

УДК 629.735

А.А. ХАЛАТОВ^{1,2}, М.В. БЕЗЛЮДНАЯ¹, Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ³,
С.Д. СЕВЕРИН², И.И. БОРИСОВ²¹ Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина² Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев³ ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина

АДАПТАЦИЯ k - ε МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЧЕРЕЗ СИСТЕМУ ДВУХРЯДНЫХ ОТВЕРСТИЙ В СФЕРИЧЕСКИХ УГЛУБЛЕНИЯХ

Представлены результаты численного моделирования локального и среднего пленочного охлаждения плоской пластины через два ряда отверстий в сферических углублениях с относительной глубиной $h/D=0,5$. Как показывает опыт, применение стандартных моделей турбулентности дает плохое согласование численного моделирования с экспериментальными данными, поэтому моделирование проводилось в два этапа. На первом этапе для выбора модели турбулентности были проведены тестовые расчеты. На втором этапе – проведена адаптация k - ε модели для моделирования таких течений. При моделировании использован коммерческий пакет ANSYS CFX 14.

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

Введение

В последние годы широкое распространение в практике получило CFD-моделирование задач термодинамики. Сегодня достижения вычислительной техники и вычислительной математики позволяют решать достаточно сложные задачи, для их решения наиболее часто используются k - ε и k - ω модели турбулентности. Как показал опыт, использование стандартных констант в этих моделях не всегда дает надежные результаты, особенно при изучении сложных потоков, не соответствующих сдвиговому течению. Это приводит к необходимости коррекции констант в модели турбулентности с учетом физических особенностей рассматриваемого типа течения.

Пленочное охлаждение остается одним из эффективных методов внешнего охлаждения лопаток газовых турбин. Однако при высокой температуре перед турбиной необходимый расход охладителя становится настолько большим, что гидродинамические потери могут превысить положительный эффект охлаждения. Поэтому поиск альтернативных методов пленочного охлаждения, обладающих высокой теплофизической эффективностью, пониженным расходом охладителя и несложной технологий изготовления представляет одну из актуальных проблем газотурбостроения.

К перспективным методам относится пленочное охлаждение через систему наклонных цилинд-

рических отверстий, расположенных в сферических углублениях.

В данной работе выполнено численное моделирование локальной и средней эффективности пленочного охлаждения при подаче охладителя через двухрядную систему цилиндрических отверстий, расположенных в сферических углублениях. Для адаптации использовались собственные экспериментальные данные.

В качестве основного параметра использовалась эффективность пленочного охлаждения адиабатной поверхности, которая определялась 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. Как показывают эксперименты [1] эффективность пленочного охлаждения зависит от ряда параметров, причем наиболее заметно от коэффициента (параметра) вдува:

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

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

1. Компьютерная модель

Компьютерная 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности со вдувом охладителя через два ряда наклонных цилиндрических отверстий в сферических углублениях представляет собой канал, в который из большого объема (пленума) через два ряда цилиндрических отверстий, располо-

женных в сферических углублениях под углом 30° к поверхности пластины, подавался охладитель. Схема расположения отверстий представлена на рис. 1, а. 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 ($t_1/d = 2,5$).

