

6. Оспенникова, О.Г. Повышение свойств жаропрочного сплава ЖС6У-ВИ путем горячего изостатического прессования и последующей термической обработки [Текст]/ О.Г. Оспенникова, М.Р. Орлов // Материало-ведение. – 2007. – № 9. – С. 32 – 36.
7. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки турбины. Часть II. Монография. Изд. 2-е, переработанное и дополненное [Текст]/ Богуслаев В.А., Муравченко Ф.М., Жеманюк П.Д. и др. – г. Запорожье, изд. ОАО „Мотор Сич“. – 2007. – 496 с.
8. Орлов, М.Р. Аналитическая оценка кинетики релаксационных процессов в никелевом жаропрочном сплаве ЖС6У-ВИ [Текст]/ М.Р. Орлов, Е.М. Орлов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 1/17. – С. 26 – 29.
9. Жеманюк, П.Д. Особенности механизма пластической деформации сплава ЖС6У-ВИ при нормальной и повышенной температурах [Текст]/ Жеманюк П.Д., Яценко В.К., Орлов М.Р., Рубель О.В. // Металлознавство та обробка металів. – 2000. – № 3. – С. 31 – 37.
10. Химушин, Ф.Ф. Легирование, термическая обработка и свойства жаропрочных сталей и сплавов [Текст]/ Ф.Ф. Химушин – М.: Оборонгиз, 1962. – 336 с.
11. Гуляев, А.П. Металловедение [Текст]/ А.П. Гуляев – М.: Металлургиздат, 1948. – 556 с.

Наведено чисельне моделювання в ANSYS CFX плівкового охолодження плоскої пластини при однорядній системі циліндричних отворів та порівняння їх з експериментальними даними. За рахунок корегування констант виконано адаптацію SST моделі турбулентності, що дозволяє збільшити достовірність результатів розрахунків ефективності плівкового охолодження. Розглянуто вплив адаптації моделі на розрахунок теплообміну та гідравлічного опору

Ключові слова: охолодження лопатки, плівкове охолодження, чисельне моделювання, SST модель турбулентності, теплообмін

Представлены результаты численного моделирования в ANSYS CFX пленочного охлаждения плоской пластины при однорядной системе цилиндрических отверстий и сравнение их с экспериментальными данными. Путем корректировки констант выполнена адаптация SST модели турбулентности, позволяющая повысить достоверность результатов расчета эффективности пленочного охлаждения. Рассмотрено влияние адаптации модели на расчет теплообмена и гидравлического сопротивления

Ключевые слова: охлаждаемая лопатка, пленочное охлаждение, численное моделирование, SST модель турбулентности, теплообмен

УДК 621.438-226.2:536.24

АДАПТАЦИЯ SST МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПЛОСКОЙ ПЛАСТИНЫ

В. Ю. Петельчиц

Инженер-конструктор, сектор тепловых и гидравлических расчетов*

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

А. А. Халатов

Доктор технических наук, профессор, академик НАН Украины, заведующий отделом высокотемпературной термогазодинамики

Институт технической теплофизики НАН Украины
Ул. Желябова, 2а, г. Киев, Украина, 03057

E-mail: khalatov@vortex.org.ua

Д. Н. Письменный

Кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор, сектор тепловых и гидравлических расчетов*

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

Ю. Я. Дашевский

Кандидат технических наук, начальник сектора тепловых и гидравлических расчетов*

E-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua

*Отдел турбин

ГП Научно-производственный комплекс газотурбостроения
«Зоря»-«Машпроект»

Пр. Октябрьский, 42а, г. Николаев, Украина, 54018

1. Введение

Для расчета температурного состояния охлаждаемых лопаток турбин, в настоящее время широко

применяется CFD-моделирование, базирующееся на решении системы уравнений сохранения массы и энергии, уравнений движения Навье-Стокса, которые полностью описывают нестационарное турбулентное

течение вязкой сжимаемой жидкости. Однако, даже современный уровень развития вычислительной техники не позволяет выполнять моделирование конкретных течений за счет непосредственного решения этой системы уравнений. Это требует применения различных моделей турбулентности, каждая из которых обеспечивает достоверные результаты расчета для определенного круга задач.

