

УДК 532.516 : 536.24.01

ХАЛАТОВ А.А.<sup>1</sup>, ДАШЕВСКИЙ Ю.Я.<sup>2</sup>, ИЗГОРЕВА И.А.<sup>1</sup><sup>1</sup>Институт технической теплофизики НАН Украины<sup>2</sup>ГП НПКГ “Зоря-Машпроект”

## НОВЫЕ ВИХРЕВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ АЭРОТЕРМОДИНАМИКИ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ ГАЗОТУРБОСТРОЕНИИ

### Часть 2. Лопатки с поверхностно-вихревыми углублениями

$D$  – диаметр углубления;  
 $d$  – диаметр охлаждающих отверстий;  
 $f$  – коэффициент поверхностного трения;  
 $G$  – расход;  
 $H$  – высота охлаждающего канала;  
 $h$  – глубина углубления;  
 $L$  – расстояние между пластиной и отверстиями;  
 $M$  – число Маха;  
 $Nu$  – число Нуссельта;  
 $Re$  – число Рейнольдса;

$T$  – температура;  
 $x$  – продольное расстояние;  
 $\alpha$  – угол выхода охладителя;  
 $\gamma$  – плотность углублений.

#### Индексы:

– – средний;  
 о – охладитель;  
 г – газ;  
 w – стенка;  
 кр – критический.

#### Внутреннее конвективное охлаждение

Использование поверхностных углублений при внутреннем конвективном охлаждении лопаток газовых турбин представляется одним из перспективных направлений, поскольку высокая тепловая эффективность мини-вихрей типа “торнадо”, генерируемых углублениями, сочетается с низкими гидравлическими потерями. Во многих случаях высокая тепловая эффективность характеризуется опережающим ростом теплообмена по сравнению с увеличением гидравлического сопротивления. Подробный анализ исследований в области теплообмена и гидродинамики потоков около поверхностей, структурированных поверхностными углублениями различной формы, дается в монографии [1].

Судя по имеющейся информации [2], первые исследования лопаток газовых турбин с охлаждающими каналами, использующими поверхност-

ные углубления, выполнены в 1987 г. в КНПО “Труд” и СПБ “Машпроект” (бывшие названия). Исследования были проведены при температуре газового потока от 900 К до 1200 К и подтвердили высокую эффективность использования техники поверхностных углублений.

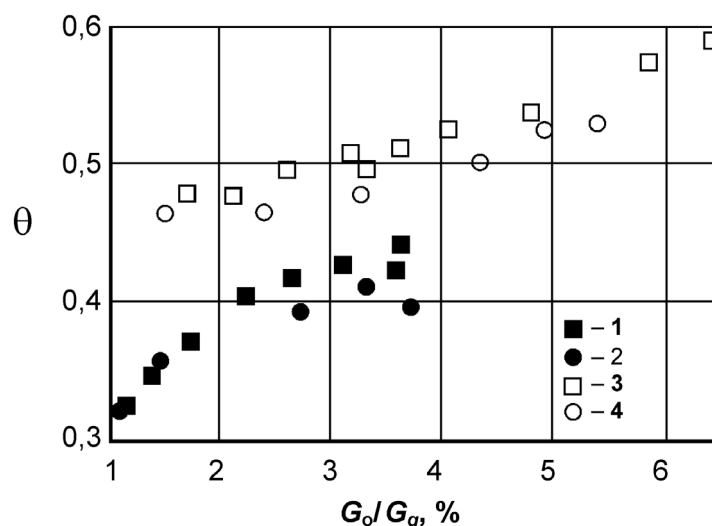
В работе [2] представлены результаты исследования турбинной лопатки оболочковой конструкции, состоящей из массивного стержня (дефлектора) с продольными пазами для охладителя и сгибаемой вокруг него тонкостенной (1,5 мм) оболочки. Радиальные каналы, образованные продольными пазами на стержне и внутренней поверхностью оболочки, имели прямоугольное сечение: семь каналов со сторонами  $10 \times 1$  мм<sup>2</sup> и девять каналов –  $15 \times 1$  мм<sup>2</sup>. Температура обтекающего газа  $T_g$  изменялась от 800 К до 1000 К, числа Рейнольдса и Маха, вычисленные по хорде профиля и скорости на выходе из лопатки, составляли  $Re = (3,9 \dots 4,8)10^5$  и  $M = 0,45 \dots 0,55$ .

