

М. И. О с и п о в, И. Н. Б а и б у з е н к о

**ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛООБМЕНА
И ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ТЕЧЕНИИ
ВО ВНУТРЕННИХ ОРЕБРЕННЫХ КАНАЛАХ
И НА УЧАСТКАХ ПОВОРОТА СИСТЕМ
ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН**

Приведены результаты численного расчета теплоотдачи и потерь давления в поворотных участках петлевой схемы охлаждения лопаток газовых турбин. Проведена верификация численной модели для чисел Рейнольдса в диапазоне от $1,5 \cdot 10^4$ до 10^5 . Показано влияние геометрии направляющего элемента на коэффициент потерь давления и определена геометрия канала, обеспечивающая безотрывное течение и снижение потери в повороте. Приведены результаты комбинированного подхода к расчету теплоотдачи на участке поворота охладителя.

E-mail: osipov@power.bmstu.ru; igor.baibuzenko@gmail.com

Ключевые слова: теплообмен, газовая турбина, охлаждение лопаток, орребренные каналы.

Создание высокотемпературных газотурбинных двигателей связано с повышением температуры газа — основного параметра рабочего процесса, что, в свою очередь, приводит к увеличению теплонапряженности рабочих и сопловых лопаток, дисков, а также статорных деталей, которым требуется интенсивное охлаждение. В связи с этим при проектировании новых турбин для расчета теплового состояния лопаток требуется точное определение граничных условий для внешнего течения горячего газа и внутреннего течения воздуха в охлаждающих каналах с учетом локальных особенностей.

Основной из существующих систем охлаждения является петлевая схема с многочисленными ходами охлаждающего воздуха (рис. 1), проходящего через радиальные каналы и участки поворота на 180° . В качестве турбулизаторов в радиальных каналах используются поперечные периодические ребра.

При проектировании системы охлаждения задачу по расчету гидравлических характеристик лопатки можно разделить на две части: расчет периодических ребер и расчет участков поворота. В настоящее время для оценки коэффициентов теплоотдачи и сопротивления орребренных участков используются интегральные зависимости, полученные при обобщении экспериментальных данных, вида $Nu = f(Re)$, $\overline{\Delta p} = g(Re)$. Однако интегральный подход не дает возможности учесть локальные эффекты. В работе [2] проведена верификация численного расчета локальных значений коэффициента теплоотдачи на периодической модели орребренного канала. При расчете

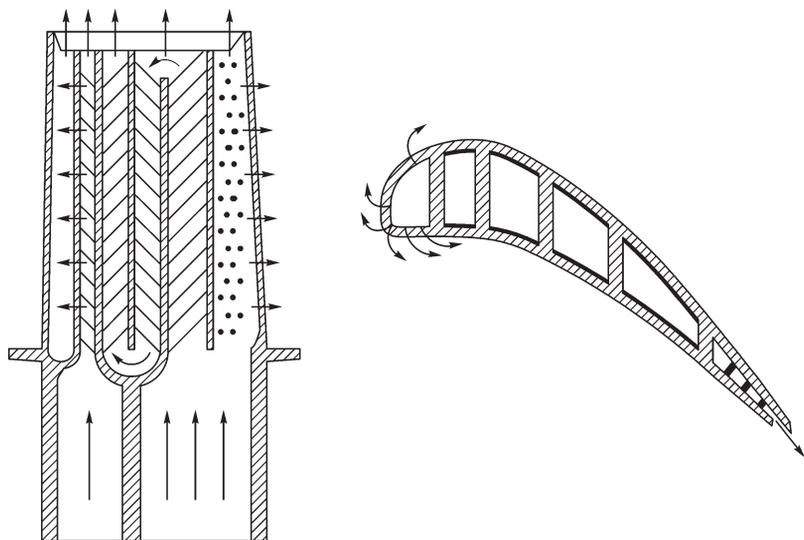


Рис. 1. Пример петлевой схемы охлаждения современной лопатки газовой турбины

гидравлического сопротивления особое внимание требуется уделять участкам поворотов, поскольку они вносят значительный вклад в суммарное гидравлическое сопротивление лопатки. Снижение суммарного сопротивления особенно важно для низкоперепадных лопаток первых ступеней турбины с развитым пленочным охлаждением, в которых требуется обеспечить необходимый запас по давлению в отверстиях перфорации. Настоящая работа посвящена расчету потерь давления, выбору оптимальной формы поворотов и определению теплоотдачи в поворотных участках.

