

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ С ЦИКЛОННО-ВИХРЕВОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ

© 2011 С. В. Веретенников, С. М. Хасанов

Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьёва

Анализируются результаты экспериментального исследования интенсификации теплоотдачи в каналах охлаждения сопловой лопатки с циклонно-вихревой системой охлаждения. Установлены закономерности изменения температурных полей и интенсивности теплоотдачи на поверхности охлаждающих каналов в зависимости от числа тангенциальных подводов при различных перепадах давления. Получены критериальные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности охлаждающего канала сопловой лопатки с циклонно-вихревой системой охлаждения.

*Повышение эффективности, циклонно-вихревая система охлаждения, теплообмен, сопловая лопатка.*

**Введение.** Проблема создания перспективных методов внутреннего охлаждения лопаток турбин неразрывно связана с поиском новых высокоэффективных схем охлаждения, обеспечивающих требуемый уровень теплообмена. Анализ литературных данных показал, что закрутка потока является эффективным средством воздействия на структуру потока с целью интенсификации процессов переноса теплоты [1, 2]. Она характеризуется значительными радиальными градиентами скорости и давления, высоким уровнем турбулентных пульсаций, активным и консервативным воздействием центробежных сил на структуру потока. Эти специфические свойства закрученного потока позволили предложить в качестве альтернативных схем охлаждения лопаток турбин циклонно-вихревые (с закруткой потока) системы охлаждения.

При проектировании циклонной системы одним из важнейших является вопрос правильной организации закрутки потока в канале охлаждения, которая обеспечивает максимальную интенсификацию теплообмена при определенных ограничениях по расходу охладителя и потерям полного давления. Это достигается выбором формы и размера канала, количеством тангенциальных подводов охладителя и их размещением по длине канала. При варьировании этих параметров в канале формируется различная структура закрученного потока с разным уровнем интенсификации теплообмена [1, 2].

**Исследование теплового состояния сопловой лопатки.** С целью решения задачи оптимизации конструкции при проектировании системы охлаждения сопловой лопатки с циклонно-вихревой (с закруткой потока) системой охлаждения для обеспечения требуемой равномерности температуры по контуру и по высоте с достижением высокой интенсивности охлаждения как входной кромки, так и основной части пера лопатки проведено исследование теплообмена в циклонном канале во входной кромке и в каналах, расположенных в основной части пера лопатки, численным и экспериментальными методами.

Схема охлаждения лопатки представляет собой систему циклонных труб с подводами от центрального канала и вихревую матрицу, расположенную в задней части пера. Течение охладителя организуется следующим образом: а) от торцевого входа воздух подводится к центральному каналу; б) через отверстия, соединяющие центральный канал с боковыми производится подвод и закрутка для организации «циклонного» течения охладителя; в) в канале охлаждения входной кромки воздух выпускается в проточную часть через 4 ряда перфораций; г) в коллекторе, расположенном над лопаткой, организуется сбор охладителя из боковых отверстий и его подвод к «вихревой» матрице; д) после прохождения охладителя через «вихревую» матрицу он сбрасывается в проточную часть через щель в выходной кромке лопатки.

Схема охлаждения лопатки представлена на рис. 1.

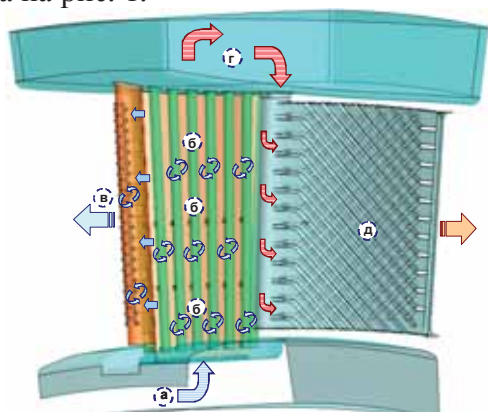


Рис. 1. Схема охлаждения лопатки

Работа по исследованию теплового состояния лопатки подразделялась на два этапа:

1 – определение теплового состояния входной кромки, выбор числа тангенциальных подводов и поиск эффективного режима работы;

2 – исследование теплообмена в циклонных каналах в теле пера лопатки.

