., 1985	<, 60°, 10	2,8...3,6	8,0...11	1,4...1,6
		<, 45°, 10	2,5...3,3	8,0...10	1,3...1,5
		>, 60°, 10	2,4...3,3	8,5...13	1,2...1,4
	Anzai et al., 1991	>, 45°, 10	2,3...3,0	8,0...11	1,2...1,4
		<, 70°, 10	2,7...4,3	8,0...11	1,4...1,9
	Taslim et al., 1994	>, 70°, 10	2,7...3,9	8,0...9,3	1,4...1,9
Прерывистые (a) (b) (c) 	Han et al., 1985	a, 90°, 10	3,4...3,8	7,5...11	1,7
		a, 90°, 20	2,6...2,8	4,0...6,5	1,5...1,6
		b, 90°, 20	3,3...3,5	6,5...10	1,5...1,8
		b, 90°, 20	1,3...1,6	4,0...6,0	1,3...1,5
	Anzai et al., 1991	c, 90°, 20	3,0...3,2	5,1...6,5	1,4...1,8
		a, 90°, 5	4,6...5,8	18...19	1,8...2,2
</> тип < тип > тип 	Anzai et al., 1991	a, 90°, 10	3,2...3,9	6,5...10	1,7...1,8
		<, 70°, 10	5,9...6,6	10...13	2,7...2,8
		<, 45°, 10	3,0...5,0	10...11	1,4...2,2
		>, 70°, 5	3,5...4,1	7,4...8,0	1,8...2,1
	Taslim et al., 1994	>, 70°, 10	2,5...3,1	5,0...6,0	1,5...1,7
Taslim et al., 1994	>, 45°, 10	2,7...3,0	8,3...10	1,3...1,4	

Как видно из таблицы, некоторые типы геометрии позволяют достичь отношения  $Nu/Nu_s = 5,0$  и даже выше при  $(Nu/Nu_s)/(ff_s)^{1/3}$  более 2,0, что является весьма высоким показателем, но, тем не менее, поиск оптимальной геометрии ребер-турбулизаторов продолжается.

Помимо представленных в таблице, следует отметить *W*-образные ребра, которые наиболее подходят для широких каналов малой высоты, а также различные конфигурации наклонных и *V*-образных разрезных ребер [3]. По данным [4], разрезные ребра предполагается применять и в охлаждаемых лопатках перспективного ГТД с  $T_r = 1700$  °С, конфигурация таких ребер показана на рис. 2.



**Рис. 2. Конфигурация разрезных ребер-турбулизаторов.**

Применение ребер-турбулизаторов в средней части профиля, где канал имеет форму близкую к квадратной или прямоугольной, исследовано достаточно подробно. Применение же ребер-турбулизаторов в каналах вдоль входной кромки встречается редко, и данные в открытой литературе весьма ограничены. В настоящее время проводятся исследования течения в каналах треугольного сечения, которые по форме гораздо ближе к каналам вдоль входной кромки, чем прямоугольные. К таким работам можно отнести [5, 6], где исследовался теплообмен в канале, поперечное сечение которого представляет собой равносторонний треугольник с двумя оребренными стенками. В работе [5] были исследованы варианты с нормальным расположением ребер ( $\alpha = 90^\circ$ ) и наклонными

ребрами, направленными от оребренной с двух сторон вершины канала (входной кромки) вниз ( $\alpha = 45^\circ$ ) и вверх по потоку ( $\alpha = 135^\circ$ ). Схемы оребрения каналов представлены на рис. 3. Наклон ребер на стенках канала приводит к возникновению в канале существенных вторичных течений, структура которых также приведена на рис. 3.

В варианте с нормальными ребрами вторичные течения практически отсутствуют. Наклон ребер от входной кромки вниз по потоку ( $\alpha = 45^\circ$ ) приводит к образованию парного вихря, который направляет к входной кромке охлаждающий воздух вдоль оребренных стенок. В то же время при наклоне ребер от входной кромки вверх по потоку ( $\alpha = 135^\circ$ ) парный вихрь направляет к входной кромке охлаждающий воздух из центральной части потока, то есть из его ядра.