Были испытаны два типа лопаток – с гладкими каналами охлаждения и каналами, покрытыми сферическими углублениями на поверхности стержня (внутренняя поверхность канала-охлаждителя). Относительная высота охлаждающего канала  $H/D$  составляла 0,22, т.е. была близкой к параметрам “узкого” канала. Диаметр углублений равнялся 4,25 мм, глубина – 0,5 мм ( $h/D = 0,12$ ), а плотность углублений  $\gamma$  – около 70%. Согласно выполненным измерениям, неравномерность температуры поверхности лопатки с гладкими каналами составила 150...200 °С, а лопатки с углублениями – 150 °С. При температуре газового потока 1000 К использование углублений позволило снизить температуру оболочки в передней части на 25...50 °С, а температуру стержня – почти на 100 °С.

Наиболее полно эффект поверхностных углублений выявился при анализе средней глубины охлаждения лопатки (рис. 1). Здесь:  $\theta = (T_g - T_w)/(T_g - T_o)$  – глубина охлаждения. Данные, представленные на этом рисунке, показывают, что поверхностные углубления на нижней поверхности канала охлаждения увеличивают среднюю глубину охлаждения на 10%. Эти результаты убедительно доказали эффективность и перспективность применения поверхностных углублений при внутреннем охлаждении лопаток газовых турбин оболочковой конструкции.

В работе [3] исследованы семь типов охлаждающих каналов со сферическими углублениями применительно к внутреннему охлаждению лопаток газовых турбин. Лучшие теплогидравлические характеристики были достигнуты в прямоугольном канале ( $H/D = 0,66$ ) с наиболее плотным расположением “мелких” углублений ( $\gamma = 78\%$ ;  $h/D = 0,10$ ).

Обширный цикл экспериментальных исследований выполнен в работе [4]. Техника поверхностных углублений была использована в серийных газотурбинных двигателях четвертого и пятого поколений при охлаждении профиля лопатки, удлинительной ножки и замковой части рабочих лопаток высокотемпературных газовых турбин. Применение в охлаждающих каналах центральной части лопаток сферических углублений ( $h/D = 0,135$ ;  $\gamma = 40...50\%$ ) взамен оребрения уменьшило гидравлическое сопротивление и



**Рис. 1.** Средняя по обводу лопатки глубина охлаждения наружной поверхности: влияние относительного расхода охлаждающего воздуха [2]. 1, 2 – гладкие каналы охлаждения. 3, 4 – каналы охлаждения с углублениями. 1, 3 –  $T_g = 860$  К; 2, 4 – 1010 К.

увеличило пропускную способность тракта охлаждения почти на 25%. При заданном перепаде давлений применение углублений увеличило теплообмен в канале охлаждения на 30%, а при неизменном расходе охладителя – на 10%.

Использование поверхностных углублений в “раздаточных” каналах рабочей лопатки повысило теплообмен на 20%, уменьшило температуру оболочки на 22...25 °С и позволило ликвидировать локальные неоднородности температуры оболочки лопатки на участках, не занятых вихревой матрицей. Поверхностные углубления были также использованы для уменьшения теплопроводности от лопаток в диск турбины через замковое соединение; для этого углубления выполнялись на поверхности щелевых подводящих каналов.

Большой цикл исследований выполнен в работе [5]. Для практического применения в системе внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин рекомендован следующий диапазон геометрических характеристик поверхностных углублений:  $\gamma < 0,75$ ,  $h/D < 0,3$ ,  $\gamma(h/D) < 0,23$ . Исследование высокотемпературных лопаток с различными системами охлаждения показало, что пропускная способность каналов с углублениями

на 5...12% меньше, чем в гладком канале, однако на 10...15% больше, чем в канале с оребрением на стороне давления и разрежения. При одинаковом относительном расходе охладителя ( $G_o/G_g = 8\%$ ) теплообмен в канале с углублениями превышает теплообмен в гладком канале на 50% и теплообмен в канале с оребрением – на 25%. При  $G_o/G_g = 10\%$  средняя глубина охлаждения лопатки со сферическими углублениями в охлаждающих каналах превосходит на 30...50% глубину охлаждения лопатки канального типа с петлевой схемой и гладкими каналами и на 10...25% – лопатку с разрезным оребрением. Долговечность лопатки с поверхностными углублениями почти в 3 раза выше долговечности гладкоканальной конструкции, в 1,6 раза выше долговечности лопатки с оребрением охлаждающих каналов и в 5 раз выше лопатки со “штырьковой” системой охлаждения.

