

УДК 621.15.038

А.А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук; проф., академик НАНУ; Інститут технічної теплофізики НАН України; НТУУ «КПІ», Київ;

М.В. БЕЗЛЮДНАЯ, аспірант НТУУ «КПІ», Київ;

Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ, канд. техн. наук; зав. сектором, відділ турбін ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», Ніколаєв;

С.Д. СЕВЕРИН, канд. техн. наук; с.н.с. Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ;

І.І. БОРИСОВ, канд. техн. наук; ведучий н.с. Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ

АДАПТАЦИЯ k - ϵ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПЛОСКОЙ ПЛАСТИНЫ ПРИ ВДУВЕ ЧЕРЕЗ ОДИН РЯД ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОТВЕРСТИЙ В СФЕРИЧЕСКИХ УГЛУБЛЕНИЯХ

Представлено численне моделювання пліночного охолодження плоскої пластини через один ряд циліндричних отворів в сферических углубленнях. На основанні результатів експеримента була проведена адаптація k - ϵ моделі турбулентності для моделювання подібних течій. Для *CFD*-моделювання був використаний комерційний пакет *ANSYS CFX 14*.

Ключевые слова: пліночне охолодження, адиабатическа ефективність, сферическіе углублення, численне моделювання, k - ϵ модель турбулентності.

Введение

Пліночне (заградительное, завесное) охолодження широко використовується в охолоджуємих лопатках високотемпературних газотурбінних двигателів різного призначення. Традиційно використовуєміе схеми пліночного охолодження ґруновані на подачі охолодителя через систему одно- і двурядних циліндрических отворів, орієнтованих під кутом 30...45 градусів к охолоджуєміе поверхності. Однак, с підвищенням температури газу в проточній часті турбін потрібне кількість охолодителя зростає настільки помітно, що втрати від охолодження можуть перевищити теплофізический ефект від підвищення температури газу [1]. Поєтому пошук більш ефективних схем пліночного охолодження с меншим расходом охолодителя представляє собою актуальную наукову і прикладную задачу. При цьому альтернативні системи охолодження повинні ґруновати високої технологічності виготовлення.

Таким вимогам ґруновуєміе, в частності, дослідована в нинішній роботі система пліночного охолодження с випуском охолодителя через циліндрическіе отворіа, расположенніе в сферических углубленнях.

В последние годы широкое распространение получило численне (*CFD*) моделювання систем пліночного охолодження. Однак, как показали многочисленные исследования в данном направлении, использование стандартных моделей турбулентности, приводит к недопустимо большим погрешностям в определении параметров потоков при исследованиях пліночного охолодження, и для достижения приемлемой точности *CFD*-расчетов часто требуется дополнительная адаптация моделей.

В нинішній роботі виконано численне моделювання пліночного охолодження плоскої пластини с подачею охолоджуєміе воздуха через один ряд цили-

© А.А. Халатов, М.В. Безлюдная, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин, И.И. Борисов, 2013

ндрических отверстий, выполненных в сферических углублениях. Тестирование модели турбулентности проводилось с использованием собственных экспериментальных данных по наиболее важному параметру – адиабатной эффективности плёночного охлаждения, который определялся как [1]:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_2},$$

где T_{∞} – температура основного потока, T_2 – температура вдуваемого воздуха в плоскости вдува; T_{aw} – температура адиабатной стенки.

Эксперименты проводились на установке, схема которой представлена в работе [2]. В этой работе приведены результаты исследований пленочного охлаждения плоской пластины двухрядной системой отверстий в сферических углублениях. При исследовании однорядной системы, отверстия и лунки первого ряда (вверх по потоку) замазывались акриловой шпаклевкой (в работе [2] не приведено).

Для оценки режимных параметров использовался параметр вдува m (часто называемый также коэффициентом вдува), который определялся по формуле:

$$m = \frac{W_2 \rho_2}{W_{\infty} \rho_{\infty}},$$

где W_{∞} , W_2 – скорости основного потока и вдуваемого воздуха; ρ_{∞} , ρ_2 – плотности основного потока и вдуваемого воздуха.