Результаты данных исследований показали, что наиболее оптимальным вариантом является вариант с наклоном ребер вверх по течению от вершины ( $\alpha = 135^\circ$ ). В таком случае интенсивность теплоотдачи на  $1/2$  части оребренных стенок, примыкающих к входной кромке на 75 % выше, чем в случае с нормальными ребрами и ребрами, наклоненными вниз по течению ( $\alpha = 45^\circ$ ), что является весьма положительным моментом с учетом распределения интенсивности теплообмена со стороны газа в районе входной кромки. В случае наклона ребер вниз по течению, максимальная интенсивность теплообмена имеет место на участках оребренных стенок вблизи гладкой стенки. По данным [5], при  $Re = 10000$  у входной кромки при достаточном удалении от входа в канал интенсификация теплообмена достигает  $Nu/Nu_s = 3,7 \dots 4,0$  при  $(Nu/Nu_s)/(ff_s)^{1/3} = 1,5$ , что хорошо согласуется с результатами исследований, приведенных в табл. 1. Еще одно достоинство таких каналов заключается в незначительном влиянии вращения на интенсивность теплообмена. Все это свидетельствует о перспективности применения ребер-турбулизаторов в каналах, расположенных вдоль входной кромки.

Кроме рассмотренных выше конфигураций

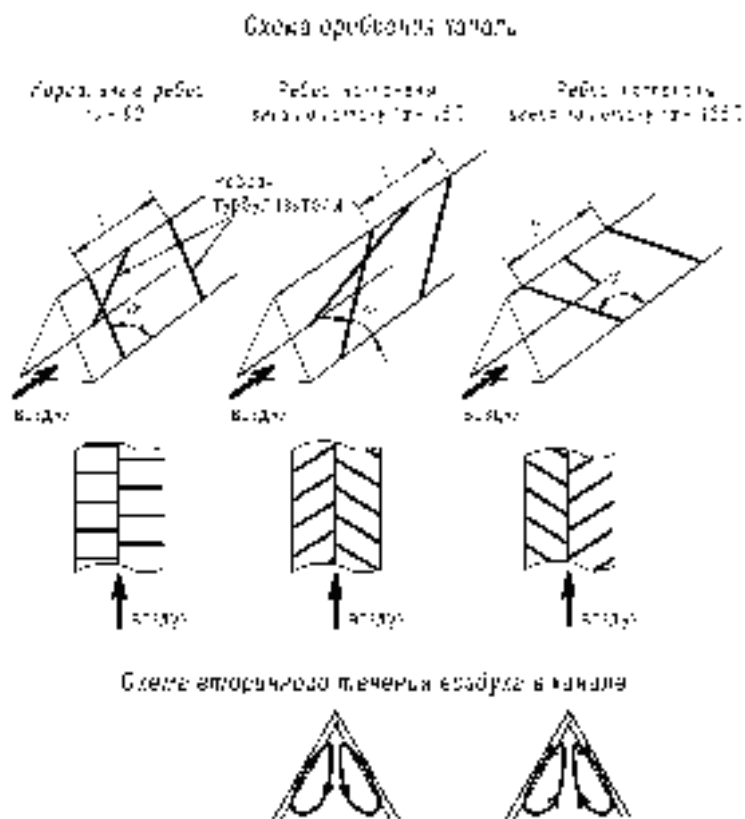


Рис. 3. Схема оребрения канала треугольной формы и структура вторичных течений.

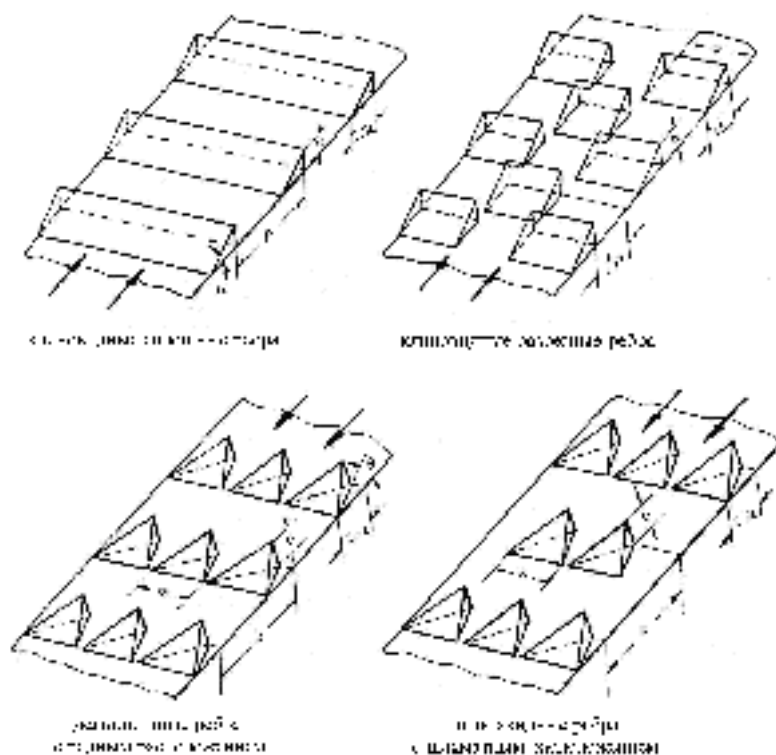


Рис. 4. Схемы клиновидных и дельтавидных ребер.