Для расчетов различных элементов систем охлаждения (струйное охлаждение, интенсификация теплообмена за счет применения микрооробрения и т.п.), а также для определения интенсивности теплообмена по профилю лопатки со стороны газа наиболее часто используются k - ϵ и SST модели турбулентности, а также их модификации, прошедшие большой объем верификации для указанных задач. Для пленочного охлаждения, широко используемого в лопатках первых ступеней турбины, применение указанных моделей турбулентности отработано недостаточно.

Основным параметром, характеризующим пленочное охлаждение, является эффективность пленочного охлаждения, определяемая 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).

Эффективностью пленочного охлаждения зависит от ряда теплофизических и геометрических параметров, главным образом от коэффициента вдува (m), определенного как отношение массовых скоростей вдуваемого и основного потоков, относительного шага отверстий в поперечном направлении (t/d), угла наклона отверстий к охлаждаемой поверхности (α).

Обзор литературы показал, что вопросу выбора модели турбулентности, для моделирования пленочного охлаждения в настоящее время уделяется большое внимание. Представленные результаты весьма противоречивы. Так, например, в работе [1], получено хорошее соответствие результатов расчетов с экспериментальными данными, в тоже время в других работах, например [2, 3], отмечается, что применение RANS моделей турбулентности не позволяет с достаточной степенью точности получить распределение эффективности пленочного охлаждения. Часто предполагается, что отличие результатов расчета от экспериментальных данных обусловлено отсутствием учета анизотропии турбулентности в большинстве моделей турбулентности. В тоже время работы [2, 4] показали, что применение модели турбулентности RSM, учитывающей анизотропию турбулентности, и даже метода моделирования DES лишь незначительно приближает результаты моделирования к экспериментальным данным. Результаты работы [2] также опровергли предположение о том, что имеющееся несоответствие вызвано недостаточным разрешением сетки или применением тетраэдрических элементов.

В связи с этим в последнее время наблюдается тенденция к повышению точности CFD-расчетов пленочного охлаждения за счет корректировки стандартных настроек (констант) моделей турбулентности при моделировании.

Целью настоящей работы является адаптация SST модели турбулентности для расчета эффективности пленочного охлаждения на основе верификации результатов CFD-расчетов по экспериментальным данным.

Выбор SST модели в настоящей работе обусловлен тем, что эта модель более корректно отражает картину течения вблизи места выпуска охлаждающего воздуха, а также позволяет более достоверно получить осредненное в поперечном направлении значение эффективности охлаждения, имеющее большее практическое значение, в то время как, результаты расчета с k - ϵ моделью турбулентности ближе к экспериментальным данным вдоль центральной линии, проходящей через ось отверстий [2]. Кроме этого SST модель более корректно отражает распределение интенсивности теплоотдачи по контуру профиля лопатки, особенно вблизи входной кромки, что особенно важно для решения сопряженных задач.

2. Экспериментальные данные и расчетная модель

В качестве экспериментальных данных в работе использованы представленные в [5] результаты исследований осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения на плоской пластине за однорядной системой цилиндрических отверстий. Результаты этих исследований имеют фундаментальный характер, и на них базируется ряд расчетных методик. Из большого объема исследований [5] для моделирования выбран вариант с наиболее типичным для охлаждаемых лопаток шагом отверстий $t/d = 3$, отношением плотностей охлаждающего воздуха и газа $\rho_b/\rho_t = 1,8$, и три характерных значения коэффициента вдува $m = 0,5; 1,0; 1,4$.

В соответствии с геометрией экспериментальной установки (диаметр отверстий $d = 5$ мм, относительная длина отверстия $l/d = 6$) в программном комплексе ANSYS CFX 14.5 была создана расчетная модель шириной равной одному шагу отверстий, для которой с помощью ANSYS ICEM CFD 14.5 была создана гексаэдрическая сетка с толщинами элементов в пристеночной области, удовлетворяющими требованиям используемой модели турбулентности.