Математическая модель. Принятая математическая модель расчета основана на решении системы стационарных трехмерных уравнений Навье–Стокса, усредненных по Рейнольдсу. Турбулентную вязкость определяли с помощью двухслойной модели турбулентности $k - \varepsilon$ с функцией Вольфштейна для разрешения пристеночного слоя [3]. Расчетные сетки моделей содержат порядка 4 000 000 ячеек.

Верификация модели. Для верификации математической модели использовали экспериментальные данные измерений полного давления [4] и теплоотдачи [5] в модельных каналах с поворотом на 180° . Верификацию модели проводили в два этапа. Сначала были рассчитаны потери давления в повороте, затем — решена задача о теплообмене.

Геометрия модели для верификации расчета потери давления приведена на рис. 2, а. В качестве граничных условий на входе задавался массовый расход и температура воздуха, на выходе — статическое давление. Геометрически расчетная модель соответствует экспериментальной. Расчетная сетка приведена на рис. 2, б.

Верификация модели была проведена для чисел Рейнольдса в диапазоне от $1,5 \cdot 10^4$ до 10^5 . На рис. 3 приведены векторы скоростей (а)

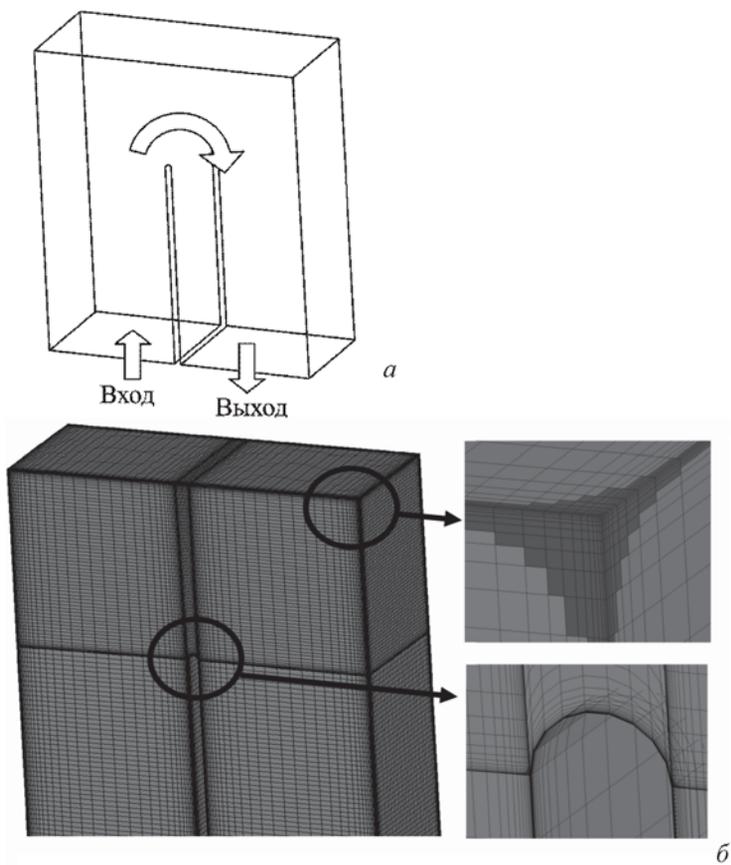


Рис. 2. Геометрическая модель (а) и расчетная сетка (б)

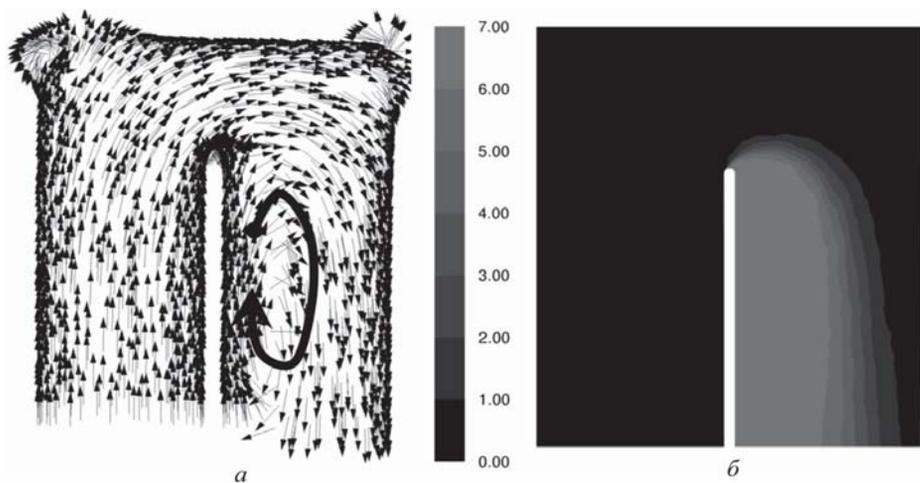


Рис. 3. Векторы скорости (а) и поле коэффициента потерь полного давления (б) для базового варианта