Исследования проведены для различного числа тангенциальных каналов  $n = 1; 2; 4; 6; 8$  при изменении величины перепада давления  $\pi_{\text{охл}}^* = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8$ .

Анализ результатов численного моделирования и экспериментальных данных показал, что для лопатки с охлаждаемой входной кромкой при использовании тангенциальных подводов с относительной площадью соплового ввода  $\bar{f}_c = 0,1$  оптимальный результат достигается при использовании восьми тангенциальных подводов. При перепаде давления  $\pi_{\text{охл}}^* = 1,8$  на этом режиме достигается максимальная холодопроизводительность – эффективность охлаждения имеет самые высокие значения  $\theta = 0,68$ , максимальная неравномерность температурного поля не превышает  $\Delta T = 10$  К, при этом относительный расход охладителя составляет  $\bar{G} = 4,1\%$ . Среднее значение коэффициента теплоотдачи для рекомендуемого режима составляет  $3600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ , что говорит о достаточно высокой интенсивности теплообмена.

**Экспериментальное исследование теплообмена в циклонном канале во входной кромке.** Для входной кромке течение охладителя осуществлялось следующим образом (рис. 2): воздух из патрубка поступал в центральную полость *a*, из которой через тангенциальные подводящие каналы *б* поступал в канал входной кромки *в* и сбрасывался в атмосферу.

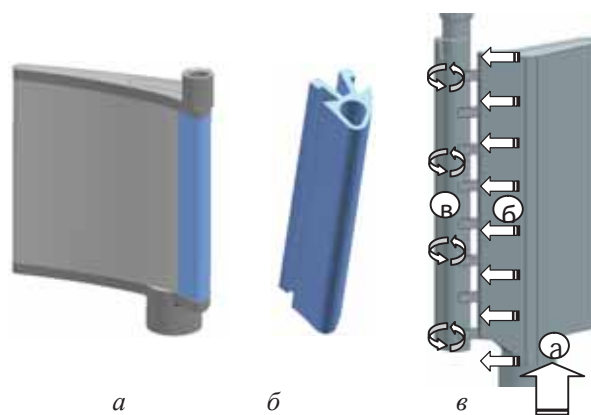


Рис. 2. Модель входной кромки: *a* – модель сопловой лопатки; *б* – входная кромка лопатки; *в* – система охлаждения модели и схема течения охладителя в исследуемом участке

Препарированная охлаждаемая лопатка устанавливалась в середину пакета из трех лопаток и испытывалась на экспериментальном стенде при параметрах газа  $T_{\text{г}}^* = 800$  К,  $(T_{\text{вх}}^*/T_{\text{г}}^*) = 0,36$ ,  $\lambda_{\text{г}} = 0,7$ ,  $\text{Re}_{\text{г}} = 0,48 \cdot 10^5$ .

Основные характеристики лопаточного пакета: эффективный угол  $16^\circ$ , степень конфузорности 3,4, шаг 35 мм, угол установки лопаток  $45^\circ$ .

В качестве основных параметров, характеризующих эффективность рассматриваемой системы охлаждения, используются:

-расход охладителя  $\bar{G}_{\text{охл}}$  ;

-эффективность охлаждения

$$\Theta = (T_{\text{г}}^* - T_{\text{ст}}) / (T_{\text{г}}^* - T_{\text{вх}}^*).$$

Распределение полного давления по высоте межлопаточного канала и температурное поле газа в горизонтальной плоскости перед пакетом лопаток представлены на рис. 3,а,б.