В качестве граничных условий заданы параметры, соответствующие условиям проведения эксперимента:

- массовая скорость основного потока (газа) – $56,2$ кг/(с·м²);
- статическое давление основного потока на выходе – $0,12$ МПа;
- степень турбулентности основного потока на входе – $1,5$ %;
- температура основного и вдуваемого потоков 277 °С и 32 °С, соответственно.

Расход охлаждающего воздуха задавался в соответствии с рассматриваемым коэффициентом вдува m .

3. Расчет по стандартной модели

Полученные в результате расчета со стандартной SST моделью турбулентности (со значениями констант по умолчанию) распределения осредненной в

поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения η вместе с экспериментальными данными [5] представлены на рис. 1.

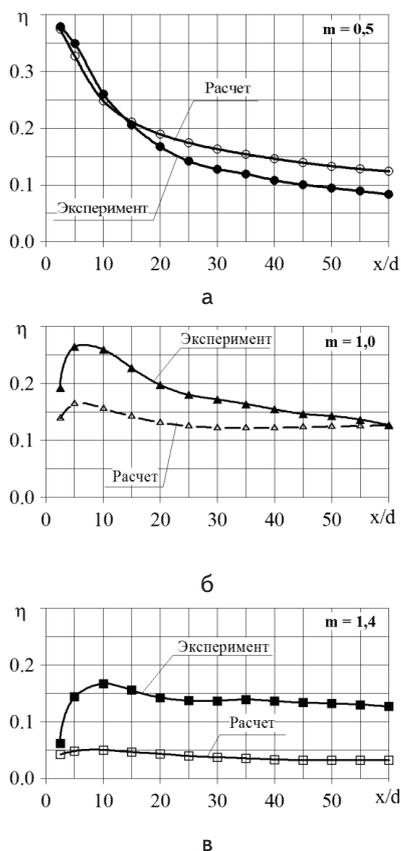


Рис. 1. Сравнение результатов расчета со стандартной SST моделью турбулентности с экспериментальными данными при $m=0,5$ (а), $1,0$ (б), $1,4$ (в)

При $m = 0,5$ полученная эффективность пленочного охлаждения на участке x/d от 2,5 до 15 хорошо согласуется с экспериментальными данными. На большем удалении от места выпуска воздуха результаты расчета получаются завышенными, и при x/d более 30 разность между расчетом и экспериментом достигает 0,04.

При $m = 1,0$ отклонение результатов расчета от эксперимента намного значительнее и при $x/d = 10$ достигает 0,1. При этом в отличие от варианта с $m = 0,5$ результаты расчета получаются заниженными, а максимальное отличие имеет место при малых значениях x/d (на начальном участке), в то время как при $x/d = 60$ результаты расчетов совпадают с результатами экспериментов.

При $m = 1,4$ результаты расчета показывают отрыв струи от охлаждающей поверхности (что по экспериментальным данным происходит при $m > 2,0$) и на всей рассматриваемой длине пластины эффективность пленочного охлаждения не превышает 0,05, при том, что по экспериментальным данным эта величина при $x/d = 5...60$ составляет 0,13...0,17.

Подобное расхождение было получено и в работах [2, 4], и вызвано недостаточным учетом турбулентного перемешивания струи охлаждающего воздуха с основным потоком (размытием струи) и отрывом струи даже при малых степенях вдува в результатах расчета.

С учетом того, что при современном уровне температуры газа погрешность определения эффективности пленочного охлаждения порядка 0,1 приводит к погрешности в определении температуры газа более чем на 100 °С, применение стандартной SST модели турбулентности для исследования эффективности пленочного охлаждения и моделирования лопаток ГТД с конвективно-пленочным охлаждением недостаточно некорректно и требует адаптации.