Как показано в работах [4, 6], в области относительных потерь  $f/f_0$  от 1,8 до 4,2 максимальная интенсификация теплообмена в канале с поверхностными углублениями ( $Nu/Nu_0$ ) составляет 2,5...2,7. Эти параметры определяют область практического использования техники поверхностных углублений в системах охлаждения лопаток газовых турбин. Дополнительные рекомендации сформулированы в работе [5] и состоят в следующем.

◆ Интенсификация теплообмена в каналах охлаждения с поверхностными углублениями определяется уравнением ( $Nu_0$  – гладкий канал):

$$\overline{Nu}/Nu_0 = 1 + 4,4 [\gamma (h/D)]^{0,8} (D/H)^{0,6}. \quad (1)$$

◆ Сопротивление канала с углублениями характеризуется двумя основными участками: докритическим ( $Re < Re_{кр}$ ) со степенным законом сопротивления ( $f = CRe^n$ ) и автомодельным ( $Re > Re_{кр}$ ), где сопротивление сохраняется постоянным. Для  $h/D < 0,30$  критическое число Рейнольдса составляет

$$Re_{кр} = 10^5 \{1 + 26 [\gamma (h/D)1,1]^{-0,57}\}. \quad (2)$$

◆ Увеличение сопротивления в канале с поверхностными углублениями при докритическом режиме удовлетворительно описывается уравнением

$$f/f_0 = 1 + 26 [\gamma (h/D)]^{1,1}. \quad (3)$$

◆ Интенсификация теплообмена в канале опережает рост потерь давления (фактор аналогии Рейнольдса больше единицы) при условии [5]

$$(H/D) [\gamma (h/D)]^{0,5} < 0,0518. \quad (4)$$

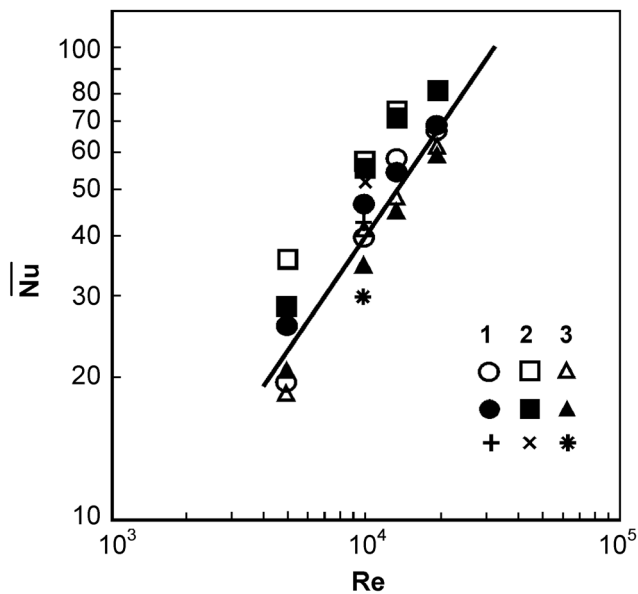
◆ При  $H/D > 0,33$  потери давления не зависят от того, на одной или двух сторонах канала размещены сферические углубления.

Выполненные исследования показали, что в раздаточных каналах системы охлаждения следует использовать “мелкие” сферические углубления [4]. Глубокие сферические углубления ( $H/D = 0,30$ ), изученные в работе [7], характеризуются высоким уровнем теплообмена ( $Nu/Nu_0 = 2,0$ ), но и достаточно большим сопротивлением ( $f/f_0 = 4,0...6,0$ ). Хорошей альтернативой могут служить глубокие цилиндрические углубления, обладающие лучшими теплогидравлическими характеристиками при внутреннем охлаждении [8].

### Струйное охлаждение

Струйное (или “душевое”) охлаждение гладких поверхностей широко используется для охлаждения нагретых поверхностей в энергомашиностроении, ракетной технике, авиации, металлургии, химической технологии и многих других отраслях промышленности. Значительный эффект охлаждения достигается за счет того, что охладитель направляется на поверхность перпендикулярно или под некоторым углом через систему отверстий или щелей, что разрушает пристенный пограничный слой. Сегодняшние возможности струйного охлаждения близки к предельным, и дальнейшее повышение эффективности струйного охлаждения связано с увеличением расхода охладителя. В связи с этим следует искать новые пути повышения его эффективности.