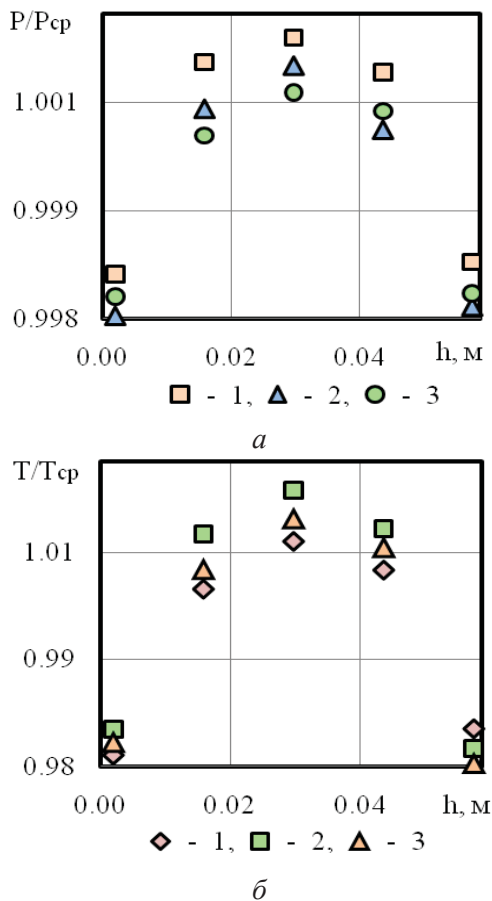


Рис.3. Распределение полного давления по высоте межлопаточного канала (а) и температурное поле газа в горизонтальной плоскости (б) перед пакетом лопаток ( $P_{cp} = 102406,3 \text{ Па}$ ,  $T_{cp} = 723 \text{ К}$ )

Результаты экспериментов показывают, что зависимость относительного расхода (рис. 4,а) обратно пропорционально зависит от числа подводящих каналов и перепада давления. Расходные характеристики максимальны ( $\bar{G}=3,8\%$ ) при числе тангенциальных подводов  $n = 8$  и  $\pi_{охл}^* = 1,8$ ; минимальны ( $\bar{G}=1\%$ )– при  $n = 1$  и  $\pi_{охл}^* = 1,2$ . Расходные характеристики системы охлаждения, полученные при  $n = 8$ ;  $\pi_{охл}^* = 1,8$ , являются приемлемыми для практики и не приведут к снижению КПД двигателя.

Температурная неравномерность на модели сопловой лопатки с одним и двумя тангенциальными подводами для всех перепадов давления достаточно высокая и составляет порядка  $\Delta T = 60...70 \text{ К}$  соответственно для  $\pi_{охл}^* = 1,8$  и  $\pi_{охл}^* = 1,2$ . С увеличением количества тангенциальных подводов до четырех и шести температурная неравномерность снижается до  $\Delta T = 23...48 \text{ К}$  соответственно для  $\pi_{охл}^* = 1,8$  и  $\pi_{охл}^* = 1,2$ .

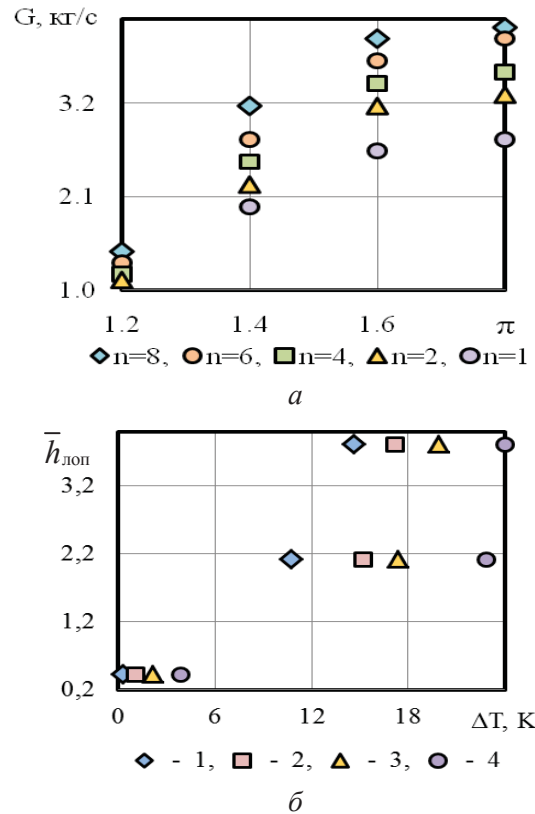


Рис. 4. Расходные характеристики (а) и абсолютный подогрев воздуха в канале входной кромки (б) модели:

$$\bar{G} = G_{вх} \cdot 100\% / G_r; G_r = 0,0756 \text{ кг/с};$$

$$1 - \pi_{охл}^* = 1,2; 2 - \pi_{охл}^* = 1,4; 3 - \pi_{охл}^* = 1,6; 4 - \pi_{охл}^* = 1,8;$$