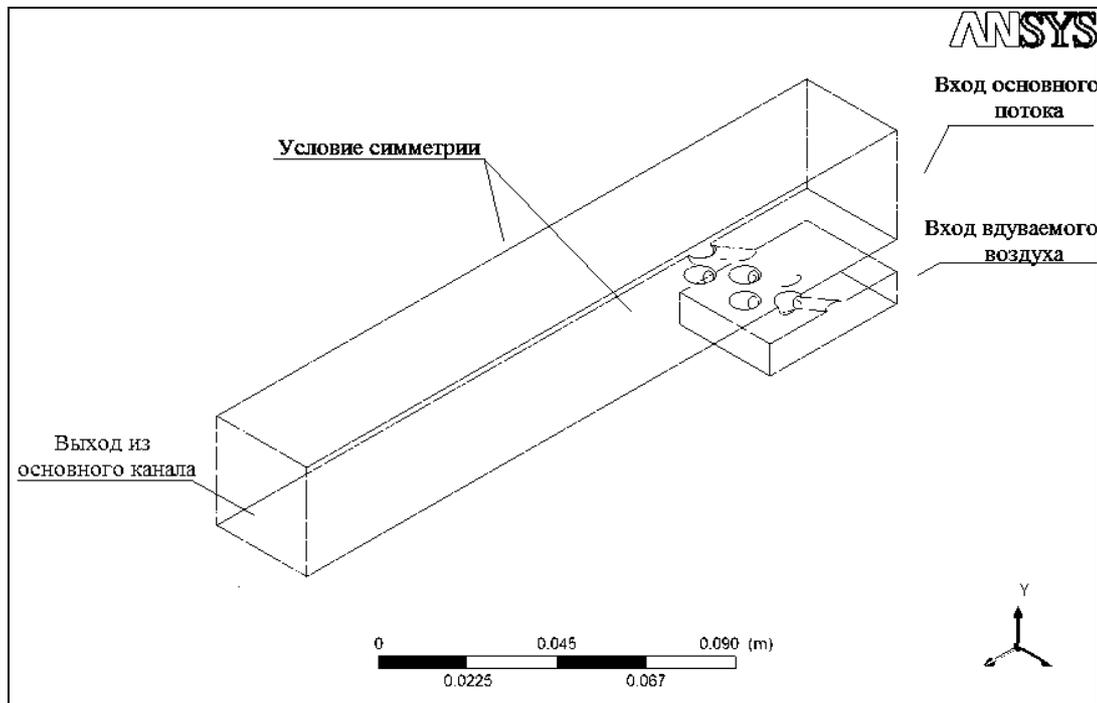
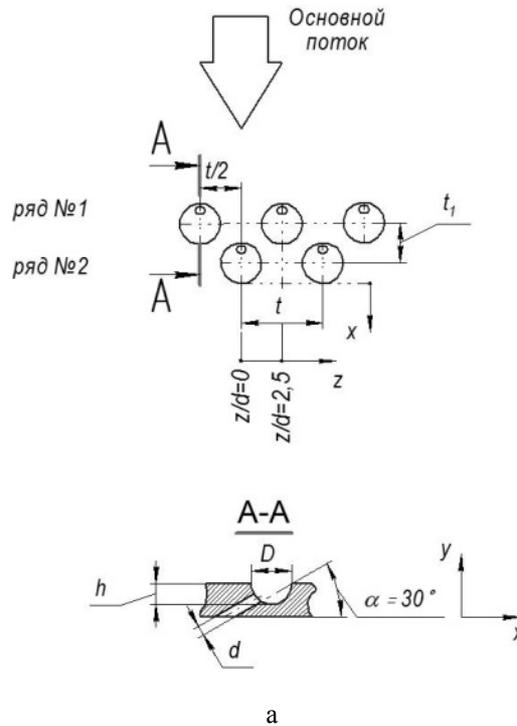


Рис. 1. Схема (а) и геометрическая 3D-модель (б) плёночного охлаждения плоской поверхности при вдуве охладителя через два ряда цилиндрических отверстий в сферических углублениях

Нижняя линия проекции цилиндрического отверстия на плоскость XY проходила через край углубления вниз по потоку (рис. 1, а, сечение А–А). Длина основного и предвключенного участков модели составляли соответственно $x/d = 10$ и $x/d = 35$ (что такое предвключенный участок?). Геометрия компьютерной модели соответствовала условиям физического эксперимента, результаты которого использовались для адаптации. В расчетах использовалась неструктурированная комбинированная сетка, построенная при помощи сеточного генератора ANSYS CFX Mesh 14. Значение y^+ во всех случаях находилось в пределах от 1 до 2.