Компьютерная модель

Геометрическая 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности с выдувом охладителя через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях была построена в *ANSYS Design Manager*. Она представляла собой канал, в который из большого объема (плenums) через один ряд цилиндрических отверстий, расположенных под углом 30° к поверхности пластины в сферических углублениях, подавался охладитель. Схема расположения отверстий представлена на рис. 1.

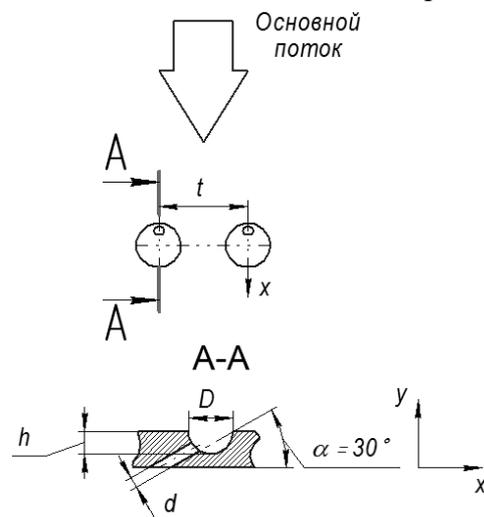


Рис. 1 – Схема расположения отверстий на пластине

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 ($t/d = 5$). Нижняя линия проекции цилиндрического отверстия на плоскость XU проходила через край углубления вниз по потоку (см. рис. 1, сечение $A-A$). Длина основного и предвключенного участков модели составляли соответственно $x/d = 12,5$ и $x/d = 35$. Геометрия компьютерной модели была взята из условий физического эксперимента, который и использовался для адаптации.

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 твёрдых стенок, ограничивающих каналы расчётной модели. Сетка состояла из 2242808 элементов и 508023 узлов. На поверхности пластины, отверстий в углублениях и стенках пленума было выполнено сгущение. На поверхности пластины и верхней стенке пленума 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 $k-\omega$ группы для корректного моделирования пристеночных течений, и может быть использовано для $k-\epsilon$ моделей турбулентности с масштабируемой пристеночной функцией.

Осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса решались для вязкого теплопроводного газа в стационарной постановке задачи с использованием полного уравнения энергии. Граничные условия на входе и выходе были заданы близкими к условиям эксперимента (нулевое значение толщины пограничного слоя перед участком вдува), при этом твёрдые границы расчётной области были заданы как адиабатные ($q = 0$). На боковых поверхностях расчётной модели были заданы условия симметрии. Граничные условия, задаваемые в проведенных расчетах, соответствующие значениям параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ представлены в табл. 1. Интенсивность турбулентности основного потока равнялась 1%, данное значение было взято из условий эксперимента. Области задания граничных условий представлены на рис. 2.