Одним из таких направлений является использование системы регулярных углублений на поверхности теплообмена. При этом струи могут направляться как в центр углублений, так и в



**Рис. 2.** Струйное охлаждение плоской пластины и поверхности с углублениями [9].

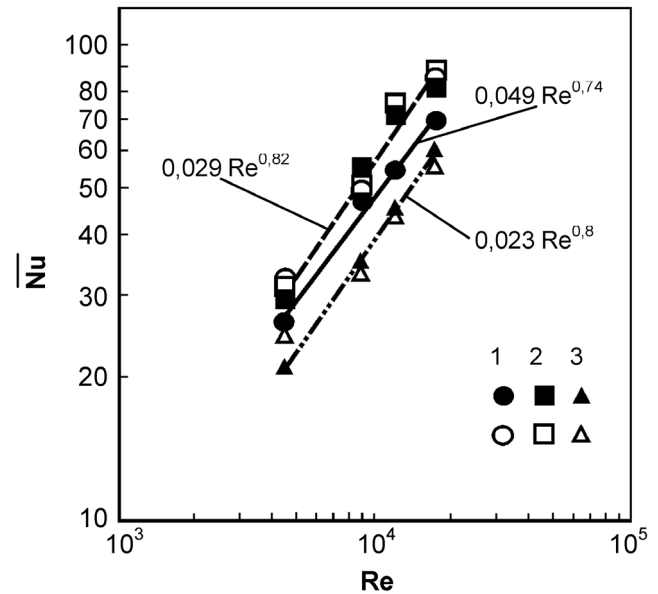
1, 2, 3 – различные схемы выхода потока.

○, □, △ – опытные данные для плоской поверхности. Закрытые символы – опытные данные [9]. Линия – уравнение для плоской пластины.

промежуток между ними. Так как после поворота около “критической” точки формируется канальное течение, то в этом случае могут проявиться все положительные свойства потока около поверхности с углублениями [1].

В работе [9] выполнено экспериментальное исследование струйной системы при ортогональном натекании охлаждающих струй на плоскую поверхность и поверхность, покрытую сферическими углублениями. Углубления имели диаметр равный диаметру струй, а их глубина  $h/D$  составляла 0,5. Исследованы три схемы натекания струй на поверхность теплообмена (рис. 2): с выходом потока в правую (№ 1) и левую сторону (№ 3) и одновременно в обе стороны (№ 2). Воздух на струйное охлаждение подавался слева направо вдоль внешней стороны перфорированной пластины, а охлаждающие струи направлялись в центр углублений. Изучены два варианта с различной плотностью расположения углублений на поверхности.

Подача струи в центр разрушает нестационарные вихревые структуры в углублениях. Поэтому в обоих случаях (плоская поверхность и поверх-



**Рис. 3.** Сравнение струйного и “штырькового” охлаждения [9].

1, 2, 3 – различные схемы выхода потока.

Открытые символы – поверхность со штырьками. Закрытые символы – поверхность с углублениями.

ность с углублениями) интенсивность теплообмена оказалась примерно одинаковой (рис. 2). Фактически в этом случае интенсификация теплообмена на поверхности с углублениями достигалась за счет увеличения ее площади. Как для плоской поверхности, так и поверхности с углублениями схема № 2 показала наилучшие результаты. Во всех случаях распределение теплообмена по длине пластины характеризовалось волнистой кривой с максимумами и минимумами.

Сравнение со “штырьковой” системой охлаждения (рис. 3) показало, что при подаче охладителя по схемам № 2 и № 3 уровень теплообмена примерно одинаков, а для схемы № 1 он несколько выше, чем для поверхности с углублениями. Главный вывод работы [9] состоит в том, что применение углублений на поверхности теплообмена является перспективным методом охлаждения, особенно в случае, когда весовые характеристики системы являются определяющим фактором.

В работе [10] выполнено детальное исследование теплообмена при подаче охлаждающих струй



в центр углублений и в промежуток между ними. В исследовании использовались углубления диаметром 12,7 мм и относительной глубиной  $h/D = 0,125$  и  $0,25$ . Диаметр охлаждающих отверстий  $d$  составлял 6,35 мм, они располагались в 12 рядов по 4 углубления в каждом. Шаг между отверстиями равнялся  $4d$ , а расстояние от среза отверстий до пластины –  $3d$ .

