

УДК 621.438-226.2:536.24

**В. Ю. ПЕТЕЛЬЧИЦ**, инж.-констр. ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев

### **CFD-МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПЛАСТИНЫ С ВХОДНЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ УЧАСТКОМ**

Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения пластины с многорядной системой цилиндрических отверстий на входном цилиндрическом участке, а также сравнение результатов проведенных расчетов с экспериментальными данными. Моделирование выполнено с помощью программного комплекса *ANSYS CFX*. Помимо *RANS*-моделирования потока с различными моделями турбулентности выполнено *DES*-моделирование, основанное на непосредственном моделировании вихревой структуры потока. Применение рекомендованной рядом исследований *DES* модели дало результаты расчета близкие к применению *SST* модели турбулентности. В работе также рассмотрено применение *Reynolds Stress* модели турбулентности *BSL*, которая учитывает анизотропию турбулентной вязкости. С целью повышения достоверности результатов расчета эффективности пленочного охлаждения, рассмотрена также возможность адаптации *SST*-модели турбулентности путем корректировки её констант. Предложенная адаптация *SST*-модели турбулентности приближает результаты расчета эффективности пленочного охлаждения к экспериментальным данным.

**Ключевые слова:** пленочное охлаждение, модель турбулентности, эффективность пленочного охлаждения, ряд цилиндрических отверстий.

#### **Введение**

Основным и, по видимому, безальтернативным способом повышения точности расчетов температурного состояния охлаждаемых лопаток турбин газотурбинных двигателей является применение *CFD*-моделирования, которое базируется на решении системы уравнений сохранения массы и энергии, уравнений движения Навье-Стокса, которая полностью описывает 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, что 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 микрооребрения 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. В то же время, для пленочного охлаждения, широко используемого в лопатках первых ступеней турбины, применение *CFD* моделирования на данный момент отработано недостаточно.

**Обзор литературы** показал, что вопросу выбора модели турбулентности для моделирования пленочного охлаждения в настоящее время уделяется большое внимание, но результаты приведенных исследований весьма противоречивы. Так, для случая выпуска охлаждающего воздуха на плоскую стенку, в работе [1] получено хорошее совпадение результатов расчетов с экспериментальными данными, в то время как в ряде работ, например [2], отмечается, что применение *RANS* моделей турбулентности, дополняющих осредненные по числу Рейнольдса уравнения Навье-Стокса, не позволяет с достаточной степенью точности определить эффективность пленочного охлаждения. Результаты работы [2] также опровергли предположение о том, что это вызвано недостаточным разрешением сетки или применением тетраэдрических элементов.

---

© В.Ю. Петельчиц, 2014

В работе [3] для случая пленочного охлаждения плоской стенки через ряд цилиндрических отверстий, выполнена адаптация *SST*-модели турбулентности. Эта модель, по сравнению с *k-ε*-моделью турбулентности, изначально более корректно отражает картину течения вблизи места выпуска охлаждающего воздуха, а также позволяет более достоверно получить осредненное в поперечном направлении значение эффективности охлаждения, что очень важно для её практического применения. Изменение в рамках адаптации константы  $a_1$  с 0,31 до 0,5 и турбулентного числа Прандтля ( $Pr_t$ ) с 0,9 до 0,4, позволило получить приемлемую точность расчета на участке  $0 < x/d < 60$  во всем исследуемом диапазоне параметра вдува ( $x$  – расстояние от сечения вдува,  $d$  – диаметр отверстий). Во всех работах параметр вдува определяется как

$$m = \frac{\rho_B V_B}{\rho_\infty V_\infty},$$

где  $\rho_B, \rho_\infty$  – соответственно, плотность охладителя (воздуха) и основного потока (газа);  $V_B, V_\infty$  – соответственно, скорости охладителя и основного потока.