ребер-турбулизаторов квадратного профиля, представляют также интерес клиновидные и дельтавидные ребра, показанные на рис.4.

По данным [3], при использовании клиновидных прерывистых ребер с отношением шага к высоте  $P/e = 5$  может быть достигнута интенсификация теплообмена  $Nu/Nu_s = 3,0$  при увеличении коэффициента трения  $ff_s = 10$ . Дельтавидные ребра рядной структуры с  $P/e = 10$  позволяют достичь  $Nu/Nu_s = 4,0$  при  $ff_s = 7$ , что соответствует наиболее перспективным конфигурациям ребер квадратного профиля. В то же время, практических конструкций охлаждаемых лопаток с использованием клиновидных и дельтавидных ребер в открытой печати не обнаружено.

Как показывает опыт, при использовании метода интенсификации теплообмена за счет применения ребер-турбулизаторов и при выборе их геометрии для конкретных охлаждаемых лопаток необходимо рассматривать и производственно-технологические аспекты. Проблема заключается в том, что наличие скруглений у вершин ребер и некоторое уменьшение высоты ребер ввиду износа прессформы, при серийном изготовлении лопаток существенно снижает интенсивность теплообмена. Как уже отмечалось, независимо от конфигурации, оптимальная высота ребер-турбулизаторов составляет не более 0,1 от гидравлического диаметра канала. Таким образом, в каналах с гидравлическим диаметром 5...8 мм, которые характерны для РЛ первой ступени ГТД мощностью 25...50 МВт, оптимальная высота ребра составляет порядка 0,5 мм. Как показали расчетные исследования, проведенные в ЦНИОКР «Машпроект», уменьшение фактической высоты ребер на отдельном участке с 0,5 мм до 0,4 мм в условиях, соответствующих первой ступени ГТД с температурой  $T_r = 1300$  °С приводит к повышению температуры стенки лопатки на этом участке на 30 °С и более, что неприемлемо. В то же время, обеспечить контроль геометрии всех ребер с достаточной точностью при серийном изготовлении лопаток техно-

гически весьма проблематично.

Существенным недостатком петлевых схем течения воздуха в радиальных каналах с ребрами-турбулизаторами являются высокие гидравлические потери в  $U$ -образных поворотах из одного радиального канала в другой. По опыту проектирования, эти потери сопоставимы с потерями в радиальных каналах, а в ряде случаев даже превышают их. Это не позволяет обеспечить максимальную интенсивность теплообмена в охлаждающих каналах и снижает эффективность данного технического решения. По этой причине в настоящее время проводятся обширные исследования, в том числе и в условиях вращения, направленные на уменьшение потерь в  $U$ -образных поворотах. Необходимо отметить, что применение развитого пленочного охлаждения с организацией выпуска воздуха на наружную поверхность лопатки из отдельных каналов позволяет уменьшить число  $U$ -образных поворотов и, в значительной мере, устранить отрицательное влияние этого фактора.

В целом можно констатировать, что при использовании рассмотренных выше методов интенсификации теплообмена дальнейшее повышение глубины охлаждения турбинных лопаток может быть достигнуто за счет измельчения отверстий струйного обдува, каналов для прохода воздуха и турбулизаторов. При этом возникает проблема засорения мелких каналов системы охлаждения и необходимость очень точного изготовления ребер малой высоты. Таким образом, несмотря на заметный прогресс в развитии традиционных способов интенсификации теплообмена, появилась острая необходимость в разработке и внедрении новых, альтернативных способов охлаждения лопаток, основанных как на применении новых схемных решений, так и на применении новых методов интенсификации теплообмена.