$$\bar{h}_{лоп} = h / c_{max}, c_{max} = 11,8 \text{ мм}; n = 8$$

Сравнительно высокие значения температурной неравномерности при количестве тангенциальных подводов  $n = 1; 2; 4$ , по-видимому, связаны с разрушением закрутки и прогревом охлажденного закрученного потока при движении по высоте охлаждающего канала лопатки. При дальнейшем увеличении числа подводящих тангенциальных каналов до восьми наблюдается выравнивание температуры по высоте входной кромки  $\Delta T = 11...21 \text{ К}$  соответственно для  $\pi_{охл}^* = 1,8$  и  $\pi_{охл}^* = 1,2$  (см. рис. 4,б). Количество подводящих каналов более восьми в конструкции сопловой лопатки из геометрических и практических соображений является нецелесообразным.

Из анализа экспериментальных данных следует, что эффективность охлаждения входной кромки снижается по высоте пера лопатки от корневого к верхнему сечению, это объясняется подогревом охлаждающего потока и снижением коэффициента теплоотдачи от разрушения закрутки при движении по каналу входной кромки (рис. 5).

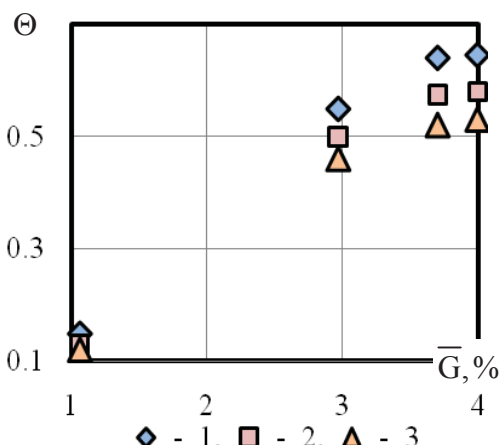


Рис. 5. Эффективность охлаждения входной кромки модели:

$$\bar{G} = G_{\text{вх}} \cdot 100\% / G_r; \quad \Theta = (T_r^* - T_{\text{ст}}) / (T_r^* - T_{\text{вх}}^*);$$

$$\bar{h}_{\text{лоп}} = h / c_{\text{max}}, \quad c_{\text{max}} = 11,8 \text{ мм};$$

$$1 - \bar{h}_{\text{лоп}} = 3,81; \quad 2 - \bar{h}_{\text{лоп}} = 2,12; \quad 3 - \bar{h}_{\text{лоп}} = 0,42;$$

$$\pi_{\text{охл}}^* = P_{\text{охл}}^* / P_{\text{вх}}^* = 1,8; \quad n = 8$$

Наиболее низкие значения эффективности охлаждения наблюдаются при количестве подводящих каналов  $n = 1$  и  $n = 2$  и составляют при относительном расходе  $\bar{G} = 3 \dots 4\%$ ,  $\Theta = 0,47; 0,43; 0,4$  соответственно для  $\bar{h}_{\text{лоп}} = 3,81; \bar{h}_{\text{лоп}} = 2,12; \bar{h}_{\text{лоп}} = 0,42$ . При увеличении числа подводящих каналов до  $n = 4; 6; 8$  эффективность охлаждения возрастает и составляет при  $\bar{G} = 3 \dots 4\%$  для  $n = 4, 6, 8$ ,  $\Theta = 0,65; 0,56; 0,5$  для  $n = 6, 8$ ,  $\Theta = 0,65; 0,6; 0,56$  для  $n = 8, \Theta = 0,68; 0,64; 0,52$ , соответственно для  $\bar{h}_{\text{лоп}} = 3,81; \bar{h}_{\text{лоп}} = 2,12; \bar{h}_{\text{лоп}} = 0,42$ . Из указанных значений видно, что эффективность охлаждения при  $n = 4; 6; 8$  находится приблизительно на одном уровне. Повышение теплосъема с увеличением количества подводящих тангенциальных каналов связано с меньшим прогревом охладителя из-за его дополнительного подвода по высоте канала, а также с стабилизацией закрутки потока.

Из характера зависимостей рис. 5 наблюдается плавное изменение эффективности охлаждения при возрастании относительного расхода  $\bar{G} = 1 \dots 4\%$ , что объясняется прогревом охлаждаемой входной кромки в результате теплообмена с неохлаждаемым телом модельной сопловой лопатки. Так до  $\bar{G} = 1 \dots 3\%$  эффективность охлаждения нарастает монотонно (линия прямая), при  $\bar{G} = 3 \dots 4\%$  она начинает интенсивно повышаться (линия выпуклая) за счет увеличения скорости закрутки при повышении расхода охладителя.

