

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

### **АДАПТАЦІЯ $k$ - $\epsilon$ МОДЕЛІ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАДЖЕННЯ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ ПРИ ВДУВІ ЧЕРЕЗ ОДИН РЯД ЦИЛІНДРИЧЕСКИХ ОТВЕРСТІЙ В СФЕРИЧЕСКИХ УГЛУБЛЕННЯХ**

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

**Ключевые слова:** пленочне охолодження, адиабатическая ефективність, сферическіе углублення, численне моделювання,  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентності.

#### **Введення**

Пленочне (заградительное, завесное) охолодження широко використовується в охолоджуємих лопатках високотемпературних газотурбінних двигачів різного призначення. Традиційно використовуєміе схеми пленочного охолодження основані на подачі охладителя через систему одно- і двохрядних циліндрических отворів, орієнтованих під кутом 30...45 градусів к охладжуємої поверхності. Однак, з підвищенням температури газу в проточній частині турбін потрібне кількість охладителя візрастає настільки помітно, що втрати від охолодження можуть перевищити теплофізический ефект від підвищення температури газу [1]. Пошук більш ефективних схем пленочного охолодження з меншим расходом охладителя представляє собою актуальну наукову і прикладну задачу. При цьому альтернативні системи охолодження повинні володіти високою технологічністю виготовлення.

Таким вимогам задовольняє, в частині, досліджувана в нинішній роботі система пленочного охолодження з випуском охладителя через циліндрические отвори, расположенные в сферических углублениях.

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

В нинішній роботі виконано численне моделювання пленочного охолодження плоскої пластини з подачею охладжуємого повітря 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  $T_{\infty}$  – 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  $W_{\infty}$ ,  $W_2$  – скорости основного потока и вдуваемого воздуха;  $\rho_{\infty}$ ,  $\rho_2$  – 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  $30^\circ$  к поверхности пластины в сферических углублениях, подавался охладитель. 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 ( $t/d = 5$ ). Нижняя линия проекции цилиндрического отверстия на плоскость  $XY$  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.

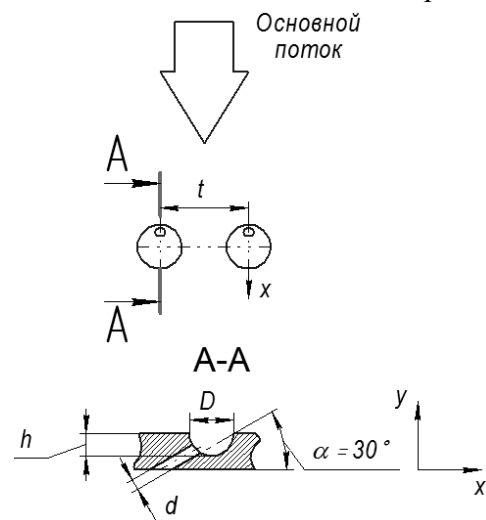


Рис. 1 – Схема расположения отверстий на пластине

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.

