

Представлено чисельне моделювання плівкового охолодження плоскої пластини при вдуві охолоджувача через два ряди циліндричних отворів в сферично-поглибленні з відносною глибиною $h/d=0,5$. Проведена адаптація k - ϵ моделі турбулентності для моделювання подібних течій. Чисельне моделювання проводилося в комерційному пакеті ANSYS CFX 14

Ключові слова: плівкове охолодження, адиабатична ефективність, сферичні поглиблення, чисельне моделювання, k - ϵ модель турбулентності

Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения плоской пластины при вдуве охладителя через два ряда наклонных цилиндрических отверстий в сферическом углублении с относительной глубиной $h/d=0,5$. Проведена адаптация k - ϵ модели турбулентности для моделирования подобных течений. Численное моделирование проводилось в коммерческом пакете ANSYS CFX 14

Ключевые слова: пленочное охлаждение, адиабатическая эффективность, сферические углубления, численное моделирование, k - ϵ модель турбулентности

АДАПТАЦИЯ k - ϵ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗА ДВУМЯ РЯДАМИ ОТВЕРСТИЙ В СФЕРИЧЕСКИХ УГЛУБЛЕНИЯХ

А. А. Халатов

Доктор технических наук, профессор, академик НАНУ, заведующий отделом*, заведующий кафедрой**

E-mail: artem.khalatov@vortex.org.ua

М. В. Безлюдная

Аспирант**

E-mail: bezludnaya@gmail.com

Ю. Я. Дашевский

Кандидат технических наук, начальник сектора Сектор тепловых и гидравлических расчётов, отдел турбин

ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект»

пр. Октябрьский, 42-а, г. Николаев, Украина, 54018

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

С. Д. Северин

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник*

E-mail: ssd@vortex.org.ua

И. И. Борисов

Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник

E-mail: borisov@vortex.org.ua

*Отдел высокотемпературной термогазодинамики

Институт технической теплофизики НАН Украины

ул. Желябова, 2а, г. Киев, Украина, 03057

**Кафедра физики энергетических систем

НТУУ «Киевский политехнический институт»

Физико-технический институт

Пр. Победы, 37, Киев, Украина, 03056

1. Введение

Пленочное (заградительное, завесное) охлаждение остается основным методом охлаждения лопаточных аппаратов современных и перспективных высокотемпературных газовых турбин. Ввиду невысокой эффективности традиционных схем пленочного охлаждения, реализация которых приводит к появлению дополнительных термодинамических и газодинамических по-

терь, снижающих эффект от повышения температуры газа перед турбиной, необходима разработка новых, более эффективных систем пленочного охлаждения. Разработка таких систем, позволяющих обеспечить заданную глубину охлаждения при минимальных расходах охладителя и простых в изготовлении, является важной научной и прикладной задачей.

В настоящей работе оценка эффективности пленочного охлаждения производилась по общеприня-

тому параметру η — адиабатической эффективности пленочного охлаждения, определяемой как:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_B},$$

где T_{∞} , T_B — полные температуры основного потока (газа) и вдуваемого потока (охлаждающего воздуха), соответственно, T_{aw} — адиабатическая температура стенки (защищаемой поверхности).

Эффективность пленочного охлаждения зависит от ряда теплофизических и параметров, но более всего от коэффициента (параметра) вдува:

$$m = \rho_B W_B / \rho_{\infty} W_{\infty},$$

где ρ_B , ρ_{∞} — плотности, соответственно, основного и вдуваемого потоков; W_B , W_{∞} — скорости, соответственно, основного и вдуваемого потоков.

Традиционные схемы пленочного охлаждения представляют собой один либо несколько рядов цилиндрических отверстий, расположенных под углом 30...45° к защищаемой поверхности при отношении шага отверстий в ряду к диаметру отверстия $2 < t/d < 5$. Относительно низкая эффективность таких систем обусловлена отрывом охладителя от защищаемой поверхности и негативным влиянием вторичных вихревых структур, которые, в частности, приводят к «подсосу» основного потока (горячего газа) к защищаемой поверхности. Причем, при $m \geq 1$, что характерно для лопаток газовых турбин, влияние указанных факторов оказывает очень существенное влияние на величину η .