Граничные условия на входе и выходе были заданы близкими к условиям физического эксперимента, при этом твердые границы расчетной области задавались адиабатными ($q = 0$). На боковых поверхностях расчетной модели были заданы условия симметрии. Температурные условия были следующими: температура основного потока на входе задавалась 15°C , температура вдуваемого воздуха – 70°C . На входе средняя скорость основного потока равнялась 30 м/с. Граничные условия, задаваемые при одновременной подаче вдуваемого воздуха через два ряда отверстий (расход охладителя), соответствовали значениям параметра вдува

$$m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0.$$

Интенсивность турбулентности основного потока по условиям эксперимента равнялась 1%. На выходе среднее статическое давление задавалось постоянным и равным 101300 Па. Области задания граничных условий представлены на рис. 1, б.

2. Выбор модели турбулентности

Выбор модели турбулентности был выполнен на основании предварительных тестовых расчетов локальных значений эффективности пленочного охлаждения для системы цилиндрических отверстий без углублений. Использовались две модели $k-\varepsilon$ группы – стандартная $k-\varepsilon$ модель и RNG $k-\varepsilon$ модель для четырех параметров вдува: $m = 0,5, 1,0, 1,5, 2,0$ и две модели $k-\omega$ группы – стандартная $k-\omega$ модель и SST-модель Ментера. Сравнение показало, что наилучшее совпадение с экспериментальными данными обеспечивалось при использовании стандартной $k-\varepsilon$ модели турбулентности.

Однако и в этом случае при $m \geq 1$ расхождение расчетных и экспериментальных результатов оказалось неприемлемым. По этой причине, для дальнейших расчетов использовалась $k-\varepsilon$ модель турбулентности, но для повышения точности расчета была выполнена ее адаптация.

3. Адаптация $k-\varepsilon$ модели

Анализ показывает, что в $k-\varepsilon$ модели турбулентности для замыкания уравнений Навье–Стокса для кинетической энергии турбулентности k и скорости ее диссипации ε . При этом используются следующие выражения для турбулентной кинематической вязкости в совокупности со стандартным набором констант

$$v_t = c_\mu k^2 / \varepsilon; \quad c_\mu = 0,09; \quad C_{\varepsilon 1} = 1,44; \\ C_{\varepsilon 2} = 1,92; \quad \sigma_k = 1; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3 \quad [2].$$

Изменение абсолютной величины констант дает возможность влиять на процессы генерации и диссипации турбулентных вихрей при турбулентном перемешивании струи охлаждающего воздуха с основным потоком (разрыв струи), отрыву или присоединению струи. Анализ уравнений $k-\varepsilon$ модели показал, что наибольшее влияние на результаты расчета эффективности пленочного охлаждения оказывают константы $C_{\varepsilon 1}$ и $C_{\varepsilon 2}$. Предварительные расчеты показали, что на распределение эффективности пленочного охлаждения оказывает влияние только константа $C_{\varepsilon 1}$. Поэтому при адаптации модели варьированию подвергалась только эта константа, которая в расчетах изменялась в пределах от 0,8 до 1,8. Расчеты показали, что наилучшее согласование с экспериментальными данными при определении локальных значений эффективности пленочного охлаждения за отверстиями первого и второго ряда на оси отверстия обеспечивают значения константы турбулентности $C_{\varepsilon 1}$, приведенные в табл. 1.

3.1. Среднее значение эффективности пленочного охлаждения

Найденные значения константы турбулентности $C_{\varepsilon 1}$ использовались далее при расчете средних значений эффективности пленочного охлаждения. На рис. 2 представлены результаты сравнительного анализа расчетных и экспериментальных данных.