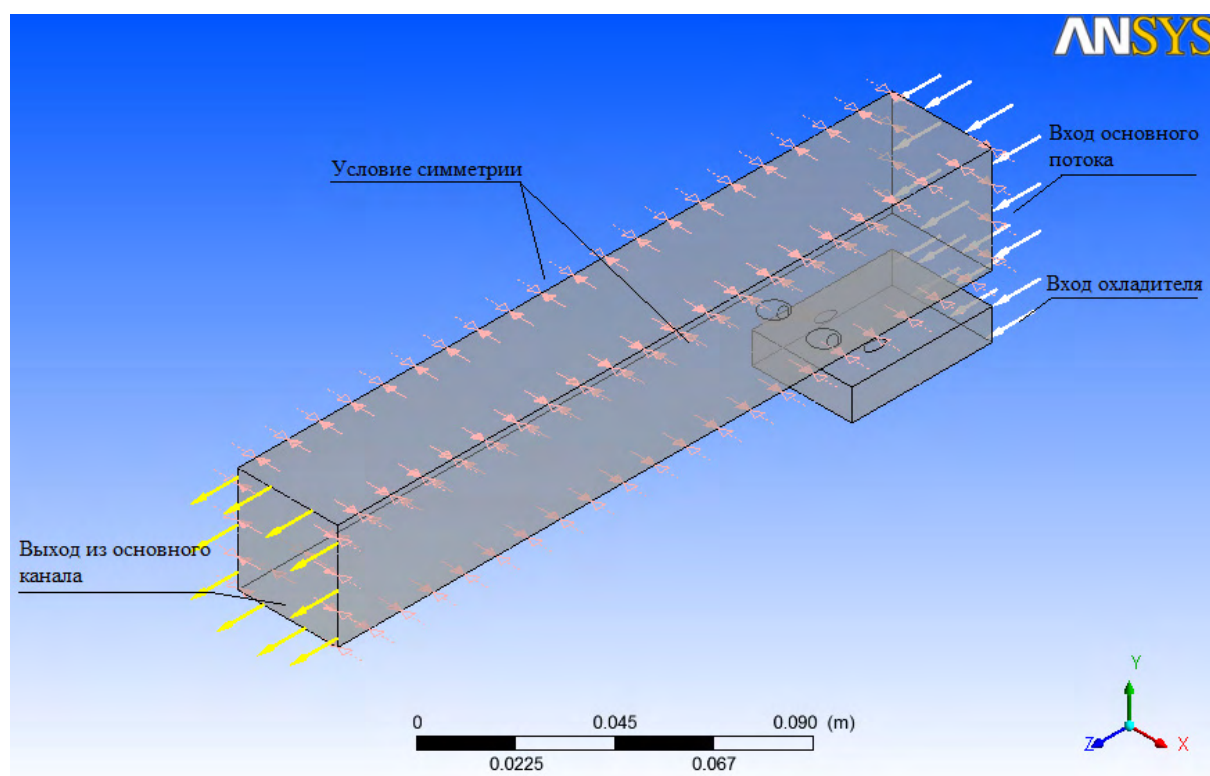


Рис. 2 – Области задания граничных условий

Таблица 1

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.

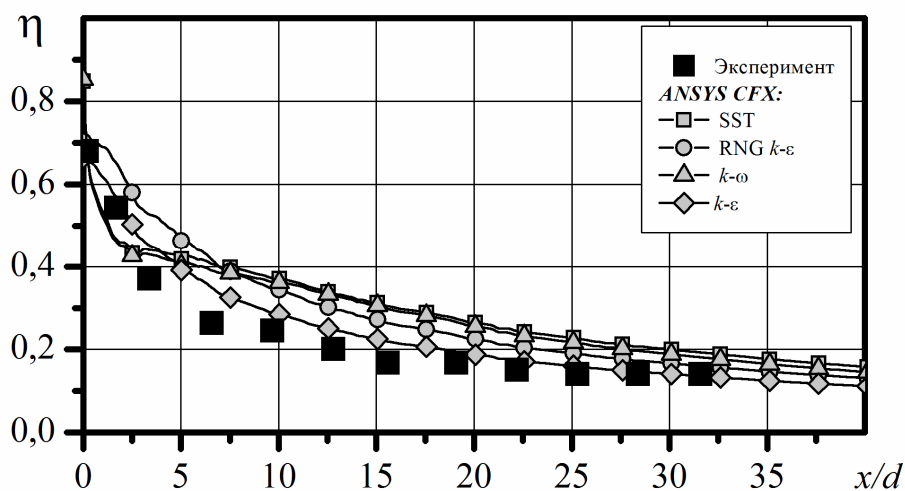


Рис. 3 – Тестирование различных моделей турбулентности ( $m = 0,5$ )

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

При использовании в коммерческих компьютерных пакетах стандартной  $k$ - $\epsilon$  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  $\epsilon$  [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  $\eta$  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  $k$ - $\epsilon$  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

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

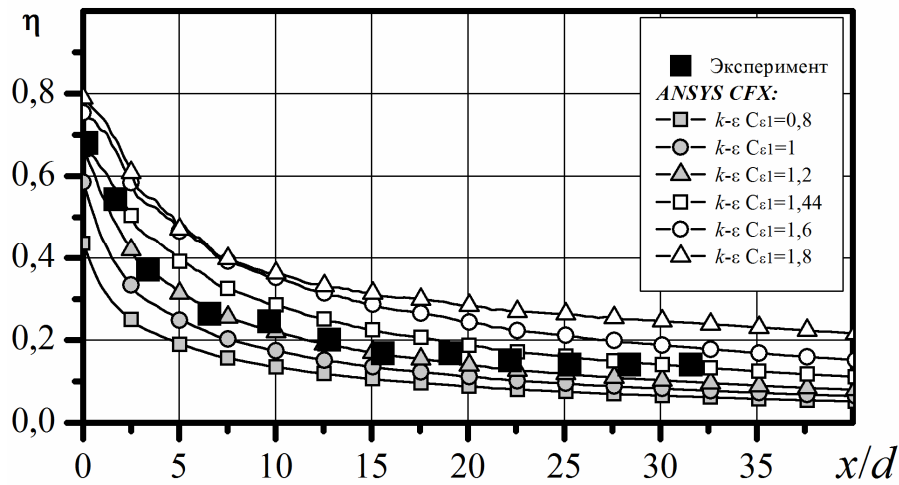


Рис. 4 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы  $C_{\varepsilon 1}$  при  $m = 0,5$