Вследствие дискретного характера подачи охладителя для всех исследованных условий изменение числа Нуссельта по длине пластины имело волнообразный характер. В диапазоне изменения числа  $Re_d$  от 4800 до 14800 для обеих конфигураций (подача в центр углублений или в промежуток между ними) теплообмен на поверхности с углублениями был ниже, чем на гладкой поверхности, причем это различие составляло до 50%. При подаче охладителя в центр углублений ( $h/D = 0,125$ ) теплообмен при низких числах Рейнольдса ( $Re_d = 4800$  – число Рейнольдса по диаметру отверстия  $d$ ) примерно постоянный, а при  $Re_d = 9800$  и 14800 наблюдается канальный режим течения с незначительным увеличением теплообмена по длине. Аналогичные условия теплообмена наблюдаются для  $h/D = 0,125$  и  $0,25$  при подаче охладителя в об-

ласть между отверстиями. Для  $h/D = 0,25$  и подаче охладителя в центр углублений при всех значениях  $Re_d$  наблюдается канальный режим течения.

При подаче охладителя в центр углублений теплообмен несколько выше, чем при подаче в область между углублениями, особенно при  $x/d > 22,0$ . С ростом относительной глубины  $h/D$  теплообмен увеличивается, причем наиболее существенно – при подаче охладителя в центр углублений. В целом лучшие условия по теплообмену демонстрирует углубление  $h/D = 0,25$  при подаче охладителя в центр углублений.

Детальное исследование теплообмена на поверхности со сферическими и эллиптическими (два наложенных сферических углубления) углублениями представлено в работе [11]. Относительная глубина  $h/D$  составляла  $0,15$ ,  $0,25$  и  $0,29$ . Опыты выполнены при шаге отверстий  $4d$ , изменении числа Рейнольдса  $Re_d$  от 5000 до 11500 и расстоянии  $H/d$  между пластиной и отверстиями – от 2 до 12. Исследованы три схемы течения – с выходом охладителя в одну сторону (№ 1), в обе стороны (№ 2) и в четыре стороны (№ 3).

Охладитель подавался как в центр отверстий, так и в промежуток между ними. Как и в предыдущих исследованиях [9, 10], распределение теплообмена по длине пластины имеет волнообразный характер (рис. 4). Однако, в отличие от них, в данной работе исследована канальная модель течения, позволяющая реализовать лучшие теплофизические свойства поверхностных углублений.

Обнаружено, что сферические углубления демонстрируют более высокий теплообмен, чем эллиптические. Для “мелких” углублений ( $h/D = 0,15$ ) теплообмен на поверхности между углублениями выше, чем в самом углублении, а для глубоких ( $h/D = 0,29$ ) – наоборот. Авторы считают, что это обусловлено более высокой завихренностью, генерируемой “мелкими” углублениями.

Расстояние между пластиной и отверстиями  $L$  оказывает значительное влияние на теплообмен. Малые значения ( $L/d < 2,0$ ) способствуют высокой циркуляции потока внутри углубления и более высокому теплообмену, однако, при  $L/d > 8,0$  теплообмен начинает уменьшаться вследствие быстрого обмена количеством движения с внешним потоком.

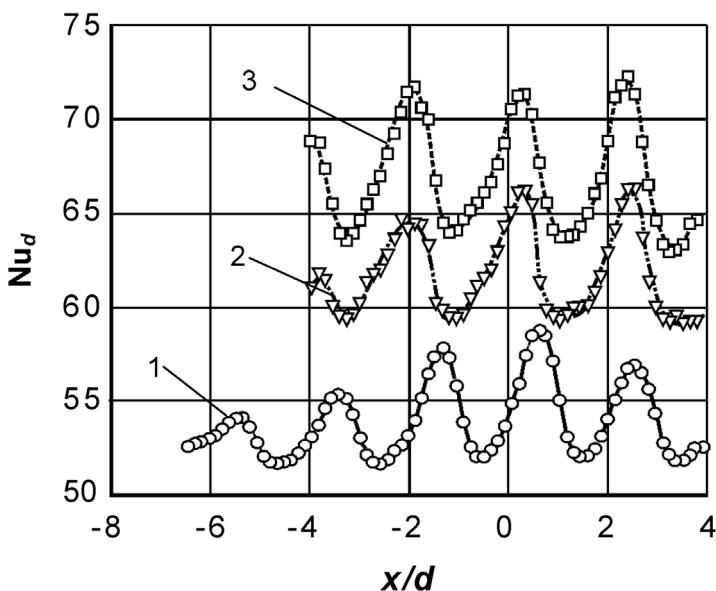


Рис. 4. Теплообмен на поверхности с углублениями при струйном натекании [11].