В плане повышения точности *CFD* – моделирования, также представляет интерес применение *Reynolds Stress* моделей турбулентности, учитывающих анизотропию турбулентности и методов моделирования *DES (Detached Eddy Simulation)* как в работах [2, 4].

Следует отметить, что большинство исследований в этой области выполнено для пленочного охлаждения плоской пластины. Вопрос о пленочном охлаждении в случае выпуска воздуха через многорядную систему отверстий на начальном цилиндрическом участке, моделирующем участок входной кромки лопаток газотурбинных двигателей, в литературе рассмотрен недостаточно. При этом участок входной кромки является наиболее термически нагруженным элементом профиля лопатки. Вследствие наличия точки торможения потока, структура течения омывающего газа и выпускаемого воздуха здесь значительно сложнее.

**Целью настоящей работы** является верификация результатов *CFD*-моделирования пленочного охлаждения пластины с многорядной системой цилиндрических отверстий на входном цилиндрическом участке на основе сравнения с экспериментальными данными и выбор подхода, обеспечивающего наиболее корректные результаты расчета.

#### **Экспериментальные данные и расчетная модель**

В качестве экспериментальных данных использованы представленные в [5] результаты исследований осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения на входном цилиндрическом участке и последующей плоской стенке за тремя рядами цилиндрических отверстий, соответствующей четырехрядной симметричной системе отверстий в районе входной кромки. Эффективность пленочного охлаждения определялась как

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

где  $T_\infty, T_B$  – полные температуры основного потока (газа) и вдуваемого потока (охлаждающего воздуха), соответственно, а  $T_{aw}$  – адиабатическая температура стенки (защищаемой поверхности).

Схема расположения отверстий и геометрические параметры исследованной модели приведены на рис. 1а.

В соответствии с геометрией экспериментальной установки (диаметр отверстий  $d = 15,2$  мм, относительный шаг отверстий  $t/d = 4$ , относительная длина отверстия  $l/d = 4$ ), в программном комплексе *ANSYS CFX 14.5* была создана расчетная модель (рис. 1б) высотой равной одному шагу отверстий. В этой модели с помощью *ANSYS ICEM CFD 14.5* была создана тетраэдрическая расчетная сетка с призматическим подслоем, с суммарным количеством элементов 5,1 млн. (рис. 1в).

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

- скорость основного потока на входе 9,8 м/с, что соответствует числу Рейнольдса, определенному по диаметру входной кромки равному 100 000;
- статическое давление основного потока на выходе 0,1 МПа;
- степень турбулентности основного потока на входе 4 %;
- температуры основного и вдуваемого потоков 18 и 28 °С, соответственно.

Расход вдуваемого воздуха задавался в соответствии с рассматриваемым параметром вдува, определенным как отношение массовых скоростей вдуваемого и основного потоков. Как и в работе [5] моделирование выполнялось для трех значений параметра вдува  $m = 0,38; 0,64$  и  $0,97$ .