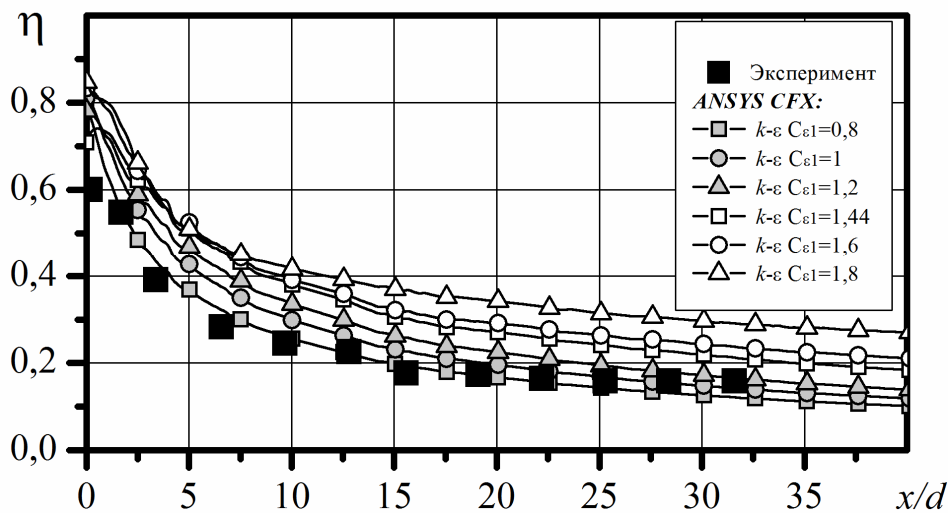


Рис. 5 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы  $C_{\varepsilon 1}$  при  $m = 1,0$

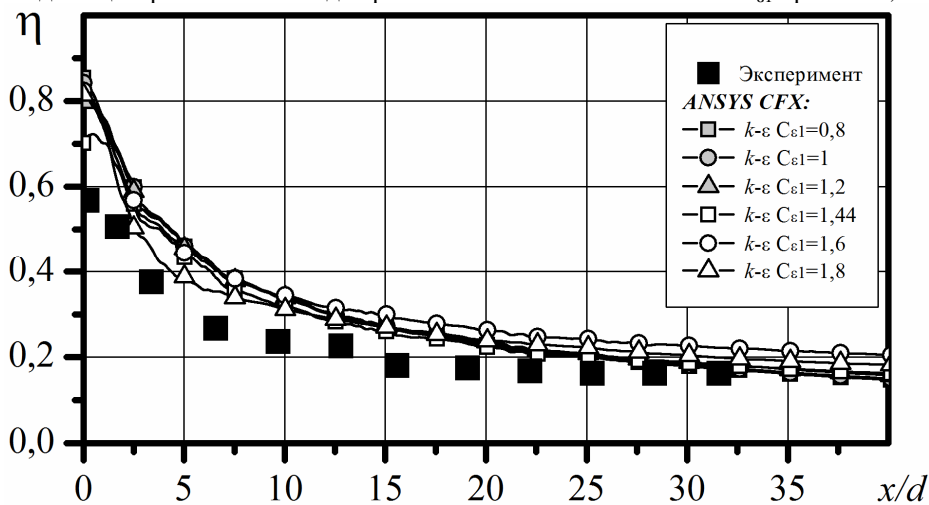


Рис. 6 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы  $C_{\varepsilon 1}$  при  $m = 1,5$

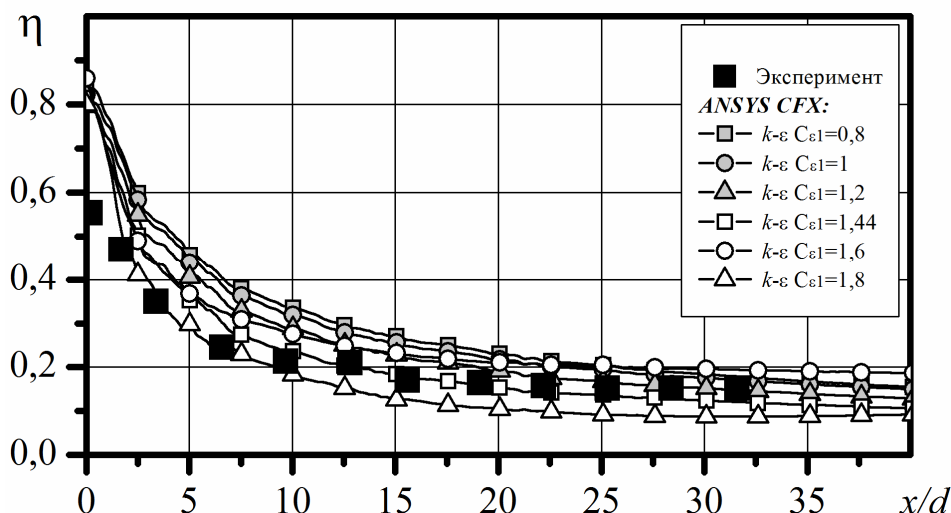


Рис. 7 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы  $C_{\epsilon 1}$  при  $m = 2,0$

Таблица 2

Рекомендуемые 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  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности.

2 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.

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  $k$ - $\epsilon$  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  $k$ - $\epsilon$  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,  $k$ - $\epsilon$  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  $k$ - $\epsilon$  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,  $k$ - $\epsilon$  turbulence closer.