Исследование коэффициента теплоотдачи во входной кромке осуществлялось по методике регулярного режима с граничными условиями первого рода.

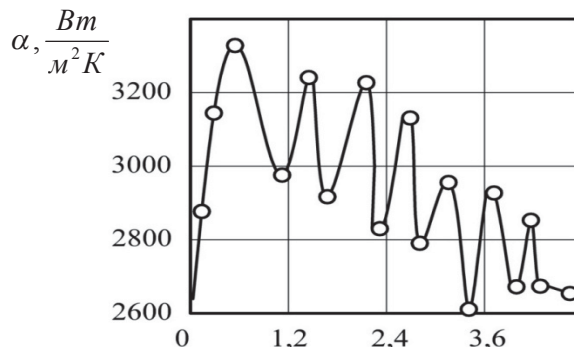


Рис. 6. Распределение коэффициента теплоотдачи в канале системы охлаждения по высоте входной кромки:  
 $\pi_{\text{охл}}^* = P_{\text{охл}}^* / P_{\text{вх}}^* = 1,8; \quad \bar{h}_{\text{лоп}} = h / c_{\text{max}}, \quad c_{\text{max}} = 11,8 \text{ мм}; \quad \bar{f}_c = f_c \cdot \Pi / 4 \cdot F = 0,1;$   
 $F = 1,83 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; n = 8; G_b = 0,0027 \text{ кг/с}$

Наблюдается падение величины коэффициента теплоотдачи по высоте входной кромки (рис. 6). Это связано как с прогревом охладителя в центральной полости лопатки, так и закрученного потока во входной кромке. Экстремальные значения коэффициентов теплоотдачи возникают в области тангенциального подвода охлаждающего воздуха, что объясняется меньшей температурой охлаждающего потока и большей скоростью закрутки охладителя.

Результаты экспериментального исследования позволили получить критериальную зависимость для расчета среднего теплообмена в области  $\pm 90^\circ$  от лобовой точки натекания коэффициента теплоотдачи:

$$\overline{Nu}_D = 0,212 \cdot \text{Re}^{0,628} \cdot \left( \frac{T_l}{T_{\text{вх}}} \right)^{-0,524} \cdot \left( \frac{n \cdot F_{\text{вх}}}{F_k} \right)^{-0,224} \cdot \text{Pr}^{0,11},$$

где  $F_{\text{вх}}, F_k$  – площадь тангенциальной щели и циклонной камеры охлаждения;  $T_l, T_{\text{вх}}$  – температура поверхности входной кромки и охлаждающего воздуха;  $n$  – число тангенциальных подводов охладителя.

**Экспериментальное исследование теплообмена в циклонных каналах в теле пера лопатки.** На втором этапе экспериментального исследования в работе проводилось моделирование теплового состояния поверхности пластины с тремя тангенциальными подводами, расположенными по высоте каналов (рис. 7).

Основной задачей численного моделирования являлось получение распределения коэффициентов теплоотдачи с помощью нерегулярного режима с граничными условиями первого рода. Система охлаждения



модели и схема течения охладителя следующая (рис. 7,б): «охладитель», подогретый до температуры 378 К, поступает в патрубок *a*, из него газ попадает в полость *б*, откуда по тангенциальным закручивающим устройствам *в, г, д* попадает в каналы охлаждения, далее газ собирается в ресивере *e* и через патрубок *ж* сбрасывается в атмосферу.