Поиск новых технических решений для снижения отрывных явлений и улучшения пространственной равномерности охлаждения показал, что геометрия отверстий вдува играет очень важную роль на формирование пленки охладителя и ее распространение в поперечном направлении. Существенно повысить эффективность пленочного охлаждения и понизить ее поперечную неравномерность возможно, например, за счет применения отверстий с поперечным расширением сечения в области выхода охладителя [4-6]. Для этой цели также применяется выпуск охладителя в поверхностные углубления (траншеи, кратеры). Однако, эти решения либо сопряжены со значительными технологическими трудностями, неприемлемы по прочностным соображениям, либо приводят к дополнительным аэродинамическим потерям.

Как показали эксперименты, проведенные в Институте технической теплофизики (ИТТФ) НАН Украины, одним из решений проблемы повышения эффективности пленочного охлаждения является выпуск охладителя в систему сферических углублений (лунок). Апробация данного метода проводится с помощью численного моделирования (CFD-расчетов), которое в настоящее время получило очень широкое распространение.

Как правило, для численного моделирования используется метод решения осредненных уравнений Навье-Стокса, или RANS-моделирование (RANS-Reynolds Averaged Navier-Stokes equations). В то же время, многие численные исследования по-

казали, что RANS CFD-расчеты с использованием стандартных моделей турбулентности не обеспечивают приемлемую точность в определении основных параметров течений при пленочном охлаждении. По этой причине в настоящее время проводятся работы по корректировке стандартных настроек k - ϵ и SST моделей турбулентности, непосредственно для расчетов систем пленочного охлаждения. Большинство таких работ выполняется для k - ϵ и SST-моделей, которые и при стандартных настройках наиболее адекватно описывают особенности течения при выдуве потока на защищаемую поверхность и потому наиболее часто применяются в RANS CFD-расчетах.

В настоящей работе выполнено численное моделирование пленочного охлаждения плоской пластины с подачей охлаждающего воздуха через два ряда наклонных цилиндрических отверстий в сферических углублениях с помощью RANS CFD-расчетов. Адаптация и тестирование моделей турбулентности проводились с использованием экспериментальных данных, полученных в Институте технической теплофизики и представленных в работе [7].

2. Компьютерная модель

Геометрическая 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности со вдувом охладителя через два ряда наклонных цилиндрических отверстий в сферических углублениях была построена в ANSYS Design Manager. Она представляла собой канал, в который из большого объема (племума) через два ряда цилиндрических отверстий, расположенных под углом 30° к поверхности пластины, охладитель подавался в сферические углубления. Схема расположения отверстий представлена на рис. 1. Диаметр сферического углубления D составлял 8 мм; относительная глубина $h/D = 0,5$; диаметр цилиндрических отверстий $d = 3,2$ мм; поперечный шаг $t = 16$ мм ($t/d = 5$), продольный шаг $t_1 = 8$ мм ($t_1/d = 2,5$). Нижняя линия проекции цилиндрического отверстия на плоскость XY проходила через край углубления вниз по потоку (рис. 1, сечение А-А). Длина основного и предвключенного участков модели составляли соответственно $x/d = 10$ и $x/d = 40$. Геометрия компьютерной модели была взята из условий физического эксперимента, который использовался для адаптации модели.

В расчетах использовалась неструктурированная комбинированная сетка, построенная при помощи сеточного генератора ANSYS CFX Mesh 14. Она представляет собой комбинацию тетраэдральных элементов в области основного потока, с призматическими элементами вблизи твердых стенок, ограничивающих каналы расчётной модели. Сетка состояла из 2246657 элементов и 479763 узлов. На поверхности пластины, отверстий в углублениях и стенках племума было выполнено сгущение. На поверхности пластины и верхней стенке племума в области сгущения взято 20 ячеек, в каналах и углублениях — 15. Значение y^+ во всех случаях находилось в пределах от 1 до 2, что удовлетворяет условиям применения моделей турбулентности k - ω группы для корректного моделирования пристеночных течений, и может быть использовано

для $k-\epsilon$ моделей турбулентности с масштабируемой пристеночной функцией.