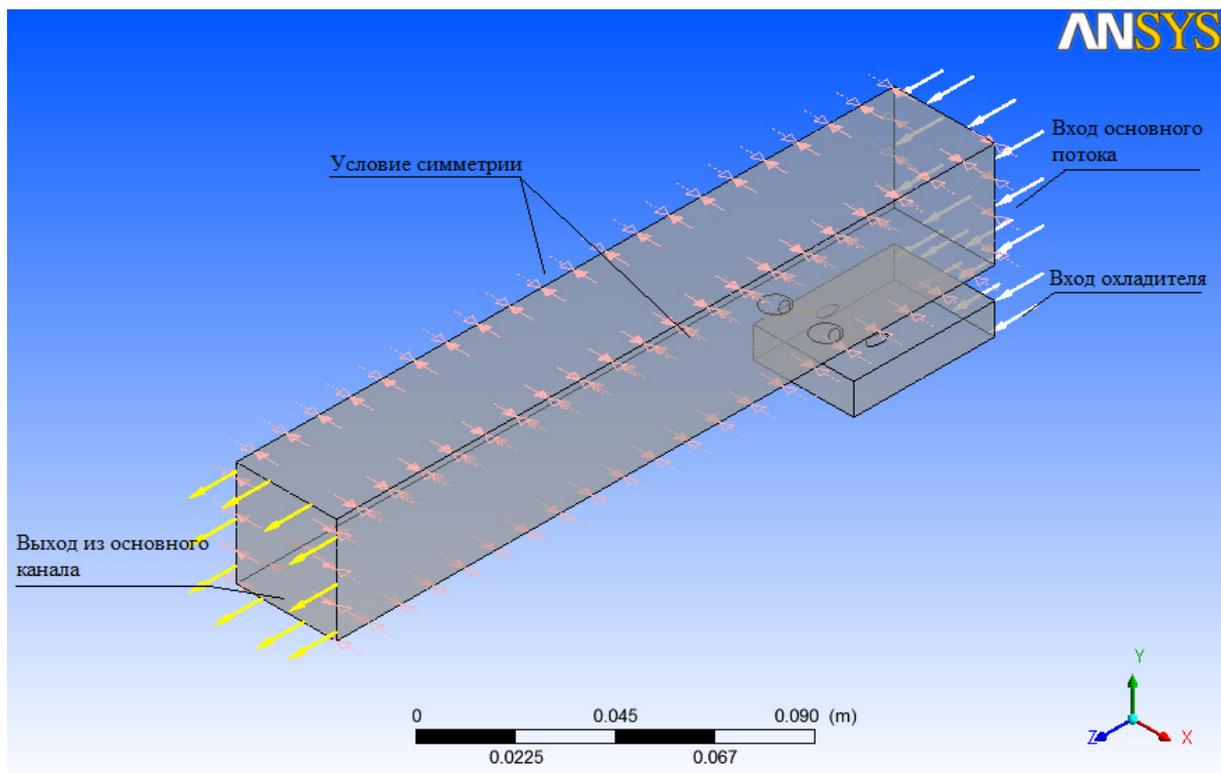


Рис. 2 – Области задания граничных условий

Граничные условия

| Область | Среднее статическое давление, Па | Средняя скорость, м/с | Температура, °С | Расход воздуха, кг/с | Интенсивность турбулентности |
|----------------------------------|----------------------------------|-----------------------|-----------------|------------------------|------------------------------|
| Вход основного потока | – | 30 | 15 | – | 1 % |
| Вход (подача) вдуваемого воздуха | – | – | 70 | 0,0002382 $m = 0,5$ | 1 % |
| | | | | 0,0004764 $m = 1,0$ | |
| | | | | 0,0007146 $m = 1,5$ | |
| | | | | 0,0009528 $m = 2,0$ | |
| Выход из основного канала | 101300 | – | – | – | – |

Анализ моделей турбулентности

Сначала были проведены тестовые расчеты для выбора адекватной модели турбулентности. Для этого были использованы четыре модели – две модели $k-\epsilon$ группы – классическая $k-\epsilon$ модель и RNG $k-\epsilon$ модель и две модели $k-\omega$ группы – классическая $k-\omega$ -модель и SST -модель Ментера. Расчеты выполнены для четырех параметров вдува $m = 0,5, 1,0, 1,5$ и $2,0$. Поскольку для исследованных случаев имеет место одинаковый характер поведения кривых эффективности пленочного охлаждения для различных моделей турбулентности, то в статье анализ моделей турбулентности приводится только для параметра вдува $m = 0,5$.

Рассмотрена локальная эффективность пленочного охлаждения вдоль центральной линии пластины за сферическими углублениями вниз по потоку. Результаты анализа моделей турбулентности представлены на рис. 3. Средняя эффективность будет представлена в дальнейших работах.