$Re_d = 11500$ .  $H/d = 4,0$ .

1 – плоская пластина. 2, 3 – эллиптические и сферические углубления.

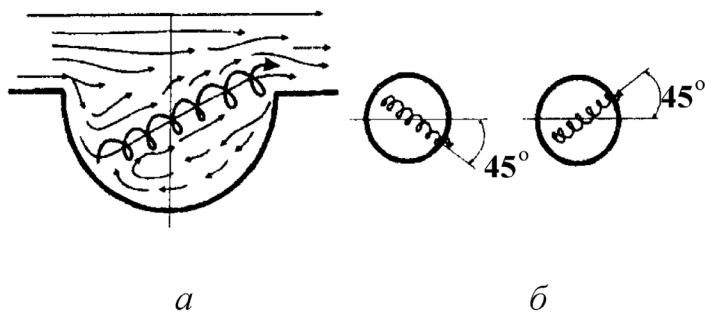


Рис. 5. Вихревая структура потока в глубоком сферическом углублении [12].

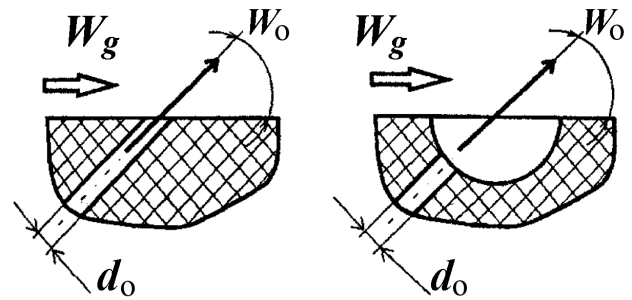


Рис. 7. Схема стандартного (а) и осциллирующего пленочного охлаждения (б).

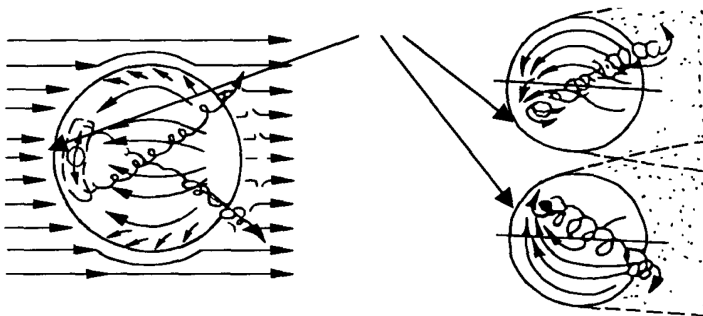


Рис. 6. Угловое осциллирование вихря в глубоком сферическом углублении [12].

Теплогидравлическая эффективность при струйном охлаждении в большей степени определяется теплообменом, чем сопротивлением. Вследствие более организованного характера течения на поверхности с углублениями поверхностное распределение давления незначительно отличается от случая струйного натекания на плоскую пластину.

В целом струйное охлаждение с углублениями различной геометрической формы на поверхности изучено пока недостаточно и требует дальнейшего исследования. Особенно важным является определение условий, при которых теплообмен на поверхности с углублениями превышает теплообмен на плоской поверхности.

Как показано в работе [1], при определенных условиях нестационарный мини-вихрь “торнадо”, формируемый в глубоком сферическом углублении (рис. 5, а), осциллирует в осевом и угловом направлениях (рис. 5, б, 6). Специфическая вихревая структура потока, генерируемая углублением, привела к инновационной идее осциллирующего пленочного охлаждения, изложенной в [12, 13].

Охладитель подается через круглое наклонное отверстие диаметром  $d_0$  в области “полюса” вихря

(рис. 7, б), захватывается и закручивается осциллирующим вихрем и выносится наружу. Угловое осциллирование вихря в углублении способствует периодическому перекрытию отверстия для выпуска охладителя, что приводит к формированию осциллирующего пленочного охлаждения и перекрытию вихревых “следов” за углублениями (рис. 6).