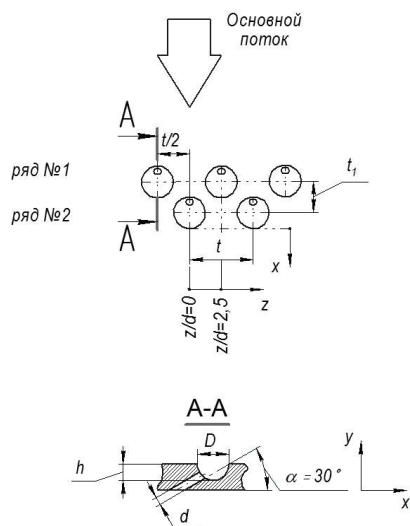


Рис. 1. Схема расположения отверстий вдува

Граничные условия на входе и выходе были заданы близкими к условиям физического эксперимента, при этом твёрдые границы расчётной области были заданы как адиабатные ($q = 0$). На боковых поверхностях расчётной модели были заданы условия симметрии. Температурные условия были следующими: температура основного потока на входе — 15 °С, температура вдуваемого воздуха — 70 °С. Средняя скорость основного потока на входе в канал составляла 30 м/с, интенсивность турбулентности — 1%, что соответствовало , условиям эксперимента. Граничные условия, задаваемые при одновременной подаче вдуваемого воздуха через два ряда отверстий (расход охладителя), соответствовали значениям параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 2,0$. На выходе из канала задавалось среднее статическое давление равное 101300 Па. Области задания граничных условий представлены на рис. 2.

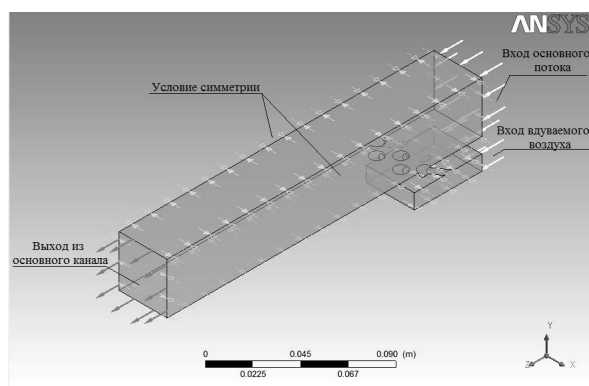


Рис. 2. Области задания граничных условий

В работе рассмотрены локальная эффективность пленочного охлаждения вдоль центральной линии за первым ($z/d = 0$) и за вторым рядом ($z/d = 2,5$) отверстий в сферических углублениях. Анализ данных по средней по поверхности эффективности пленочного охлаждения будет представлен в дальнейших работах.

3. Анализ моделей турбулентности

Выбор модели турбулентности для дальнейших исследований был выполнен на основании предварительных тестовых расчетов. Эти расчеты проводились для четырех моделей турбулентности; были выбраны две модели $k-\epsilon$ группы — стандартная $k-\epsilon$ модель и RNG $k-\epsilon$ модель и две модели $k-\omega$ группы — стандартная $k-\omega$ модель и SST-модель Ментера. Тестовые расчеты выполнялись для четырех параметров вдува: $m = 0,5, 1,0, 2,0$. Ограниченный объем статьи не позволяет подробно изложить результаты тестовых расчетов. Наиболее важные выводы из тестовых расчетов состоят в следующем.

Основные отличия между результатами тестовых расчетов и экспериментальными данными имеют место на начальном участке, где результаты моделирования существенно занижают эффективность пленочного охлаждения, особенно при использовании моделей $k-\omega$ группы. Модели $k-\epsilon$ группы дают более корректное распределение эффективности охлаждения по длине. На участке $x/d > 15$ при всех значениях m все модели турбулентности дают хорошее совпадение с экспериментальными данными (расхождение 2-5 %).

Результаты тестовых расчетов за вторым рядом отверстий ($z/d = 0$) лучше согласуются с экспериментальными данными, чем результаты за первым рядом ($z/d = 2,5$). Для всех моделей турбулентности расхождение результатов расчетов эффективности пленочного охлаждения с экспериментальными данными увеличивается с ростом величины m и для $k-\omega$ модели достигает 25 % и более.