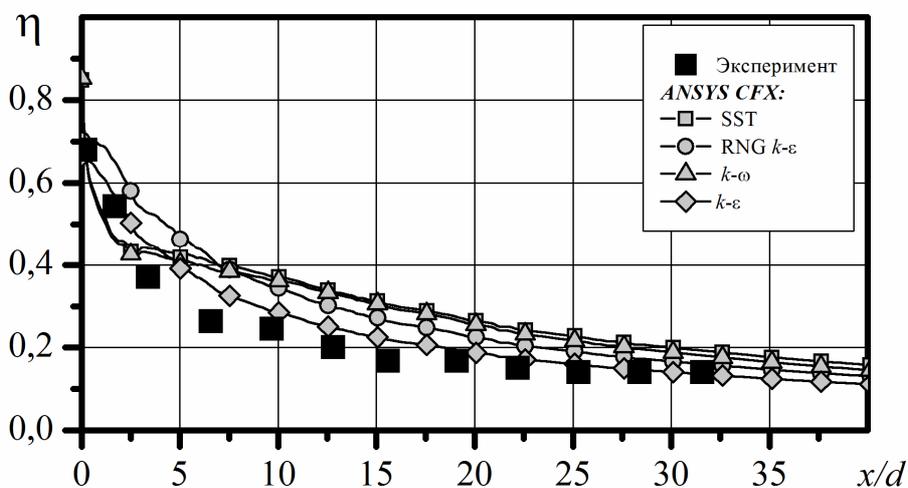


Рис. 3 – Тестирование различных моделей турбулентности ($m = 0,5$)

Из анализа представленных результатов следует, что при значении параметра вдува $m = 0,5$ наилучшее совпадение с результатами собственных экспериментов обеспечивает классическая k - ϵ модель турбулентности, которая обеспечивает приемлемый компромисс между вычислительными ресурсами и точностью получаемых решений [3]. Как следует, для k - ϵ модели турбулентности во всем диапазоне изменения отношения x/d максимальное отклонение расчетных значений эффективности пленочного охлаждения от экспериментальных данных составляет около 15 %. Наибольшее расхождение с результатами экспериментов показали расчёты, выполненные с использованием k - ω и SST моделей. Помимо количественного расхождения между результатами моделирования на основе моделей k - ω группы и экспериментальными данными на участке $2 < x/d < 5$ имеет место физически некорректный характер изменения кривой эффективности пленочного охлаждения.

Погрешность на уровне 15 % является минимальной среди протестированных моделей, однако она является приемлемой лишь для оценочных расчетов, поэтому далее была выполнена адаптации k - ϵ модели к расчету рассматриваемого типа пленочного охлаждения при выпуске охладителя в систему цилиндрических отверстий, расположенных в сферических углублениях. При этом рассмотрена местная эффективность пленочного охлаждения, рассчитанная вдоль центральной линии за отверстиями.

Адаптация k - ϵ модели турбулентности к расчету пленочного охлаждения

При использовании в коммерческих компьютерных пакетах стандартной k - ϵ модели рекомендуемый набор эмпирических констант следующий [4]: $C_\mu = 0,09$; $C_{\epsilon 1} = 1,44$; $C_{\epsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\epsilon = 1,3$; $Pr_t = 0,9$; $Sc_t = 0,9$. При адаптации модели варьированию подвергалась только константа турбулентности $C_{\epsilon 1}$, которая изменялась в пределах от 0,8 до 1,8. Эта константа включена в модельное уравнение, которое описывает уменьшение флуктуации скорости за счёт вязкости (диссипации) и определяет генерацию ϵ [3]. Таким образом, изменяя величину $C_{\epsilon 1}$, можно влиять на диссипацию турбулентной энергии. На рис. 4–7 для различных значений константы турбулентности $C_{\epsilon 1}$ представлены результаты расчета, характеризующие продольную эффективность пленочного охлаждения для параметра вдува $m = 0,5$; 1,0; 1,5 и 2,0.