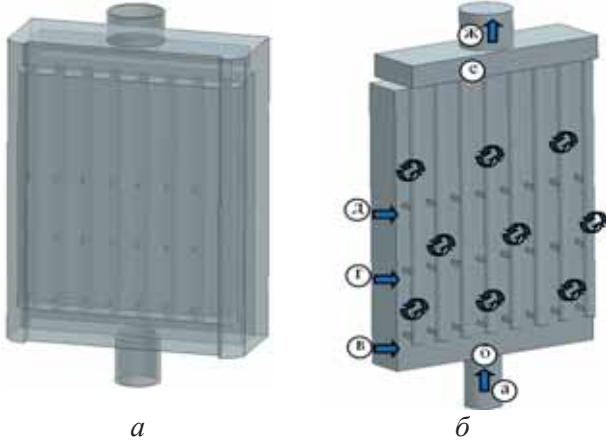


Рис. 7. Расчетная модель каналов, расположенных в основной части пера лопатки (а), система охлаждения модели и схема течения охладителя в исследуемом участке (б)

Результаты численного моделирования распределения коэффициентов теплоотдачи в канале системы охлаждения (рис. 8) выявили неравномерности по высоте охлаждающего канала – экстремальные значения коэффициентов теплоотдачи аналогично коэффициентам теплоотдачи в канале системы охлаждения по высоте входной кромки возникают в области тангенциальных подводов охладителя.

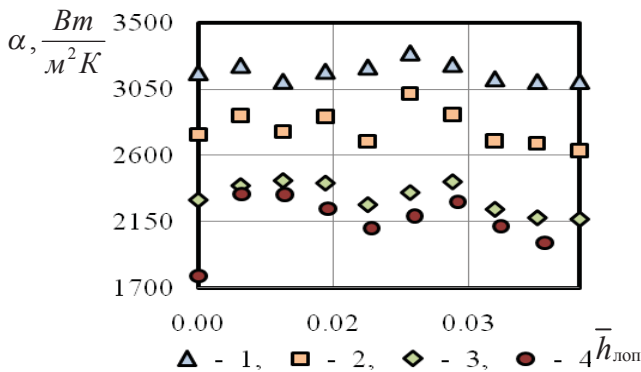


Рис. 8. Распределение коэффициента теплоотдачи в каналах системы охлаждения:

$$1 - \pi_{\text{охл}}^* = 1,2; 2 - \pi_{\text{охл}}^* = 1,4; 3 - \pi_{\text{охл}}^* = 1,6; 4 - \pi_{\text{охл}}^* = 1,8;$$

$$\bar{h}_{\text{лоп}} = h/c_{\text{max}}, c_{\text{max}} = 11,8 \text{ мм}; \bar{f}_c = f_c \cdot \Pi / 4 \cdot F = 0,1; t = 7 \text{ с};$$

При снижении перепада давления можно наблюдать практически эквидистантное падение коэффициентов теплоотдачи - это свидетельствует о том, что закрутка потока в канале поддерживается, а снижение связано

с падением радиальной компоненты скорости закрученного потока.

Модель для экспериментального исследования теплового состояния пластины и экспериментальный стенд представлены на рис. 9,а,б.

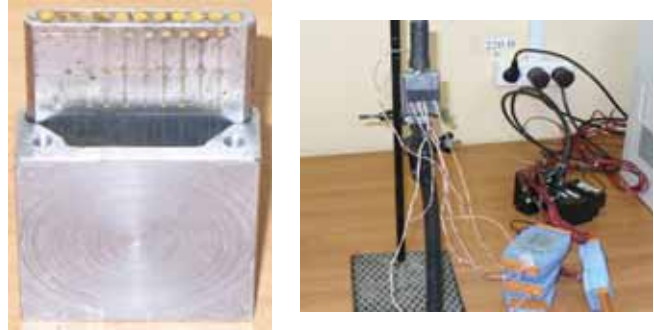


Рис. 9. Экспериментальное исследование теплового состояния пластины: а – пластина с тремя тангенциальными подводами охладителя, б – стенд для исследования теплообмена

По результатам экспериментального исследования получена критериальная зависимость для расчета среднего теплообмена по поверхности пластины коэффициента теплоотдачи:

$$\overline{Nu}_D = 0,243 \cdot Re^{0,58} \cdot \left( \frac{n \cdot F_{\text{ex}}}{F_k} \right)^{-0,126} \cdot Pr^{0,101},$$

где  $F_{\text{ex}}, F_k$  – площадь тангенциальной щели и циклонной камеры охлаждения;  $n$  – число тангенциальных подводов охладителя.

**Заключение.** По результатам экспериментального исследования коэффициентов теплоотдачи получены критериальные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности охлаждающего канала сопловой лопатки с циклонно-вихревой системой охлаждения.