## 2. Перспективные схемы охлаждения

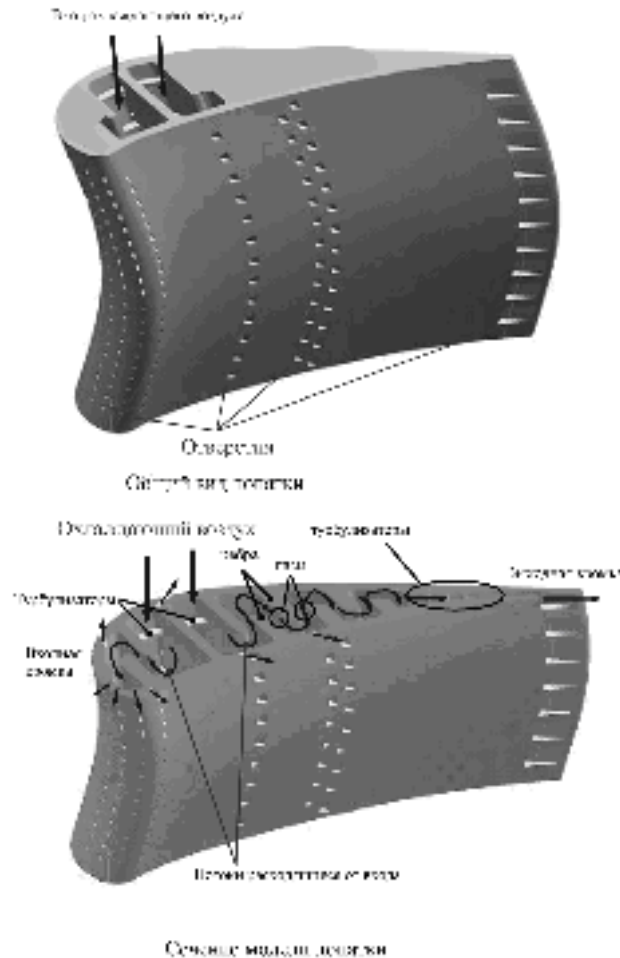
Представляет интерес схема охлаждения лопаток, приведенная на рис. 5 [7]. Данная схема изначально была предложена для СЛ и РЛ ТВД авиадвигателей малых самолетов нового

поколения, но, по мнению авторов, с успехом может быть применена и в энергетических ГТД. Эта схема получила название «многощелевой» (“multi-slot” – по англоязычной терминологии) и при её разработке ставились следующие цели:

- повышение экономичности двигателя за счет уменьшения аэродинамических потерь на основе перехода на методы 3-D профилирова-

ния;

- удешевление изготовления за счет устранения дополнительных деталей, таких как перфорированные дефлекторы;
- обеспечение эффективности охлаждения, эквивалентной лопаткам со струйным обдувом при меньших потерях давления.



**Рис. 5. Многощелевая структура охлаждения СЛ турбины.**

Данные по относительной глубине охлаждения, достигнутые в СЛ такой конструкции, показаны на рис. 6.

Относительная глубина охлаждения лопатки здесь определена как:

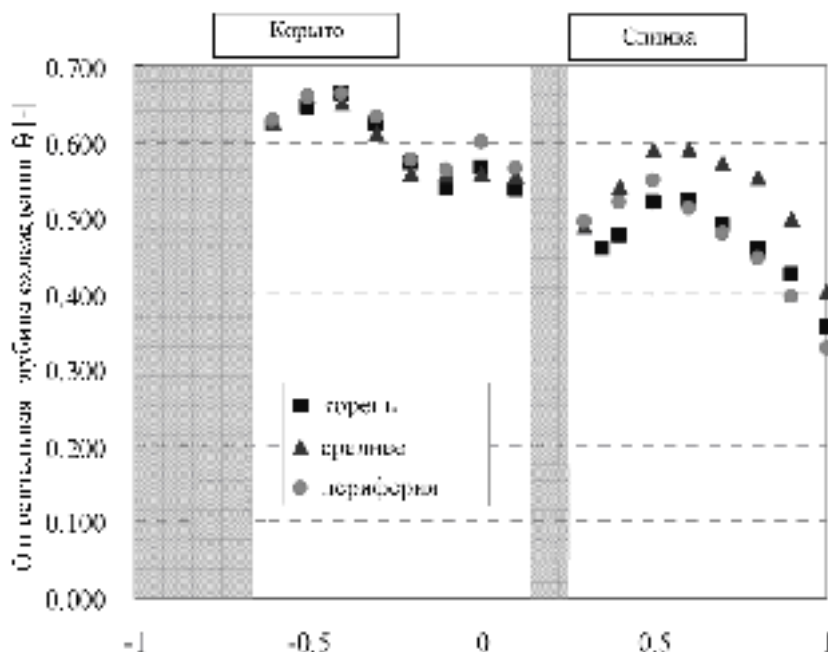
$$\theta = (T_{гр} - T_{ст}) / (T_{гр} - T_{охл}), \quad (1)$$

где  $T_{гр}$  – температура греющего газа;  $T_{ст}$  – тем-

пература стенки со стороны газа;  $T_{охл}$  – температура охлаждающего воздуха.