4. Адаптация модели турбулентности

Уравнения сохранения кинетической энергии турбулентных пульсаций (k) и ее удельной диссипации (w) в модели турбулентности SST [6] можно записать так:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \min\left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, c_1 \epsilon\right) - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\gamma}{\nu_t} \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + (1 - F_1) 2 \rho \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}$$

Обзор литературы и ряд вариантных (тестовых) расчетов показали, что наибольшее влияние на результаты расчета эффективности пленочного охлаждения имеет турбулентное число Прандтля (Pr_t) и константа β^* . Константа β^* , как видно из уравнения, определяет диссипацию кинетической энергии, и ее уменьшение позволяет увеличить степень турбулентности и, следовательно, турбулентное перемешивание струи. Влияние турбулентного числа Прандтля определяющего связь турбулентной теплопроводности (тепловой диффузии) с турбулентной вязкостью (μ_t) на результаты моделирования пленочного охлаждения подробно описано в [7]. Стандартной моделью турбулентности SST (по умолчанию) определены значения $Pr_t = 0,9$ и $\beta^* = 0,09$.

Выполненные в рамках настоящей работы вариантные расчеты показали, что изменение Pr_t и β^* не позволяет исключить отрыв струи от охлаждающей поверхности при $m > 1$. В связи с этим в работе было рассмотрено увеличение с 0,31 до 0,5 константы a_1 , определяющей соотношение турбулентной вязкости, а следовательно и сдвиговых напряжений с кинетической энергией:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij};$$

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \sqrt{2S F_2})}$$

Дальнейшее увеличение константы a_1 (выше 0,5) не приводит к изменению результатов расчета, по всей видимости, из-за ограничения величины сдвиговых напряжений, реализованного в модели турбулентности SST.

В настоящей работе при $a_1 = 0,5$ было выполнено моделирование пленочного охлаждения при изменении турбулентного числа Прандтля в диапазоне от 0,4 до 0,9 и константы β^* в диапазоне от 0,05 до 0,12 для всех трех коэффициентов вдува. На основании результатов расчета была определена величина среднего квадрата отклонения расчетной эффективности пленочного охлаждения от экспериментальных данных:

$$\delta = \frac{1}{15} \sum_m \sum_{x/d} (\eta_{\text{расч}} - \eta_{\text{эксп}})^2,$$

$m = 0,5, 1,0, 1,4; x/d = 5, 10, 20, 35, 55.$

Изолинии отклонения δ при изменении Pr_t и β^* исследуемых диапазонов приведены на рис. 2.

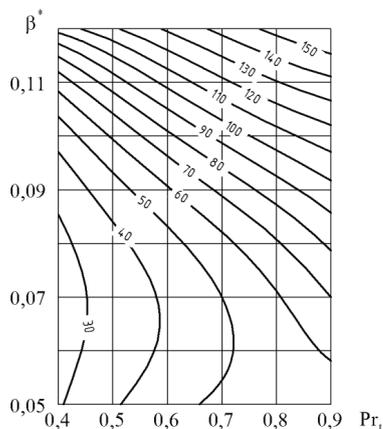


Рис. 2. Влияние Pr_t и β^* на средний квадрат отклонения ($\delta \times 10^{-4}$) результатов расчета от экспериментальных данных

Как видим из рисунка, минимальное отклонение результатов расчета от экспериментальных данных имеет место при уменьшении Pr_t до 0,4 и уменьшении β^* до 0,07. При этом изменение константы β^* при $Pr_t = 0,4$ мало влияет на среднеквадратичное отклонение, несмотря на существенное ее влияние при $Pr_t = 0,9$, что делает ее уменьшение нецелесообразным. Необходимость уменьшения турбулентного числа Прандтля для расчета пленочного охлаждения подтверждается данными [8] о том, что его значение для слоев смешения, имеющих место в данной задаче, составляет примерно 0,5, при том, что для течения вдоль стенки его значение близко к 0,9.

Результаты расчета распределения эффективности пленочного охлаждения с использованием адаптированной модели турбулентности (при $a_1 = 0,5, Pr_t = 0,4$ и $\beta^* = 0,09$) в сравнении с экспериментальными данными [5] приведены на рис. 3.

Как видно из рисунка адаптированная SST модель турбулентности дает возможность получить результаты расчета близкие к экспериментальным данным при всех рассмотренных коэффициентах вдува. Для $m = 0,5$ максимальное расхождение результатов расчета от экспериментальных данных составляет 0,07 лишь на участке x/d от 5 до 10, для $m = 1,0$ максимальное отклонение

также имеет место на участке x/d от 5 до 10 и составляет 0,04. Для $m = 1,4$ максимальное отклонение составляет 0,03 в точке $x/d = 10$. При этом, в отличие от результатов расчета со стандартной моделью, отмеченные отличия имеют место на участках малой продолжительности, а в целом по длине результаты расчета существенно ближе к экспериментальным данным. Это свидетельствует о возможности использования такой модели для исследования эффективности пленочного охлаждения.