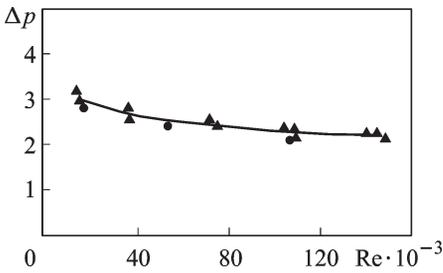


Рис. 4. Зависимость потери полного давления от числа Re:

▲ — экспериментальные данные [3]; ● — результат численного расчета

и поле коэффициента потерь полного давления в окрестности лопатки для базового варианта, а на рис. 4 — полученная зависимость коэффициента потерь давления $\Delta p(\text{Re})$ от числа Рейнольдса (значения коэффициента потерь давления приведены к входному сечению):

$$\overline{\Delta p} = \frac{(p_{\text{вх}}^* - p^*)}{\frac{\rho_{\text{вх}} V_{\text{вх}}^2}{2}}, \quad (1)$$

где $p_{\text{вх}}^*$ — полное давление на входе; p^* — полное давление; $\rho_{\text{вх}}$ — плотность на входе; $V_{\text{вх}}$ — скорость на входе.

Расчетные значения хорошо согласуются с экспериментальными данными. Различие составляет не более 5%, что не превышает погрешность при проведении эксперимента. Расчет показывает наличие значительной отрывной зоны за поворотом участком. Векторы скорости (см. рис. 3) указывают на то, что в начале поток поворачивает на 90° , а затем из-за внезапного расширения отрывается. На рис. 3 показано, что основные потери давления сосредоточены в отрывной зоне.

Анализ результатов расчета по трехмерной модели позволяет определить, что помимо основного отрыва в повороте из-за влияния ограничивающих боковых стенок образуется парный вихрь (рис. 5), кото-

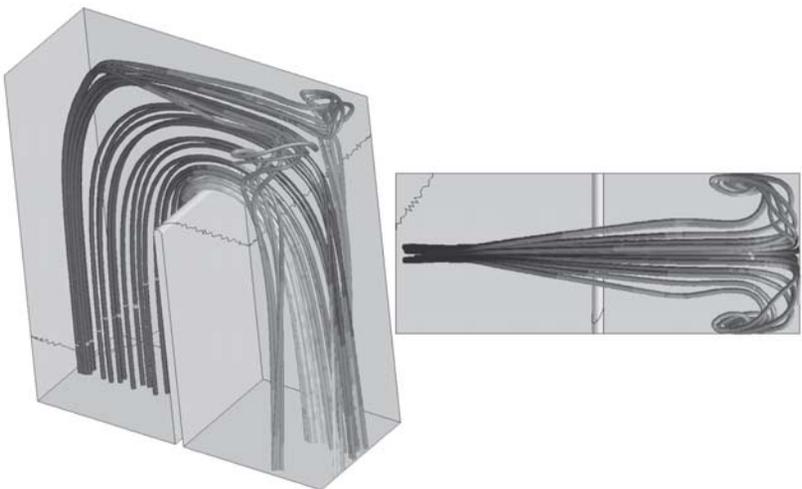


Рис. 5. Парный вихрь

рый также вносит вклад в суммарное сопротивление. Таким образом, установлено, что применение двухмерного подхода к расчету приводит к занижению коэффициента потери давления.