Разработчики также предполагают, что ресурс таких лопаток будет эквивалентен ресурсу петлевых лопаток. Для их изготовления, по данным разработчиков, подходят применяемые в настоящее время технологии точного литья.





**Рис. 6. Распределение относительной глубины охлаждения в различных сечениях по высоте в условиях испытаний.**

Определенный интерес в последние 15...20 лет некоторые ведущие фирмы-разработчики ГТД проявляют к так называемому транспирационному способу охлаждения. Основной его принцип заключается в том, что каналы охлаждения располагаются в наружных стенках лопаток. Как правило, выпуск воздуха из этих каналов производится на поверхность профиля лопатки через отверстия пленочного охлаждения. В качестве примера может служить РЛ с петлевой схемой течения воздуха, защищенная патентом США № 5660524 от 26.08.97, изображенная на рис. 7. В этой лопатке в средней части профиля в стенке организованы камеры струйного обдува наружных стенок с последующим выпуском этого воздуха на пленочное охлаждение.

Похожее техническое решение реализовано в лопатке, совместно разработанной ЦИАМ и ВИАМ (Россия). Поперечное сечение такой лопатки показано на рис. 8 [8]. По этим данным, при относительном расходе воздуха на охлаждение 5,1 % достигается средняя глубина охлаждения в среднем сечении 0,67, а мини-

мальная – 0,51. Технология изготовления этих лопаток основана на использовании специальных гибких керамических лент, которые формируют каналы в стенке лопатки.

В качестве недостатков таких решений можно выделить существенную неравномерность температур в стенках, что делает предпочтительным их применение в СЛ. Кроме того, в лопатках подобной конструкции пока не удалось организовать охлаждающие каналы в стенках в наиболее проблемных зонах: в районе входной и выходной кромок, что существенно снижает эффект от применения транспирационного охлаждения наряду с резким усложнением технологии изготовления таких лопаток.

Несколько похожее техническое решение заложено в лопатке, защищенной патентом США № 7011502 и представленной на рис. 9. В этой лопатке наружная и внутренняя стенки соединены между собой системами штырьков. Выпуск воздуха из каналов между стенками осуществляется на поверхность через щелевые каналы. В таких лопатках основной эффект в повышении глубины охлаждения достигается



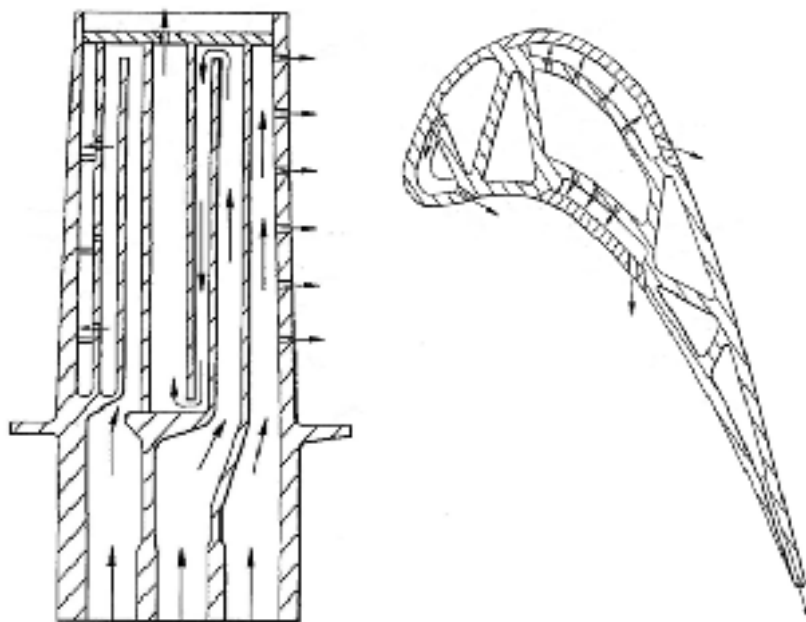


Рис. 7. РЛ с транспирационным охлаждением по патенту США № 5660524.