Результаты экспериментального исследования [12] показали, что для глубокого углубления ( $h/D = 0,50$ ) осциллирующее охлаждение превышает данные “стандартного” пленочного охлаждения (рис. 7, а) только при значении относительного массового расхода охладителя  $m = 0,50$  (здесь  $m$  – отношение массовых расходов охладителя и основного потока). При этом наилучшие условия охлаждения обеспечивает угол выпуска охладителя  $\gamma = 60^\circ$  (рис. 7, б), который близок к “естественному” углу выброса вихря из сферического углубления (рис. 5, а). При  $x/d_0 = 15...40$  эффективность осциллирующего пленочного охлаждения  $\eta_d$  на 30...50% выше данных “стандартного” пленочного охлаждения  $\eta_0$  (рис. 8). Поперечная неравномерность эффективности осциллирующего охлаждения на 20...40% меньше, чем при “стандартном” пленочном охлаждении, причем в области между углублениями эта величина достигает даже 60%. Локальный теплообмен в области за углублениями превышает данные для “стандартной” схемы пленочного охлаждения на 50...90%.

Следует заметить, что глубокое сферическое углубление ( $h/D = 0,50$ ) обеспечивает достаточно большой угол выхода охладителя  $\alpha$ , что приводит к дополнительным потерям давления. По-видимому, уменьшение относительной глубины  $h/D$  приведет к уменьшению этого угла и

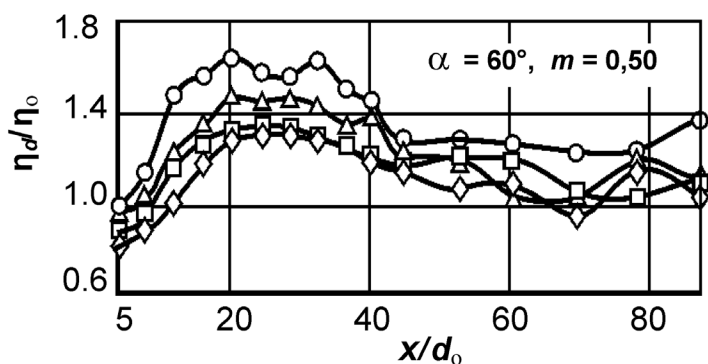


Рис. 8. Относительная эффективность осциллирующего пленочного охлаждения на оси отверстия.  $\diamond$  –  $x/d_0 = 0$ .  $\square$  –  $1,0$ .  $\triangle$  –  $2,0$ .  $\circ$  –  $3,0$ .

более эффективному “покрытию” охлаждаемой поверхности системой осциллирующих вихрей. Этот вопрос требует дальнейшего исследования.

### Выводы

1. Техника поверхностных углублений является одним из перспективных методов интенсификации теплообмена при внутреннем и внешнем охлаждении лопаток газовых турбин. Высокая тепловая эффективность поверхностных мини-вихрей “торнадо”, генерируемых углублениями, сочетается с низкими гидравлическими потерями.

2. При определенных условиях интенсификация теплообмена в канале с поверхностными углублениями превышает рост гидравлических потерь, обеспечивая величину фактора аналогии Рейнольдса больше единицы.

3. Струйное охлаждение поверхности с углублениями различной формы изучено пока недостаточно и требует дальнейшего исследования.

4. Осциллирующее пленочное охлаждение позволяет не только повысить эффективность охлаждения, но и существенно снижает поперечную неравномерность температурного поля за системой углублений. При этом важное значение имеет угол выхода охладителя и относительный расход охладителя.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Том 5 – Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. – К.: Изд. Ин-та технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.
2. Арсеньев Л.В., Полищук В.Г., Соколов Н.П. Результаты исследования теплового состояния охлаждаемой сопловой лопатки с интенсификацией теплоотдачи во внутренних каналах // Теплоэнергетика. – 2000. – № 2. – С.40–44.
3. Почуев В.П., Луценко Ю.Н., Мухин А.А. Теплообмен в охлаждаемых лопатках высокотемпературных газовых турбин // Труды Первой Российской национальной конференции по теплообмену (РНТК–1). М.: Изд. Московского энергетического ин-та. – 1994. – Т.8. – С.178–184.
4. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. – М.: Изд. Московского авиационного ин-та, 1996. – 100 с.
5. Ануров Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин // С.-Петербург: Изд. гос. политехн. ун-та. – Дисс. докт. техн. наук. – 2005. – 32с.
6. Шукин А.В., Козлов А.П., Агачев Р.С., Чудновский Я.П. Интенсификация теплообмена сферическими выемками при воздействии возмущающих факторов. – Казань: Изд. Казанского технического университета, 2003. – 142 с.
7. Bunker R. & Donellan F. Heat Transfer and Friction Factor for Flows Inside Circular Tubes with Concavity Surfaces // ASME Paper № GT2003-38053-2003.
8. Кубанский П.Н. Поведение резонансной системы в потоке // Журнал технической физики. – 1957. – Т.27, № 1. – С. 180–188.
9. Azad Gm., Huang Yizhe & Je-Chin Han. Impingement Heat Transfer on Dimpled Surfaces Using a Transient Liquid Crystal Technique // Journal of Thermophysics & Heat Transfer. – 2000. – Vol. 14, № 2. – P.186–191.
10. Ekkad S. & Kontrovitz D. Jet Impingement Heat Transfer on Dimpled Target Surfaces //