В целом наилучшее совпадение тестовых расчетов с экспериментальными данными обеспечивается при использовании стандартной $k-\epsilon$ модели турбулентности, однако и в этом случае при $m \geq 1$ расхождение превышает 15 %. По этой причине для дальнейших расчетов данного типа пленочного охлаждения была выбрана эта модель, а для повышения точности расчетов была выполнена ее дополнительная адаптация.

4. Адаптация $k-\epsilon$ модели турбулентности к расчету пленочного охлаждения

При использовании в коммерческих компьютерных пакетах стандартной $k-\epsilon$ модели рекомендуемый набор эмпирических констант следующий: $C_\mu = 0,09, C_{\epsilon 1} = 1,44, C_{\epsilon 2} = 1,92, \sigma_k = 1,0, \sigma_\epsilon = 1,3$ [8].

Анализ уравнений $k-\epsilon$ модели показал, что наибольшее влияние на результаты расчета эффективности пленочного охлаждения должны оказывать константы $C_{\epsilon 1}$ и $C_{\epsilon 2}$. Однако предварительные расчеты показали, что на эффективность пленочного охлаждения влияет только константа $C_{\epsilon 1}$. Эта константа включена в модельное уравнение, которое описывает уменьшение флуктуации скорости за счёт вязкости (диффузии ϵ) [9]. Поэтому при адаптации модели варьированию подвергалась только константа турбулентности $C_{\epsilon 1}$, которая изменялась в пределах от 0,8 до 1,8. Изменение величины $C_{\epsilon 1}$, будет оказывать влияние на диссипацию турбулентной энергии.

На рис. 3–5 для различных значений константы турбулентности $C_{\epsilon 1}$ представлены результаты модели-

рования (CFD-расчетов) продольной эффективности пленочного охлаждения η за вторым рядом отверстий ($z/d = 0$) для параметров вдува $m = 0,5; 1; 0$ и $2,0$.

Из представленных результатов следует, что при $m = 0,5$ (рис. 3) наилучшее совпадение с экспериментами имеет место при двух значениях константы: $C_{\epsilon 1} = 1,2$ и $C_{\epsilon 1} = 1,44$ (стандартном значении). При этом максимальное отклонение величины η составляет около 5 % для обоих случаев. Для $m = 1,0$ (рис. 4) в непосредственной близости от углубления, при $x/d < 2$, наилучшее совпадение с экспериментальными данными дает значение $C_{\epsilon 1} = 1,2$. При этом во всем исследованном диапазоне x/d среднее отклонение η от экспериментальных данных не более 5 % обеспечивается при $C_{\epsilon 1} = 0,8; 1,0; 1,2$.

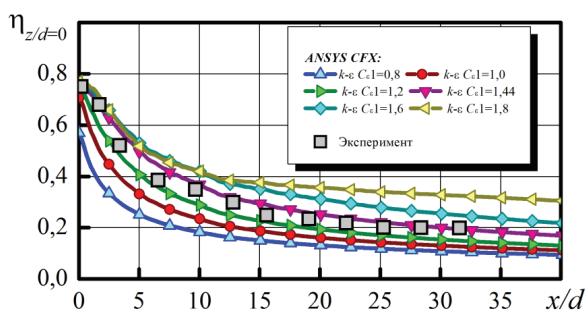


Рис. 3. Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии за вторым рядом отверстий ($z/d = 0$) для различных значений константы $C_{\epsilon 1}$ при $m = 0,5$

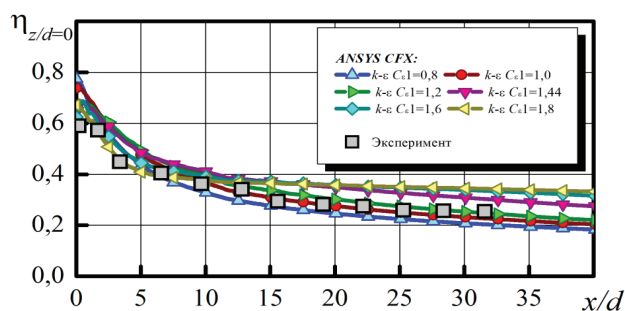


Рис. 4. Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии за вторым рядом отверстий ($z/d = 0$) для различных значений константы $C_{\epsilon 1}$ при $m = 1,0$