Таблица 1

Значения $C_{\varepsilon 1}$, рекомендуемые в работе

Параметр вдува	$m = 0,5$	$m = 1,0$	$m = 1,5$	$m = 2,0$
Значение $C_{\varepsilon 1}$	1,44	1,2	1,0	1,0

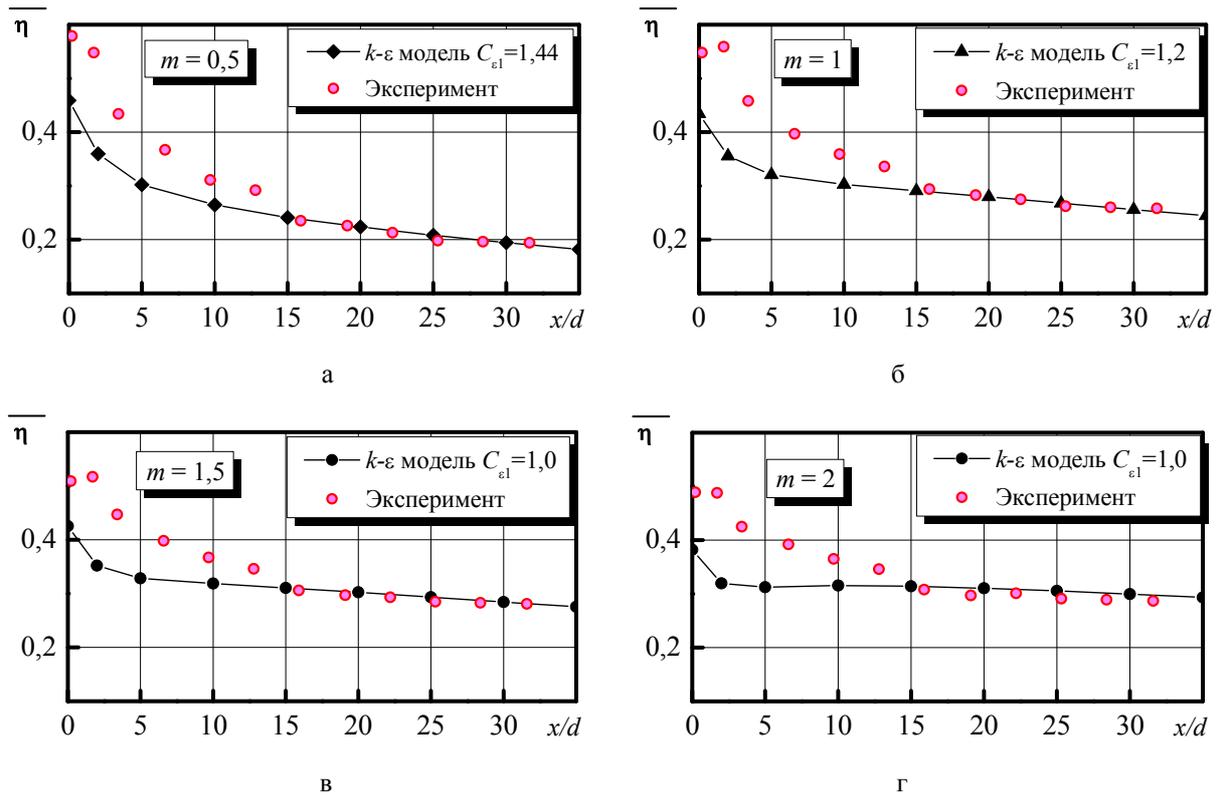


Рис. 2. Средняя эффективность пленочного охлаждения за двумя рядами отверстий в сферических углублениях

Видно, что при использовании значений константы $C_{\epsilon 1}$ расхождение результатов наблюдается только на участке $x/d < 15$, причем это расхождение не превышает 15%. Ниже по потоку расхождение с экспериментальными данными значительно меньше и составляет 1-2%.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что адаптированная $k-\epsilon$ модель турбулентности дает заниженные результаты на начальном участке пластины, что, по-видимому, обусловлено недостаточно полным учетом трехмерной турбулентной структуры потока при растекании потока в поперечном направлении. Ниже по потоку адаптированная $k-\epsilon$ модель турбулентности достаточно корректно описывает распределение средней эффективности охлаждения.