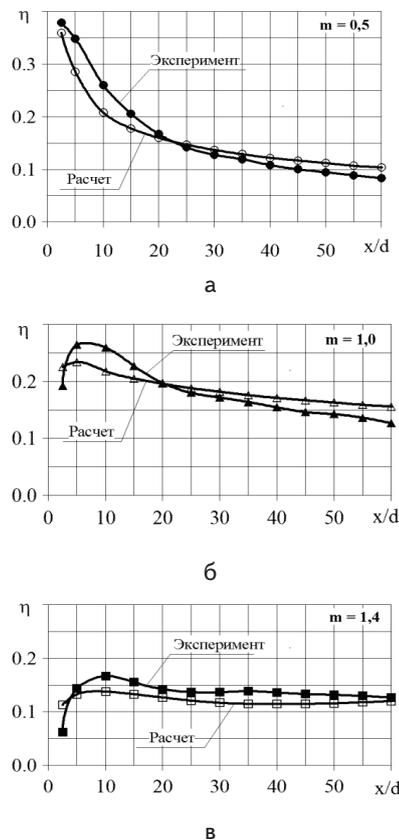


Рис. 3. Сравнение результатов расчета с адаптированной SST моделью турбулентности с экспериментальными данными при $m=0,5$ (а), 1,0 (б), 1,4 (в)

5. Применение адаптированной модели турбулентности для моделирования теплообмена и трения

Выполненная адаптация позволяет повысить точность расчета эффективности пленочного охлаждения. Однако изменение параметров и констант модели турбулентности требует проверки корректности определения интенсивности конвективного теплообмена и гидравлических потерь, что важно для решения сопряженных задач. В связи с этим, в работе дополнительно выполнены CFD-расчеты течения воздуха в круглой трубе диаметром $D = 10$ мм и длиной 60D со стандартной моделью турбулентности и при изменении ее констант. Расчет течения в трубе выполнен при числах Рейнольдса равных 20000 и 80000. По результатам расчета анализировались интенсивность теплоотдачи на расстоянии 50D от выхода (на участке стабилизированного теплообмена), выраженная числом Нуссельта (Nu), и коэффициент трения (f), определенный по потерям полного давления на участке от 50D до 58D.

Результаты расчетов по стандартной и адаптированной SST моделям приведены в табл. 1. Для сравнения в таблице также приведены значения числа Нуссельта (Nu_0) и коэффициента трения (f_0) полученные по зависимостям Диттуса-Болтера и Блазиуса:

$$Nu_0 = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4}; f_0 = 0,079 \times Re^{-0,25}.$$

Таблица 1

Влияние изменения констант модели турбулентности на результаты расчета Nu и f

Re	a_1	Pr_t	β^*	Nu_0	Nu	f_0	f
20000	0,31	0,9	0,09	55,2	53,9	0,0066	0,0070
	0,50	0,9	0,09		54,6		0,0071
	0,50	0,7	0,09		63,8		0,0071
	0,50	0,4	0,09		89,6		0,0072
	0,50	0,4	0,07		115,7		0,0094
80000	0,31	0,9	0,09	166,9	175,4	0,0050	0,0054
	0,50	0,9	0,09		176,4		0,0060
	0,50	0,7	0,09		214,4		0,0057
	0,50	0,4	0,09		330,5		0,0059
	0,50	0,4	0,07		556,6		0,0079

В соответствии с результатами этих расчетов стандартные настройки модели турбулентности обеспечивают достаточно достоверные данные по числу Нуссельта и коэффициенту трения, близкие к значениям, определенных по зависимостям для круглого канала при стабилизационном течении. Изменение коэффициента a_1 практически не сказывается на результатах расчета числа Нуссельта и коэффициента трения. В тоже время уменьшение турбулентного числа Прандтля до 0,4 привело к значительному увеличению числа Нуссельта (на 88 % при $Re = 80000$). Значительным также получено влияние константы β^* , уменьшение которой с 0,09 до 0,07 приводит к дополнительному росту интенсивности теплоотдачи (на 68 % при $Re = 80000$). Влияние этих констант на коэффициент трения не так значительно, особенно при числах Рейнольдса 20000.