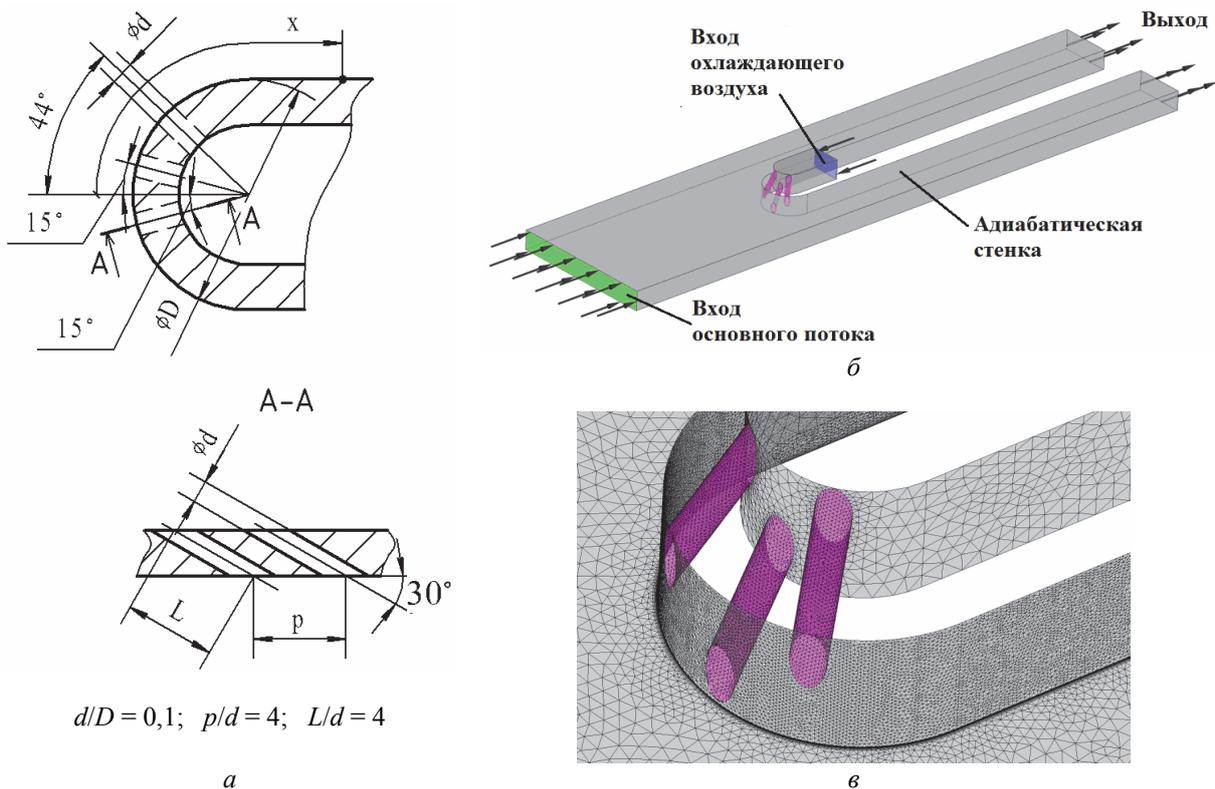


Рис. 1 – Геометрические параметры системы отверстий а, расчетная модель б и фрагмент расчетной сетки в

### Результаты расчетов по стандартным моделям турбулентности

Наиболее часто используемыми для расчетов тепловых задач являются *RANS* модели турбулентности  $k-\epsilon$ , *RNG*  $k-\epsilon$  и *SST*. Полученные в результате расчетов, с этими моделями турбулентности со значениями констант по умолчанию (стандартными

моделями турбулентности), распределения осредненной в поперечном направлении эффективности пленочного охлаждения  $\eta$  в сравнении с экспериментальными данными [4] представлены на рис. 2.