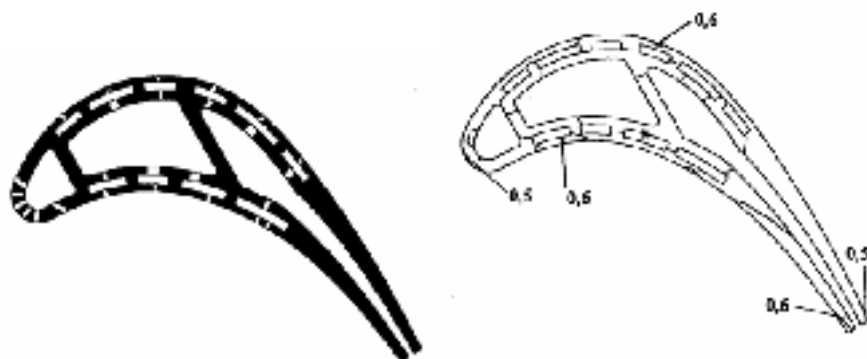
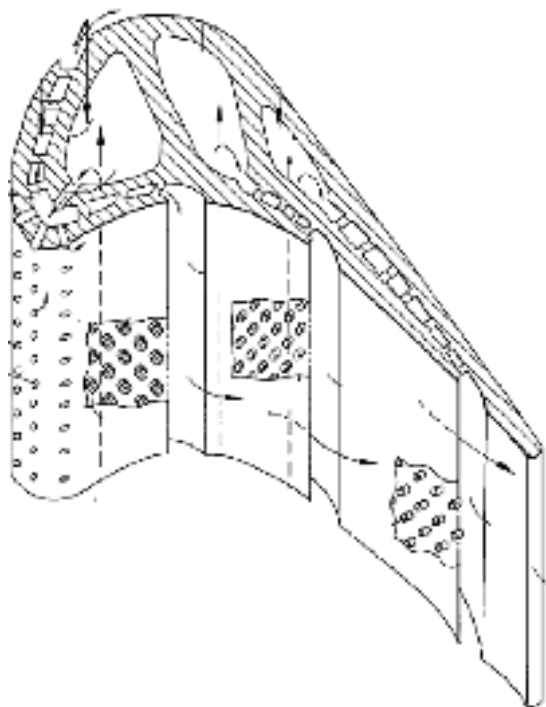


Рис. 8. Рабочая лопатка с проникающим охлаждением разработки ЦИАМ и ВИАМ (Россия).

ся в повышении эффективности пленочного охлаждения. Пленочное охлаждение таких лопаток получило название «щелевое пленочное охлаждение с ячеистым подводом» («*mesh-fed slot film cooling*» по англоязычной терминологии). В [9] исследована геометрия каналов с соотношением высоты штырьков к диаметру 0,2 и наклоном щелей для выпуска воздуха под углом  $20^\circ$  к защищаемой поверхности. Эффективность такого щелевого пленочного охлаждения в 1,25 раза выше, чем при использовании отверстий в зоне  $x/ms < 50$  и почти в 2 раза

выше в зоне  $x/ms > 50$ . Здесь  $x$  – текущая координата (расстояние вниз по потоку от щели),  $m$  – коэффициент вдува,  $s$  – эквивалентная ширина щели.

В качестве нового, альтернативного способа охлаждения лопаток можно также рассматривать циклонное охлаждение. Основной его принцип заключается в тангенциальном подводе воздуха в охлаждающий канал лопатки (циклонную камеру) через дискретные отверстия или щели, что приводит к закрутке потока и значительной интенсификации тепло-



**Рис. 9. РЛ со щелевым пленочным охлаждением с ячеистым подводом.**

обмена на внутренних стенках канала. Интерес к системам циклонного охлаждения, проявляемый в настоящее время рядом ведущих фирм-разработчиков ГТД, обусловлен следующими причинами. Во-первых, согласно различным исследованиям (например, [19] и [11]), в циклонных камерах может быть достигнута интенсификация теплообмена по сравнению с гладким каналом  $Nu/Nu_s = 4,0$  и даже выше, что является очень хорошим показателем. Во-вторых, интенсификация теплообмена при использовании традиционных способов охлаждения требует выполнения очень мелких турбулизаторов, что резко снижает технологичность таких лопаток. К настоящему моменту уже проведен большой объем исследований в области циклонного охлаждения, применительно к лопаткам ГТД, разработан ряд технических решений, многие из которых защищены патентами. Достаточно подробный обзор схем циклонного охлаждения, применимых к охлаждаемым лопаткам приведен в [2]. В то же время, в открытой печати очень мало данных по практическому применению циклонного охлаждения в охлаждаемых лопатках. Есть данные о применении в РЛ ави-

адвигателей для охлаждения входных кромок технического решения, показанного на рис. 10.

В работе [12] представлены данные по модифицированию РЛ «двигателя средней мощности» фирмой «Солар» (США) в соответствии со схемой, представленной на рис. 11. Согласно этим исследованиям, применение циклонного охлаждения (в данном случае, для охлаждения входной кромки) имеет потенциал для повышения температуры газа перед ротором турбины с  $2150\text{ }^\circ\text{F}$  ( $1176\text{ }^\circ\text{C}$ ) до  $2300\text{ }^\circ\text{F}$  ( $1260\text{ }^\circ\text{C}$ ) без применения пленочного охлаждения.