Анализ представленных результатов показывает, что при $m = 0,5$ (рис. 4) наилучшее согласование с результатами эксперимента обеспечивает значение константы $C_{\epsilon 1} = 1,2$. При этом максимальное отклонение η составляет 4 %. При увеличении параметра вдува до 1,0 значение константы $C_{\epsilon 1}$, дающее наилучшее совпадение с экспериментом, уменьшается до 0,8 (рис. 5). Для $m = 1,0$ максимальное расхождение с экспериментом – 3,8 %. При $m = 1,5$ (рис. 6) изменение константы турбулентности в пределах от 0,8 до 1,8 практически не влияет на результаты расчета. Наиболее близкое соответствие результатов расчета и экспериментальных данных обеспечивается при стандартном значении $C_{\epsilon 1} = 1,44$ (отклонение около 5 % по всей длине пластины). При более высоких значениях $m = 2,0$ (рис. 7) на участке $x/d < 10$ наилучшее согласование экспериментальных данных и результатов расчета обеспечивает значение константы $C_{\epsilon 1} = 1,8$, а при $x/d > 10$ наилучшее совпадение показывает стандартная k - ϵ модель ($C_{\epsilon 1} = 1,44$). Поскольку участок, на котором $C_{\epsilon 1} = 1,8$ обеспечивает несколько лучшее совпадение с экспериментальными данными, достаточно мал, а расхождение расчетных и экспериментальных данных по

ефективности при использовании $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ равно 5 %, то для расчетов рекомендуется использовать значение константы равное 1,44.

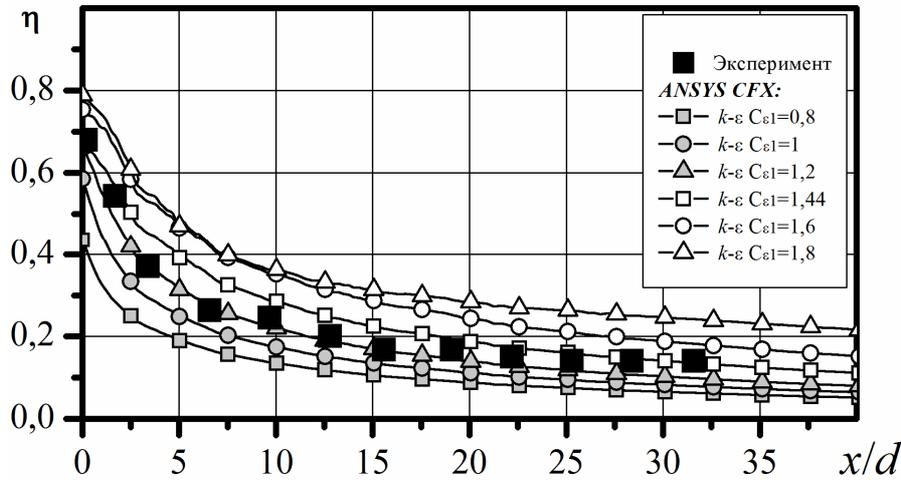


Рис. 4 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы $C_{\varepsilon 1}$ при $m = 0,5$