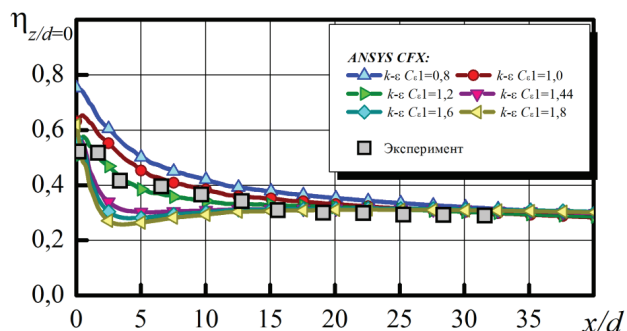


Рис. 5. Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии за вторым рядом отверстий ($z/d = 0$) для различных значений константы $C_{\epsilon 1}$ при $m = 2,0$

На рис. 6–8 представлены результаты расчета, характеризующие продольную эффективность пленочного охлаждения η за первым рядом отверстий ($z/d = 2,5$) при различных значениях константы турбулентности $C_{\epsilon 1}$.

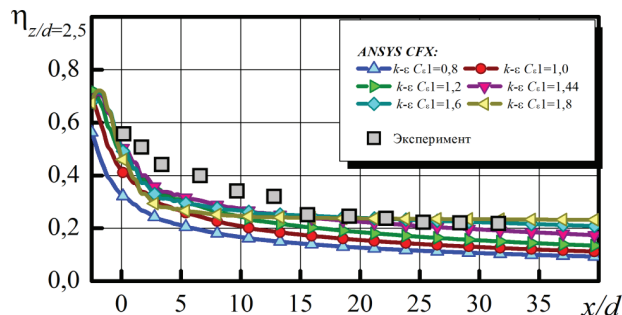


Рис. 6. Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии за первым рядом отверстий ($z/d = 2,5$) для различных значений константы $C_{\epsilon 1}$ при $m = 0,5$

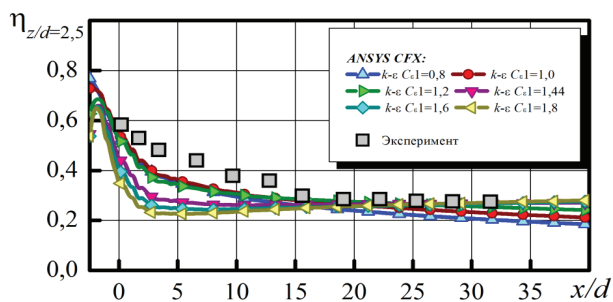


Рис. 7. Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии за первым рядом отверстий ($z/d = 2,5$) для различных значений константы $C_{\epsilon 1}$ при $m = 1,0$

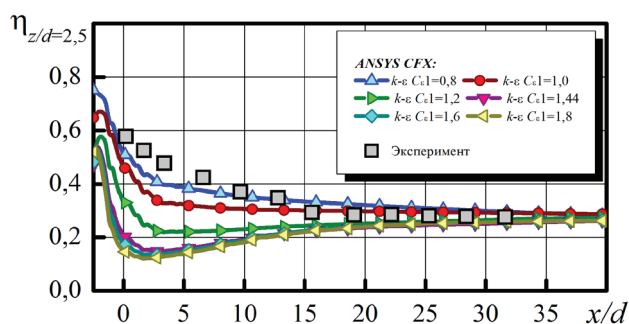


Рис. 8. Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии за первым рядом отверстий ($z/d = 2,5$) для различных значений константы $C_{\epsilon 1}$ при $m = 2,0$

При $m = 0,5$ наилучшее согласование результатов расчета с экспериментальными данными дает стандартное значение константы $C_{\epsilon 1} = 1,44$, максимальное отклонение по величине η при этом составляет около 10 % на начальном участке при $x/d < 15$.