International Journal of Heat and Mass Transfer.— 2002.— № 23.— P.22-28.

11. Kanokjaruvijit K. & Martinez-Botas R. Heat Transfer and Pressure Investigation of Dimple Impingement // ASME Paper № GT2005-68823. — 2005.

12. Шукин А.В., Буланов И.Ю., Ильинков А.В., Козлов А.П., Халатов А.А. Особенности тепловой завесы вдувом воздуха из сферической вы-

емки // Изв. высш. учеб. заведений. — Серия “Авиационная техника”. — 2004. — № 4. — С. 28-31.

13. Халатов А.А., Варганов И.С., Коваленко Г.В. Спосіб плівкового охолодження та пристрій для його здійснення // Патент України № 47749.—2004.

Получено 09.09.2008 г.

УДК 536.642

АРХИПОВ А.П.<sup>1</sup>, АВРАМЕНКО А.А.<sup>1</sup>, ВОЛОШИНА И.В.<sup>1</sup>,  
ХАВИН С.А.<sup>2</sup>, АРХИПОВА Е.А.<sup>2</sup>, СКИЦЬКО А.И.<sup>1</sup>

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

<sup>2</sup>Национальный технический университет Украины “Киевский политехнический институт”

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАЧАЛА КИПЕНИЯ В ПУЧКАХ СТЕРЖНЕЙ

Проведено комплексне дослідження початку кипіння в семистержневій збірці, що обігривається, з врахуванням розподілу масової швидкості та ентальпії по комірках пучка. На основі одержаних даних розроблено методику визначення початку кипіння в стержневих збірках з врахуванням нерівномірного розподілу теплофізичних параметрів по поперечному перерізу каналів.

Проведено комплексное исследование начала кипения в обогреваемой семистержневой сборке с учётом распределения массовой скорости и энтальпии по ячейкам пучка. На основании полученных данных разработана методика определения начала кипения в стержневых сборках с учётом неравномерности распределения теплофизических параметров по поперечному сечению каналов.

A complex investigation of the boiling beginning in a warmed seven-rod assemblage with regard for the distribution of mass speed and enthalpy between the bunch cells is carried out. On the basis of the data obtained, the technique of determination of the boiling beginning in rod assemblages with regard for the nonuniformity of distribution of thermophysical parameters over the cross section of channels is developed.

$C$  — смачиваемый периметр канала;

$d$  — диаметр;

$F$  — площадь проходного сечения канала;

$G$  — расход;

$i$  — энтальпия;

$l$  — длина;

$P$  — давление;

$Pr$  — число Прандтля;

$q$  — плотность теплового потока;

$Re$  — число Рейнольдса;

$r$  — теплота парообразования;

$W$  — скорость;

$x = \frac{i - i_j}{r}$  — относительная энтальпия;

$\rho$  — плотность;

$\Delta x$  — прирост относительной энтальпии на обогреваемой длине пучка;

$\varepsilon$  — динамический коэффициент турбулентной вязкости;

$\beta$  — коэффициент турбулентного перемешивания;

$\mu$  — динамический коэффициент вязкости;

$\Delta_n$  — среднеарифметическая погрешность;

$\sigma_n$  — среднеквадратическая погрешность.

**Индексы нижние:**

$\left. \begin{matrix} i \\ j \\ k \end{matrix} \right\} - 1, 2, 3$  — центральная, боковая, угловая;