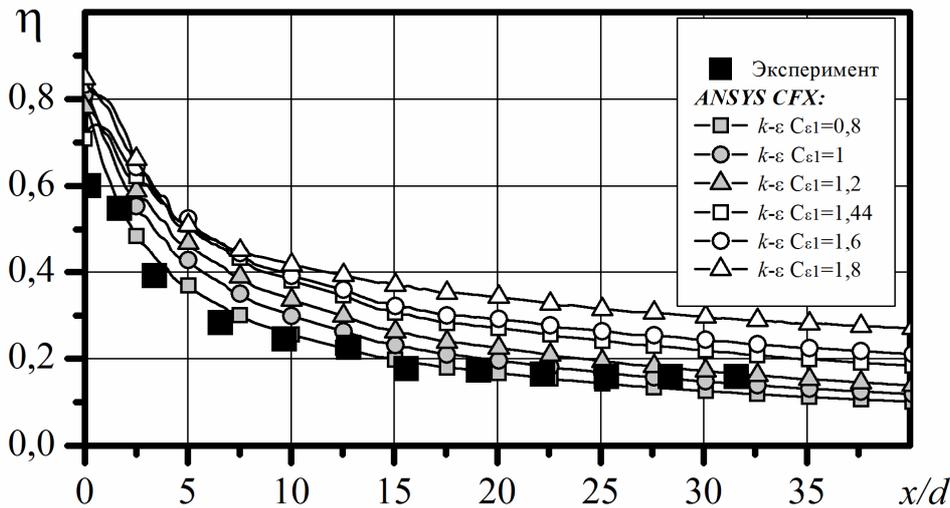


Рис. 5 – Изменения эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы $C_{\varepsilon 1}$ при $m = 1,0$

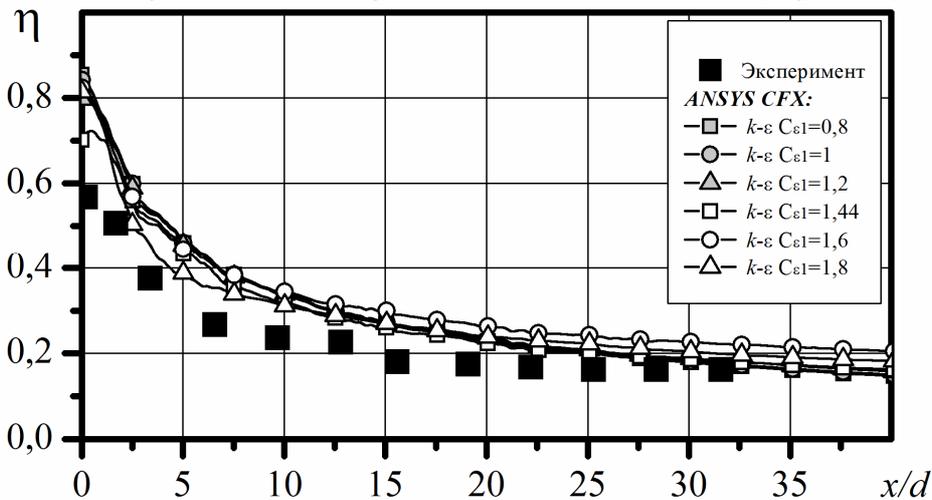


Рис. 6 – Изменения эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы $C_{\varepsilon 1}$ при $m = 1,5$

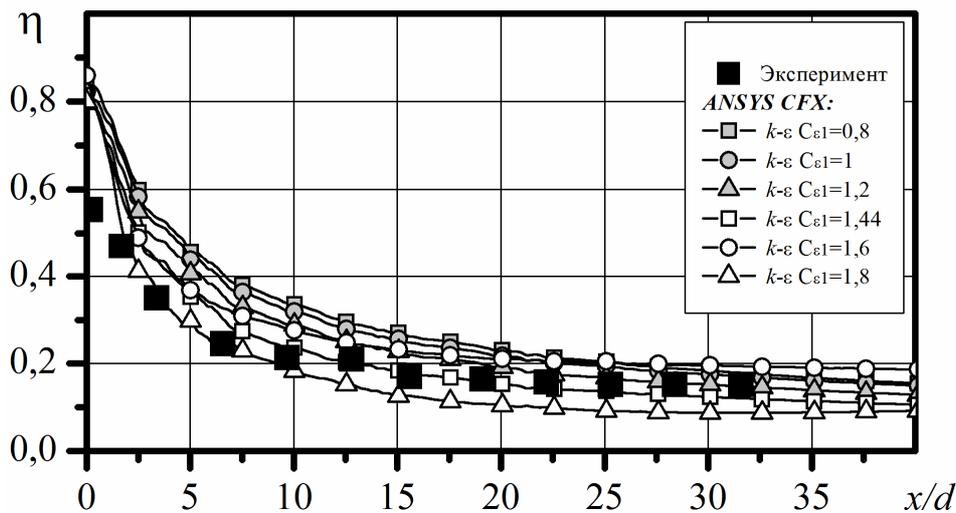


Рис. 7 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы $C_{\epsilon 1}$ при $m = 2,0$