Заключение

Выполнено численное моделирование эффективности локальной и средней эффективности пленочного охлаждения при подаче охладителя через два

ряда наклонных цилиндрических отверстий, расположенных в сферических углублениях ($h/D = 0,5$). Используя локальные значения эффективности охлаждения за первым и вторым рядом отверстий, получены численные значения константы турбулентности $C_{\epsilon 1}$ для адаптированной $k-\epsilon$ модели турбулентности. При расчетах средней эффективности пленочного охлаждения с использованием полученных значений константы $C_{\epsilon 1}$ максимальное расхождение с экспериментом на участке $x/d < 15$ не превышает 15%, а ниже по потоку оно составляет 1-2%.

Литература

1. Ренухов, В.М. Теория тепловой защиты стенки вдувом газа [Текст] / В.М. Ренухов. – Киев: Наукова думка, 1980. – 296 с.
2. Launder, B.E. Lectures in Mathematical Models of Turbulence [Text] / B.E. Launder, D.B. Spalding. – London: Academic Press, 1972. – 169 p.

Поступила в редакцию 25.05.2013, рассмотрена на редколлегии 12.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, профессор, зав. лабораторией технологий комбинированного производства энергии Б.Д. Билека, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев.

**АДАПТАЦІЯ k-ε МОДЕЛІ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ
ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЧЕРЕЗ СИСТЕМУ ДВОРЯДНИХ
ОТВОРІВ У СФЕРИЧНОМУ ПОГЛИБЛЕНІМ**

А.А. Халатов, М.В. Безлюдна, Ю.Я. Дашевський, С.Д. Северин, І.І. Борисов

Представлені результати чисельного моделювання локального і середнього плівкового охолодження плоскої пластини через два ряди отворів у сферичних поглибленнях з відносною глибиною. Досвід показує, що застосування стандартних моделей турбулентності дає погане узгодження моделювання з експериментальними даними, тому моделювання проводилося у два етапи. На першому етапі для вибору моделі турбулентності були проведені попередні розрахунки. На другому етапі - проведена адаптація k-ε моделі для моделювання подібних течій. При моделюванні використаний комерційний пакет ANSYS CFX 14.

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

**ADAPTATION OF k-ε TURBULENCE MODEL FOR THE FLAT PLATE FILM
COOLING NUMERICAL SIMULATIONS DOWNSTREAM TWO ROWS OF HOLES
ARRANGED IN SPHERICAL DIMPLES**

A.A. Khalatov, M.V. Bezliudna, Yu.J. Dashevskyy, S.D. Severin, I.I. Borisov

This paper presents results of numerical simulation development for flat plate film cooling with coolant injection through two rows of cylindrical holes arranged in spherical dimples. The previous experience has shown that application of standard turbulence models lead to significant difference between numerical simulation results and experimental data, therefore numerical simulation was carried out in two stages. At first stage test calculations were performed for turbulence model selection. At second stage the adaptation of selected k-ε turbulence model. The numerical simulation development was carried out with the use of commercial software package ANSYS CFX 14

Key words: film cooling, the adiabatic effectiveness, spherical dimples, numerical simulation, k-ε turbulence model, turbulence model adaptation.

Халатов Артем Артемович – д-р техн. наук, проф., академик НАНУ, зав. отделом «Высокотемпературная термодинамика» Института технической теплофизики НАН Украины, зав. кафедрой «Физика энергетических систем» Физико-технического института Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: artem.khalatov@vortex.org.ua.

Безлюдная Мария Владимировна – аспирант кафедры «Физика энергетических систем», Физико-технический институт Национального технического университета Украины «КПИ», Киев, Украина, e-mail: bezludnaya@gmail.com.

Дашевский Юрий Яковлевич – канд. техн. наук, нач. сектора тепловых и гидравлических расчётов отдела турбин, ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.

Северин Сергей Дмитриевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. отдела высокотемпературной термодинамики, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: ssd@vortex.org.ua.

Борисов Игорь Иванович – канд. техн. наук, вед. науч. сотр. отдела высокотемпературной термодинамики, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: borisov@vortex.org.ua.