Закрутка потока обеспечивает высокий уровень теплообмена, средняя эффективность охлаждения составила  $\theta_{\text{ср}} = 0,59$  при относительном расходе охладителя  $\bar{G} = 3,2\%$ , а минимальная эффективность охлаждения –  $\theta_{\text{min}} = 0,36$ .

Представленные результаты показывают высокий потенциал концепции закрученного потока при ее использовании в системе внутреннего охлаждения перспективных лопаток турбин.

Работа выполнена под руководством д-ра техн. наук, проф. Ш.А. Пиралишвили и при финансовой поддержке гранта Президента РФ МК-6371.2010.8.

### **Библиографический список**

1. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 5: Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов. – Киев: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.
2. Козлов, А.П. Гидродинамические эффекты от сферических углублений на поверхности поперечно обтекаемого цилиндра [Текст] / А.П. Козлов, А.В. Шукин, Р.С. Агачев // Изв. высш.учеб. заведений. – Сер. Авиационная техника, 1994. №2. - С. 27-34.
3. Арсеньев, Л.В. Результаты исследования эффективности охлаждения рабочих лопаток газовых турбин воздухом и паром [Текст] / Л.В. Арсеньев, Ю.Г. Корсов, И.Б. Митяев // Тр. ЦКТИ. – 1978. – Вып. 165. – С.3 – 9.
5. Арсеньев, Л.В. Экспериментальная установка для исследования теплообмена в рабочих лопатках [Текст] / Л.В. Арсеньев, И.Б. Митяев, В.Г. Полищук // Изв. вузов. Энергетика. – 1975. – С.151 – 152.
6. Веретенников, С.В. Исследование интенсификации теплообмена в охлаждаемых лопатках высокотемпературных паровых и газовых турбин закруткой потока [Текст] / С.В. Веретенников, С.М. Хасанов, С.А. Смирнов // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: сб. тр. 3-й Междунар. конф. – М.: Изд-во МЭИ, 2008. – С. 1 – 8.
8. Горелов, Ю.Г. Эффективные способы охлаждения лопаток турбин ГТУ и АГТД [Текст] / Ю.Г. Горелов.- Рыбинск: Изд-во РГАТА, 2004. –100с.
9. А.с. 248177 СССР. Способ определения локального коэффициента теплоотдачи и устройство для его осуществления [Текст] / А.А. Халатов, К.И. Капитанчук, А.С. Коваленко. – № 3123416; заявл. 2.09.85

## **INVESTIGATION OF THERMAL CONDITIONS NOZZLE BLADES WITH A CYCLONE-VORTEX COOLING SYSTEM**

© 2011 S. V. Veretennikov, S. M. Khasanov

Rybinsk State Academy of Aviation Technology named after P.A. Solovyev

The results of an experimental study of heat transfer enhancement in channels of the cooling nozzle blade with cyclone-vortex cooling system are analyzed. The regularities of change of temperature fields and heat transfer coefficient on the surface of the cooling channels, depending on the number of the leads at different tangential pressure drops is established. Obtained criteria function for determining the heat transfer coefficient on the inner surface of the cooling channel nozzle blade with cyclone-vortex cooling system.

*Improved efficiency, cyclone-vortex cooling system, heat transfer, nozzle blade.*

### **Информация об авторах**

**Веретенников Сергей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент Рыбинской государственной авиационной технологической академии. E-mail: [serveret@yandex.ru](mailto:serveret@yandex.ru). Область научных интересов: теплообмен, газовая динамика.

**Хасанов Салават Маратович**, кандидат технических наук, старший преподаватель Рыбинской государственной авиационной технологической академии. E-mail: [khasanov-salavat@rambler.ru](mailto:khasanov-salavat@rambler.ru). Область научных интересов: теплообмен, газовая динамика.

**Veretennikov Sergey Vladimirovich**, Candidate of Technical Sciences, docent of Rybinsk State Academy of Aviation Technology. E-mail: [serveret@yandex.ru](mailto:serveret@yandex.ru). Area of research: transfer, gas dynamics.

**Khasanov Salavat Maratovich**, Candidate of Technical Sciences, senior lecturer of Rybinsk State Academy of Aviation Technology. E-mail: [khasanov-salavat@rambler.ru](mailto:khasanov-salavat@rambler.ru). Area of research: heat transfer, gas dynamics.