Представляет также практический интерес струйно-циклонная камера охлаждения (рис. 12), рассмотренная в работе [13]. В отличие от предыдущих конструкций в ней используется система наклонных круглых струй, охлаждающих «лобовую» точку лопатки. Наклонные струи формируются со «ступенчатым» отрывом потока в области входных и выходных отверстий, для дополнительной интенсификации теплообмена эти отверстия смещены по высоте камеры, что способствует генерации прецессирующих вихревых структур, разрушающих пограничный слой.

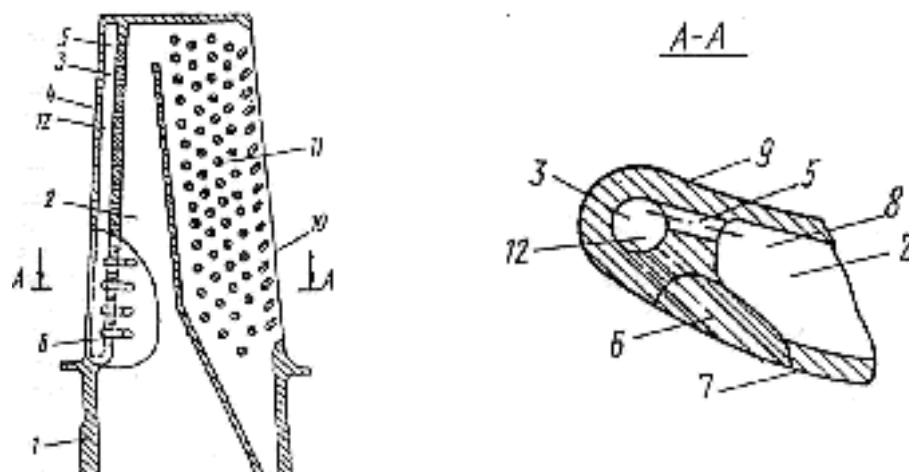


Рис. 10. Охлаждаемая лопатка турбомашин (патент РФ RU2117768).

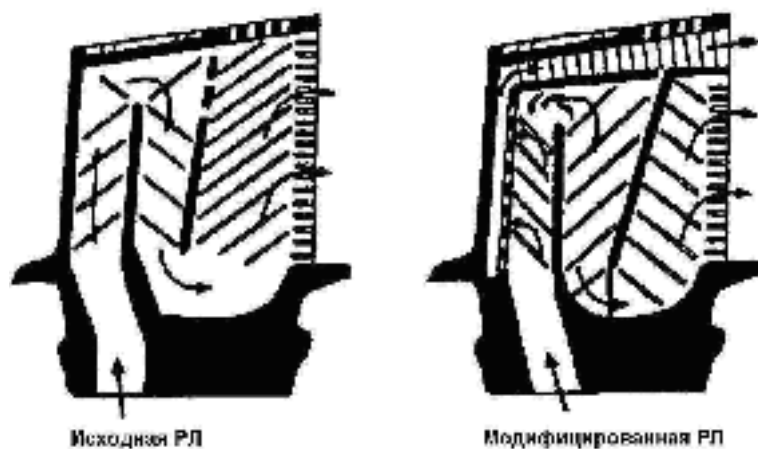


Рис. 11. Схемы системы охлаждения исходной и модифицированной РЛ разработки фирмы «Солар».

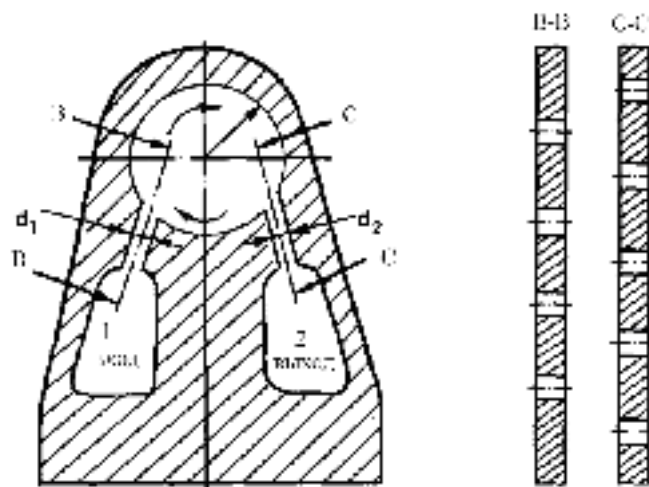


Рис. 12. Струйно-циклонная система охлаждения входной кромки лопатки.