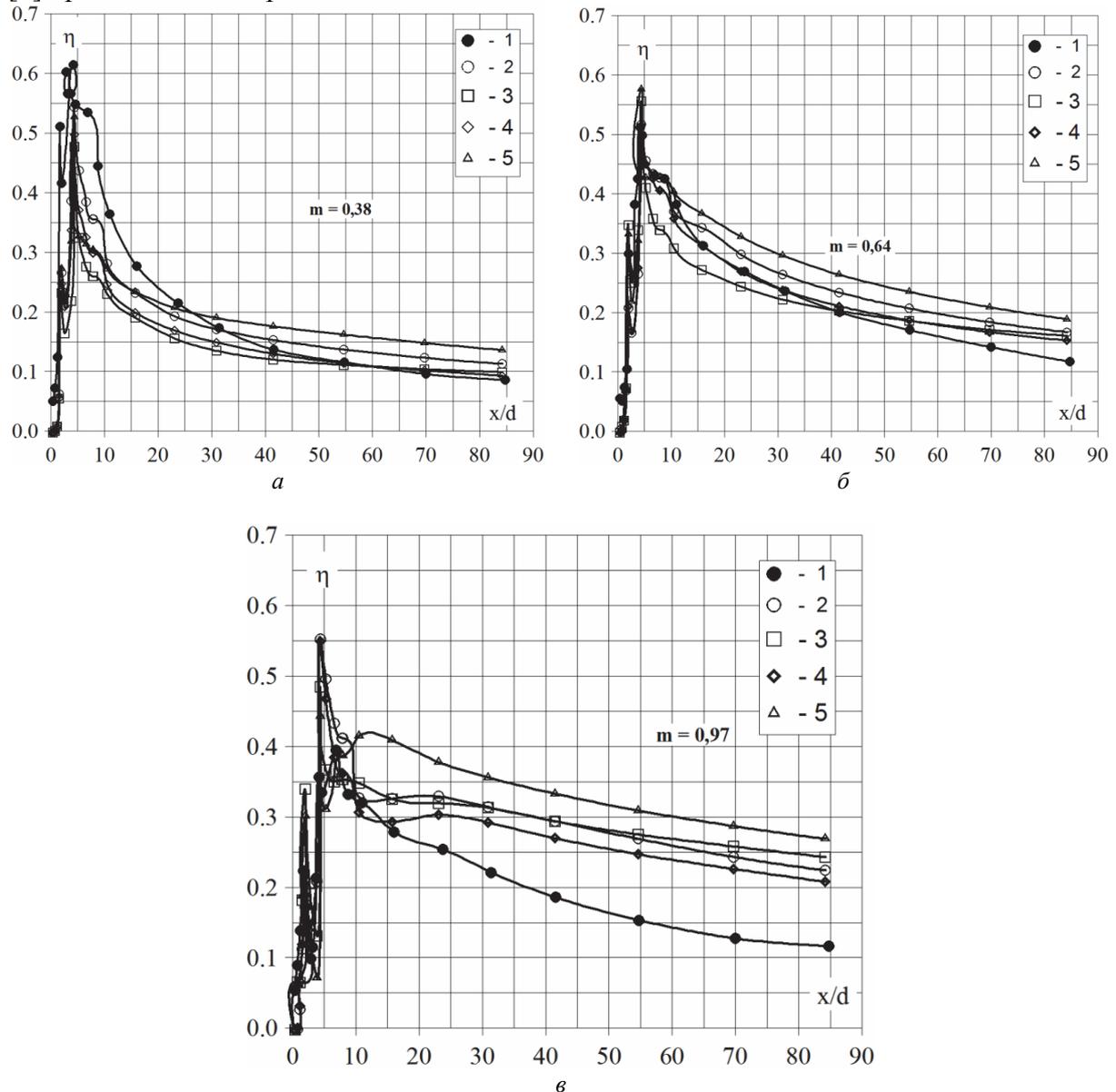


Рис. 2 – Сравнение результатов расчета по различным моделям турбулентности с экспериментальными данными при  $m = 0,38$  а,  $0,64$  б,  $0,97$  в:  
 1 – экспериментальные данные; результаты расчета по модели турбулентности: 2 – SST; 3 –  $k-\epsilon$ ; 4 – BSL; 5 – RNG  $k-\epsilon$

Можно отметить, что все рассмотренные модели турбулентности обеспечивают достаточно близкие между собой результаты расчета. Если при  $m = 0,38$  и  $0,64$  характер результатов расчета близок к экспериментальным данным, то при  $m = 0,97$  результаты расчета по всем моделям завышены на участке  $x/d > 20$ . Более высокие значения эффективности пленочного охлаждения при всех параметрах вдува получены при использовании модели турбулентности RNG  $k-\epsilon$ , наиболее низкие – при использовании модели турбулентности  $k-\epsilon$  при  $m = 0,38$ ;  $0,64$  и BSL при  $m = 0,97$ .