При увеличении m до $1,0$ при $C_{\epsilon 1} = 1,44$ в диапазоне $x/d < 15$ занижение расчетного значения η становится

Таблица 1

Рекомендуемые значения C_1

Параметр вдува	$m = 0,5$	$m = 1,0$	$m = 2,0$
Значение C_1	1,44	1,2	1,0

5. Выводы

1. Выполнено численное моделирование пленочного охлаждения при подводе охладителя через два ряда цилиндрических отверстий в сферических углублениях ($h/D = 0,5$) с использованием двух моделей $k-\epsilon$ группы – стандартной $k-\epsilon$ модели и RNG $k-\epsilon$ модели и двух моделей $k-\omega$ группы – стандартной $k-\omega$ модели и SST-модели Ментера.
2. Показано, что стандартная $k-\epsilon$ модель турбулентности дает наилучшее совпадение с экспериментом. Однако, при параметре вдува $m = 2,0$ использование даже этой модели дает расхождение с экспериментальными данными на начальном участке в 2,5 раза.
3. Для повышения точности CFD-расчетов была выполнена адаптация $k-\epsilon$ модели турбулентности к рассматриваемому типу течения за счет коррекции константы $C_{\epsilon 1}$ в модели турбулентности.
4. При расчетах с использованием рекомендуемых значений константы $C_{\epsilon 1}$ (табл. 1) максимальное расхождение с экспериментом не превышает 15 %.

весьма значительным и достигает двух и более раз. При этом значения $C_{\epsilon 1} = 1,0$ и $C_{\epsilon 1} = 1,2$ обеспечивают значения близкие к экспериментальным результатам, в среднем не более 10 %, а в диапазоне $2 < x/d < 5$ не более 15 %.

При $m = 2,0$ наилучшее совпадение расчетных значений η с экспериментальными достигается при $C_{\epsilon 1} = 0,8$ и $C_{\epsilon 1} = 1,0$: отклонение для этих случаев не превышает 15 %. Расчеты при указанных значениях m при стандартной величине $C_{\epsilon 1}$ в диапазоне $2 < x/d < 5$ дают занижение по η до 2,5 раз и даже больше, что неприемлемо.

В целом, по результатам выполненных расчетов видно, что наиболее существенное влияние значения константы моделирования $C_{\epsilon 1}$ на эффективность пленочного охлаждения имеет место на начальном участке. С увеличением m длина этого участка увеличивается, и при $m = 2,0$ достигает значения $x/d = 15$. Также необходимо отметить, что при моделировании данные по эффективности за вторым рядом отверстий ($z/d = 0$) лучше согласуются с результатами эксперимента, чем данные по эффективности за первым рядом ($z/d = 2,5$). Возможно, это обусловлено не вполне корректным учетом влияния взаимодействия потоков, выдуваемых из отверстий первого и второго ряда, на формирование пленки охладителя и требует дополнительного изучения.

На основе анализа результатов адаптационных расчетов за первым и вторым рядами отверстий в сферических углублениях для различных значений параметра вдува при $m \leq 2,0$ рекомендуются значения константы $C_{\epsilon 1}$, которые представлены в табл. 1.

Литература

1. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: т. 7, в 9 т.: Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении [Текст] / А.А. Халатов // Киев: Ин-т технической теплофизики НАН Украины. - 2008. - 292 с.
2. Репухов, В.М. Теория тепловой защиты стенки вдувом газа. - Киев, Наукова думка. - 1980. - 296 с.
3. Boyce, M. P. Gas turbine engineering handbook [Текст] / M. P. Boyce. - Gulf Professional Publishing, 2006. - 962 p.
4. Goldstein, R.J. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling [Текст] / R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert // Int. J. of Heat and Mass Transfer. - 1974. - Vol. 17, No. 5. - P. 595-607.
5. Colban, W.F. A film cooling correlation for shaped hole on a flat-plate surface [Текст] / W.F. Colban, K.A. Thole, D. A. Bogard // ASME Paper GT2008-50121. - 15 p.
6. Leedom, D.H. Large eddy simulations of film cooling flow fields from cylindrical and shaped holes [Текст] / D.H. Leedom, S. Acharya // ASME Paper GT2008-51009. - 13 p.
7. Халатов, А.А. Плёночное охлаждение плоской поверхности двухрядной системой отверстий в сферических углублениях [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко и др. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - Т. 57, № 3/10. - 2012. - С. 4-8.
8. Мочалин, Е.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: т. 8, в 9 т.: Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах [Текст] / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов. - Киев: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2010. - 428 с.
9. Снегирев, Ю.А. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2009. - 143 с.