Таблица 2

Рекомендуемы значения $C_{\epsilon 1}$

| Параметр вдува | $m = 0,5$ | $m = 1,0$ | $m = 1,5$ | $m = 2,0$ |
|---------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Значение $C_{\epsilon 1}$ | 1,2 | 0,8 | 1,44 | 1,44 |

Рекомендуемые значения константы $C_{\epsilon 1}$ для различных значений параметра вдува представлены в табл. 2. Таким образом, при расчете пленочного охлаждения с выпуском газа в цилиндрическое отверстие в сферическом углублении значение константы $C_{\epsilon 1}$ изменяется по кривой с минимумом в зависимости от величины параметра m .

Выводы

1 Выполнено численное моделирование пленочного охлаждения при подводе охладителя через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях ($h/D = 0,5$) с использованием различных моделей турбулентности. Показано, что наилучшее согласование результатов расчета и эксперимента с точностью примерно 15 % обеспечивает k - ϵ модель турбулентности.

2 Для повышения точности CFD-расчетов была выполнена адаптация k - ϵ модели турбулентности к рассматриваемому типу течения за счет коррекции константы $C_{\epsilon 1}$ в модели турбулентности.

3 При параметре вдува $m = 0,5$ и $1,0$ наилучшее совпадение с экспериментами обеспечивает значение $C_{\epsilon 1} = 1,2$ и $0,8$ соответственно; при $m = 1,5$ и $2,0$ может быть использовано стандартное значение $C_{\epsilon 1} = 1,44$. При расчетах с использованием рекомендуемых значений константы $C_{\epsilon 1}$ максимальное расхождение с экспериментом не превышает 5 %.

Список литературы: 1. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст]: в 9-ти т. Т. 7. Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении / А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2008. – 292 с. 2. Халатов, А.А. Пленочное охлаждение плоской поверхности двухрядной системой отверстий в сферических углублениях [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко, Ю.Я. Дашевский,

С.Д. Северин, С.В. Шевцов, М.В. Безлюдная // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – Т. 57, № 3/10. – С. 4–8. **3. Снегирев, Ю.А.** Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений [Текст]: учеб. пособие / Ю.А. Снегирев. – СПб.: Политехн. ун-т, 2009. – 143 с. **4. Мочалин, Е.В.** Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст]: в 9-ти т. Т. 8. Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2010. – 428 с.

Поступила в редколлегию 10.02.2013

УДК 621.15.038

Адаптация k - ϵ модели турбулентности при моделировании пленочного охлаждения плоской пластины при вдуве через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях [Текст] / А.А. Халатов, М.В. Безлюдная, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин, И.И. Борисов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 55-62. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлено чисельне моделювання плівкового охолодження плоскої пластини через один ряд циліндричних отворів в сферичних поглибленнях. На підставі результатів експерименту була проведена адаптація k - ϵ моделі турбулентності для моделювання подібних течій. Для *CFD*-моделювання був використаний комерційний пакет *ANSYS CFX 14*.

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

The numerical modeling of a film cooling over a flat plate was studied where a coolant supplies into a single row of cylindrical holes arranged in spherical dimples. Based on the experimental data, the adaptation of k - ϵ turbulence model was made to simulate such flows. The commercial software package *ANSYS CFX 14* was employed in all numerical calculations.

Keywords: film cooling, the adiabatic effectiveness, spherical dimples, numerical simulation, k - ϵ turbulence closer.