Дискретный характер подвода и отвода охладителя в струйно-циклонной камере приводит к неравномерному распределению теплообмена как по высоте лопатки, так и в угловом направлении, причем угловое распределение может быть несимметричным относительно линии «лобовой» точки. В работе [13] показано, что в зависимости от величины диаметра отверстий угловое распределение теплообмена может иметь «плоский» характер (без максимума) или «острый» максимум, приблизительно соответствующий внешнему распределению теплообмена. Недостатком данного технического решения является технологическая сложность.

В целом же нужно отметить, что для широкого внедрения систем циклонного охлаждения в реальные конструкции охлаждаемых лопаток необходимы дополнительные исследования.

Указанные выше тенденции развития элементов конвективного охлаждения лопаток сопровождаются совершенствованием систем пленочного охлаждения. Однако ограниченный объем журнальной статьи не позволяет рассмотреть этот вопрос более подробно.

### Выводы

На основании выполненного обзора конструкций охлаждаемых СЛ и РЛ можно сделать следующие выводы:

– достигнутые в последние годы успехи в совершенствовании систем охлаждения лопаточных аппаратов позволяют применять чисто воздушные системы охлаждения в энергетических ГТД большой мощности при температурах  $T_r = 1500...1600$  °С;

– из перспективных схем конвективного охлаждения значительный практический интерес представляют циклонные, основанные на принципе закрученного потока в канале охлаждения, многощелевые, а также ряд схем с выпуском воздуха на поверхность;

– дальнейшее совершенствование систем охлаждения лопаток должно проводиться как по пути совершенствования систем внутренне-

го (конвективного) охлаждения, так и по пути совершенствования систем пленочного охлаждения.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Нагога Г.П.* Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин.– М.: Изд. Московского авиационного института.– 1996.– 100 с.

2. *Ануров Ю.М.* Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин // С.-Петербург: СПбГПУ.– Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук.–2005.–32с.

3. *Bunker R.S.* Latticework (Vortex) Cooling Effectiveness. Part 1: Stationary Channel Experiment, ASME Paper № GT2004-54157.

4. *Bunker R.S., et. al.* Latticework (Vortex) Cooling Effectiveness. Part 2: Rotating Channel Experiment, ASME Paper № GT2004-53983.

5. *Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В.* «Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков».– Киев. – 2005. – 500с.

6. *Kizuka N., et al.* Test Results of Closed – Circuit Cooled Blades for 1700°C Hydrogen – Fueled Combustion Gas Turbines, IGTC 99 Kobe TS-10.–P. 343-350.

7. *Han Je-Chin, et. al.* Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, Copyright 2000 by Taylor & Francis, New York, NY 10001.

8. *Ito S., et. al.* Conceptual Design and Cooling Blade Development of 1700°C – Class High Temperature Gas Turbine”. ASME Paper № GT2003-38352.

9. *Lee D.H., Rhee D.H., Cho H.H.* Heat transfer measurements in a rotating equilateral triangular channel with various rib arrangements. ASME Paper № GT2006-90973.

10. *Liu Y.H., Huh M., Rhee D.H., Han J.C., Moon H.K.* Heat transfer in leading edge, triangular shaped cooling channels with angled ribs under high rotation numbers. ASME Paper № GT2008-50344.

11. *Fujimoto S., et al.* Experimental Study on

the Cooling Performance of a Turbine Nozzle with an Innovative Internal Cooling Structure, ASME Paper № GT2009-59597.

12. *Иванов М.А., Почуев В.П.* Проблемы создания высокотемпературных турбин современных авиационных двигателей // Конверсия в машиностроении. – 2000. – №5.

13. *Bunker R.S.* A Study of Mesh-fed Slot Film Cooling, ASME Paper № GT2009-59338.

14. *Glezer B. et al.* A Novel Technique for the Internal Blade Cooling. ASME Paper № 96-GT-181.

15. *Hedlund C.R., Ligrani P.M., et al.* Heat Transfer and Flow Phenomena in a Swirl Chamber Simulating Turbine Blade Internal Cooling. ASME Paper № 98- GT-466.

16. *Glezer B. et al.* “Heat Transfer in a Rotating Radial Channel with Swirling Internal Flow”. ASME Paper № 98- GT-214.

17. *Khalatov A.A., Syred N., et. al.* Quasi Two-Dimensional Cyclone-Jet Cooling Configuration: Evaluation of Heat Transfer and Pressure Losses. ASME Paper № 2001-GT-0182.

*Получено 26.10.2009 г.*