Верификация модели расчета теплоотдачи выполнена при использовании экспериментальных данных измерений локальных значений числа Нуссельта, полученных с использованием жидких кристаллов [5] (для $Re = 25\,000$). В качестве граничных условий на входе задавали массовый расход и температуру воздуха, на выходе — статическое давление, температура стенки была задана постоянной. В результате расчета определен тепловой поток в стенку, по которому затем пересчитано значение числа Нуссельта. На рис. 6 приведено сравнение полей числа Нуссельта, полученных экспериментально и при расчете. Экспериментальные и расчетные данные показывают наличие полуторной интенсификации теплообмена в повороте и двукратной интенсификации в области торцевой стенки за поворотом. В угловой зоне за поворотом имеется область пониженных значений числа Нуссельта. Таким образом, расчетная модель дает заниженные значения числа Нуссельта только в отрывной зоне (рис. 7) за поворотом. В осталь-

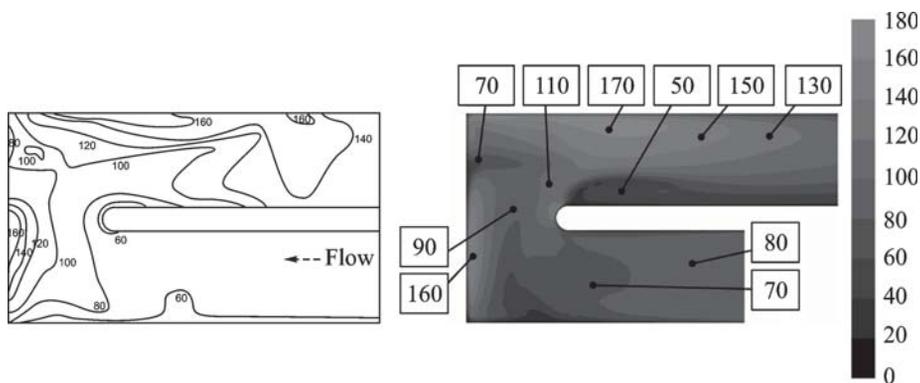


Рис. 6. Сравнение поля числа Nu для участка поворота (левый рисунок — экспериментальные данные [5], правый — результат численного расчета)

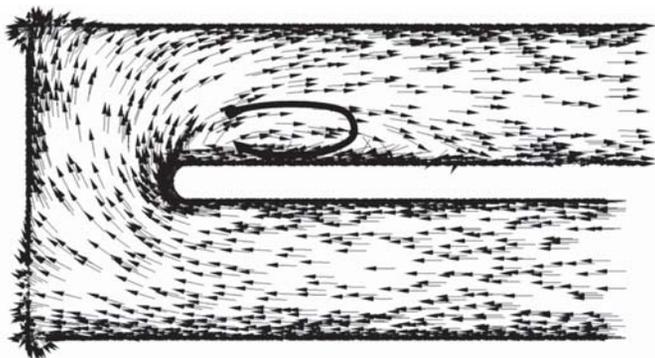


Рис. 7. Картина течения в среднем сечении

ных областях качественно и количественно результаты, полученные с помощью расчетной модели, соответствуют экспериментальным данным.

Занижение теплоотдачи в расчетной модели в отрывной зоне может быть объяснено наличием нестационарных эффектов, которые при решении задачи в стационарной постановке не могут быть учтены.

Выбор оптимальной формы поворотного участка. Для уменьшения потерь давления необходимо выбирать конфигурацию поворота таким образом, чтобы избежать появления отрывной зоны. С этой целью в охлаждаемых рабочих и сопловых лопатках применяются различные направляющие элементы. Направляющий элемент делит канал на две части: внутреннюю и внешнюю. Для обеспечения безотрывного обтекания необходимо поджать поток во внутренней части, поэтому площадь на входе во внутреннюю часть должна быть больше площади на выходе из нее. Были проведены расчеты нескольких вариантов направляющих элементов для режима $Re = 50\,000$.