Таким образом, несмотря на соответствие результатов расчета эффективности пленочного охлаждения, принятое изменение констант SST модели турбулентности приводит к существенным погрешностям определения интенсивности конвективного теплообмена.

Это свидетельствует о необходимости использования компромиссных вариантов адаптации модели турбулентности в зависимости от решаемых задач.

6. Выводы

1. Настоящая работа показала, что стандартная модель турбулентности SST (со значением констант по умолчанию) не позволяет получить достоверные результаты расчета эффективности пленочного охлаждения, особенно при коэффициентах вдува больших 0,5. Причиной большого отличия результатов расчета от экспериментальных данных является недостаточный учет турбулентного перемешивания струи с основным потоком и отрыв струи от охлаждаемой поверхности.

2. Адаптация модели турбулентности SST, а именно увеличение константы a_1 с 0,31 до 0,5 и уменьшение турбулентного числа Прандтля с 0,9 до 0,4, позволила получить приемлемую точность расчета при x/d от 0 до 60 во всем исследуемом диапазоне чисел вдува. Для $m = 0,5$ максимальное расхождение результатов расчета от экспериментальных данных составляет 0,07, для $m = 1,0 - 0,03$, а для $m = 1,4 - 0,03$. При этом, отмеченные отличия имеют место на участках малой продолжительности, а в целом по длине пластины результаты расчета существенно ближе к экспериментальным данным. Это свидетельствует о возможности применения адаптированной модели турбулентности для выполнения исследования эффективности пленочного охлаждения.

3. Анализ течения в круглой трубе на участке стабилизированного теплообмена показал, что отмеченное выше изменение констант SST модели турбулентности приводит к значительному завышению результатов расчета интенсивности конвективного теплообмена (на 88 % при $Re = 80000$). Таким образом, для выполнения расчета лопаток в сопряженной постановке, с учетом как внешнего (пленочного), так и внутреннего (конвективного) охлаждения, требуется применение компромиссных вариантов адаптации, в том числе использование переменного значения турбулентного числа Прандтля.

Литература

1. Lee, K. Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole [Текст]/ K. Lee, S. Kim, K. Kim // ASME Paper №GT2012-68529. – 2012. – 11 p.
2. Harrison, K. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance [Текст]/ K. Harrison, D. Bogard // ASME Paper №GT2008-51423. – 2008. – 10 p.
3. Mathew, S. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge [Текст]/ S. Mathew, S. Ravelli, D. Bogard // ASME Paper №GT2011-46619. – 2011. – 10 p.
4. Смирнов, П. Е. Численное моделирование трехмерного течения и теплообмена в условиях, типичных для организации пленочного охлаждения: автореф. диссертации на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук: спец-ть 01.02.05 – «Механика жидкости, газа и плазмы» / Павел Евгеньевич Смирнов; Санкт-Петербургский государственный университет. 2005г. 18 с.
5. Baldauf, S. Correlation of film cooling effectiveness from thermographic measurements at engine like conditions [Текст]/ S. Baldauf, M. Scheurlen // ASME Paper №GT2002-30180. – 2002. – 14 p.
6. Vieser, W. Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models [электронный ресурс] / W. Vieser, T. Esch, F. Menter. – режим доступа: <http://www.software.aeat.com/cfx.html>. – название с экрана.
7. Liu, C. Effect of turbulent Prandtl number on the computation of film-cooling effectiveness [Текст]/ C. Liu, H. Zhu, J. Bai // International journal of Heat and Mass Transfer №51 – 2008 г. с. 8-18.
8. Белов, И.А. Моделирование турбулентных течений [Текст]/ И.А. Белов, С.А. Исаев // Санкт-Петербург 2001 г. – 109 с.