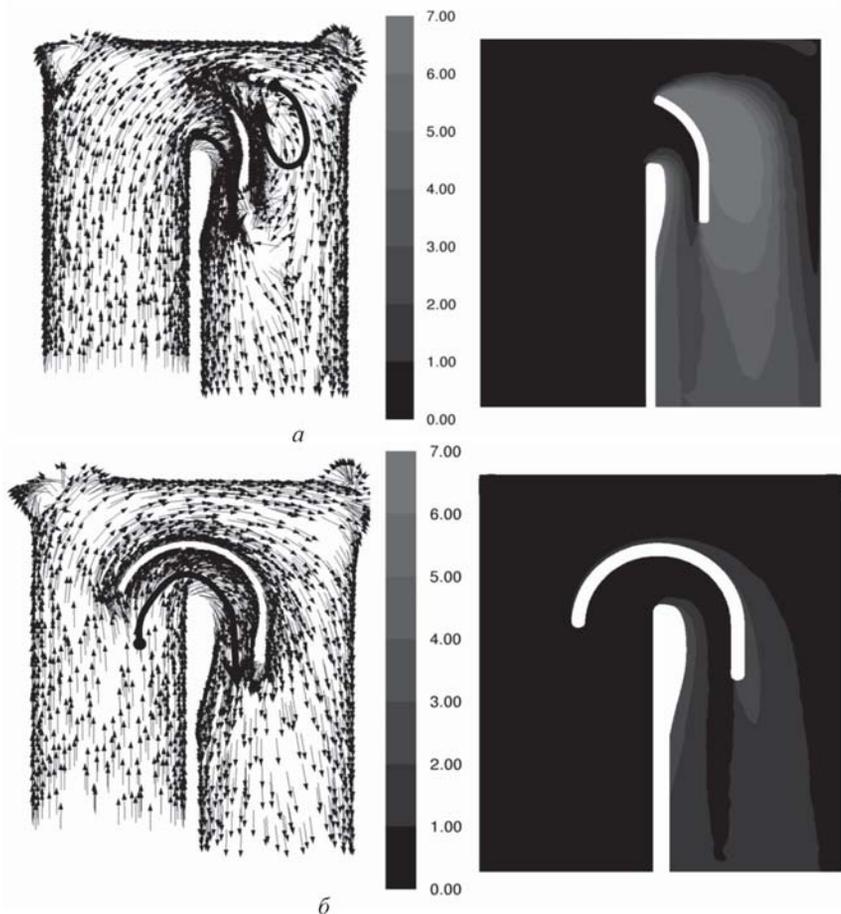


Рис. 8. Векторы скорости и поля коэффициента потерь полного давления для первого (а) и второго (б) вариантов

В первом варианте (рис. 8, *а*) направляющий элемент был установлен за поворотом на расстоянии $1/3$ ширины канала от перегородки. Для обеспечения безотрывного обтекания во внутренней части была увеличена площадь на входе, а также стенка перегородки была локально утолщена. Из рис. 8, *а* следует, что во внутренней части безотрывное обтекание было достигнуто, однако образовалась отрывная зона на внешней стороне направляющего элемента. Вследствие избыточного разгона потока во внутренней части и снижения статического давления в районе выходной кромки направляющего элемента образуется обратное течение с внешней стороны в сторону внутренней. В результате потери давления для первого варианта ($\overline{\Delta p} = 3,28$) превышают на 35 % потери в базовом варианте ($\overline{\Delta p} = 2,43$). Во втором варианте (рис. 8, *б*) ($\overline{\Delta p} = 1,12$) был применен направляющий элемент, который начинался до поворота. Площадь на входе во внутреннюю часть больше площади на выходе, также для поджатия сечения перегородка была локально утолщена. Входная часть направляющего элемента расположена по касательной к векторам скорости во внешней части. В результате обеспечено безотрывное обтекание потока. Получено значение коэффициента потери давления для второго варианта, которые ниже на 46 % значения для базового варианта.

Расчет теплогидравлических характеристик лопатки. Ранее было показано, что численная модель позволяет определить потери давления и теплоотдачу в поворотных участках каналов. В работе [2] была проведена верификация численного расчета локальных значений коэффициента теплоотдачи на периодической модели орбренного канала. Таким образом, при расчете теплогидравлических характеристик внутренних орбренных каналов системы охлаждения лопаток турбин может быть использован комбинированный подход (рис. 9): для радиальной части канала используется периодическая модель, затем модель поворота, а граничные условия на входе берутся из периодической модели.

На рис. 10 приведены результаты расчета теплоотдачи для орбренного участка поворота, полученные при использовании комбинированного подхода.

Заключение. Проведена верификация численной модели поворотного участка внутреннего канала системы охлаждения лопатки при расчете потери давления и теплоотдачи с помощью экспериментальных данных [4, 5]. Отличие значений коэффициента потери давления, полученных при численном расчете, от экспериментальных данных в диапазоне чисел Рейнольдса от $1,5 \cdot 10^4$ до 10^5 составляет не более 5%. Для числа Рейнольдса 25 000 локальные значения чисел Нуссельта расчетной модели хорошо согласуются с экспериментальными данными, за исключением отрывной зоны.

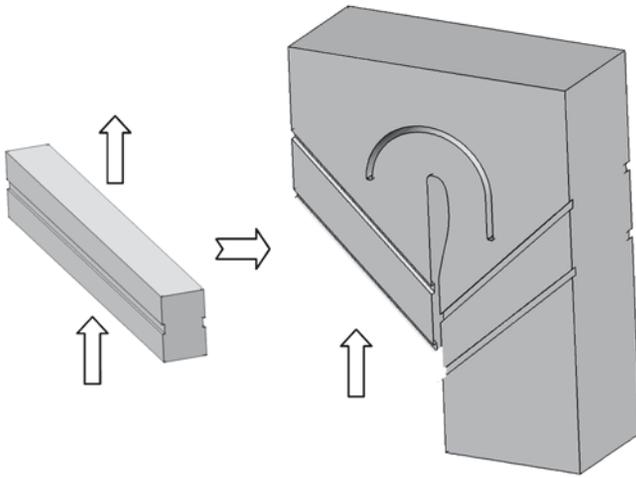


Рис. 9. Модель для расчета внутренних каналов

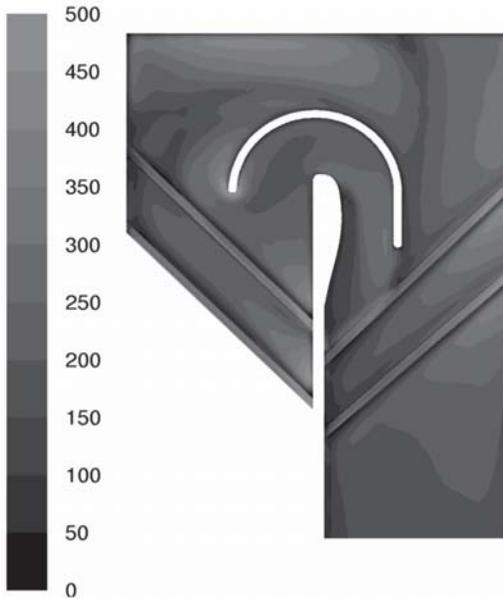


Рис. 10. Локальные значения числа Нуссельта для поворотного участка оребренного канала

Показано, что формы направляющих элементов существенно влияют на коэффициент потери давления. Применение спрямляющих элементов может как увеличить, так и уменьшить потери.

Применение численных методов расчета позволяет рассчитывать тепло-гидравлические характеристики внутренних каналов системы охлаждения лопаток турбин, а также позволяет на основе анализа структуры течения существенно улучшить гидравлические характеристики системы охлаждения лопаток газовых турбин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов; Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 592 с.
2. Байбузенко И. Н. Верификация применения численного метода расчета течения и теплообмена в оребренном канале охлаждения лопатки // Сб. тез. конф. Будущее машиностроения России, 2009.
3. Wolfstein M. The velocity and temperature distribution of one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient // Int. J. Heat Mass Transfer, 12:301-318. – 1969.
4. Metzger D. E., Plevich C. W. Pressure loss through sharp 180 deg turns in smooth rectangular channels // CS Fan Journal of engineering for gas turbines and power 106:33, 677-681, American Society of Mechanical Engineers, 1984.
5. Eckardt S., and Han J. C. Local heat transfer distributions near a sharp 180E turn of a two-pass smooth square channel with transient liquid crystal image technique // Journal of Flow Visualization and Image Processing. – 1995. – Vol. 2, no. 3. – P. 285–297.

Статья поступила в редакцию 27.04.2010

Михаил Иванович Осипов родился в 1938 г., окончил в 1963 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, заведующий кафедрой “Газотурбинные и нетрадиционные источники энергии” МГТУ им. Н.Э. Баумана, заслуженный работник высшей школы РФ, профессор, президент Восточно-Европейского регионального отделения Международной энергетической ассоциации. Автор более 290 научных работ в области газотурбинных и комбинированных энергоустановок и двигателей, систем охлаждения и тепловой защиты, газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках.

M.I. Osipov (b. 1938) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1963. D. Sc. (Eng.), head of “Gas-Turbine and Non-traditional Energy Sources” department of the Bauman Moscow State Technical University, Honored Worker of Higher School of the Russian Federation, professor, president of the East-European Regional department of the International Energy Association. Author of more than 290 publications in the field of gas-turbine and combined power plants and engines, systems of cooling and thermal protection, gasdynamics and heat-mass-exchange in power plants.

Игорь Николаевич Байбузенко родился в 1985 г., в 2008 г. окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана. Аспирант кафедры “Газотурбинные и нетрадиционные источники энергии” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области систем охлаждения лопаток газовых турбин.

I.N. Baibuzenko (b. 1985) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2008. Post-graduate of “Gas-turbine and Non-traditional Energy Sources” department of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of cooling systems of gas turbine blades.