Далее рассмотрены результаты расчета по *SST* модели турбулентности, как наиболее типичной для большинства задач моделирования, и обеспечивающей наиболее близкие к экспериментальным данным результаты расчета.

При  $m = 0,38$  расчетная эффективность пленочного охлаждения на участке  $15 < x/d < 85$  хорошо согласуется с экспериментальными данными, разность не превышает 0,05. На начальном участке результаты расчета получаются несколько заниженными, и при  $x/d < 15$  разница в среднем составляет 0,15.

Увеличение параметра вдува с 0,38 до 0,64, как по экспериментальным данным, так и по расчетам, приводит к увеличению эффективности пленочного охлаждения по всей длине, за исключением пикового значения в районе  $x/d = 4$ . При  $m = 0,64$ , практически на всем рассматриваемом диапазоне ( $5 < x/d < 80$ ), отклонение результатов расчета от эксперимента не превышает 0,05.

В соответствии с экспериментальными данными, при  $m = 0,97$  наблюдается отрыв струй охлаждающего воздуха вблизи отверстий, что приводит к снижению эффективности пленочного охлаждения по сравнению с  $m = 0,64$  по всей длине. По результатам расчета, отрыв струй не происходит, и увеличение параметра вдува сопровождается дальнейшим увеличением эффективности пленочного охлаждения. Отклонение результатов расчета от эксперимента на участке  $30 < x/d < 85$  составляет 0,10...0,12.

Таким образом, модель турбулентности *SST* позволяет достаточно корректно определять распределение эффективности пленочного охлаждения при низких значениях параметра вдува. Некорректность результатов моделирования при более высоких параметрах вдува,  $m = 0,97$  в рассмотренной работе [5], может быть объяснено отрывом струй охладителя.

Среди причин некорректного моделирования пленочного охлаждения при использовании рассмотренных моделей турбулентности в литературе чаще всего отмечается, что эти модели базируются на изотропии турбулентной вязкости, поэтому в настоящей работе также рассмотрено применение модели турбулентности *BSL*. Эта модель учитывает анизотропию турбулентной вязкости, базируясь на непосредственном расчете Рейнольдсовых напряжений (типа *Reynolds stress*). Результаты расчета по этой модели также представлены на рис. 2. Как видно из рисунка, результаты расчета с использованием этой модели турбулентности близки к ранее рассмотренными, то есть учет анизотропии диффузии, реализованный в этой модели, незначительно сказывается на результатах расчетов, и данная модель не имеет преимуществ перед более простой моделью *SST*.

### **Применение адаптированной модели турбулентности *SST***

В работе [4] для повышения точности расчета эффективности пленочного охлаждения предложено использовать адаптацию модели турбулентности *SST*, а именно, увеличение константы  $a_1$  с 0,31 до 0,5 и уменьшение турбулентного числа Прандтля в диапазоне с 0,9 до 0,4. Такое изменение констант модели турбулентности для пленочного охлаждения плоской пластины позволило получить приемлемую точность расчета при  $0 < x/d < 60$  во всем исследуемом диапазоне параметра вдува ( $m = 0,5...1,4$ ). В тоже время в [6] отмечено, что значение турбулентного числа Прандтля для слоев смешения, имеющих место в данной задаче, составляет примерно 0,5.

На рис. 3 представлены результаты расчета с адаптированной моделью турбулентности *SST* (число Прандтля 0,5) в сравнении со стандартной моделью для

трех вариантов параметра вдува. Как видно из результатов, в отличие от моделирования для плоской стенки, указанное изменение констант модели турбулентности для цилиндрического участка входной кромки не приводит к существенному изменению результатов расчета. Тем не менее, результаты расчета с адаптированной моделью ближе к экспериментальным данным, а для  $m = 0,64$  практически совпадают с ними. Таким образом, предложенная в [5] адаптация применима и для данного случая пленочного охлаждения.

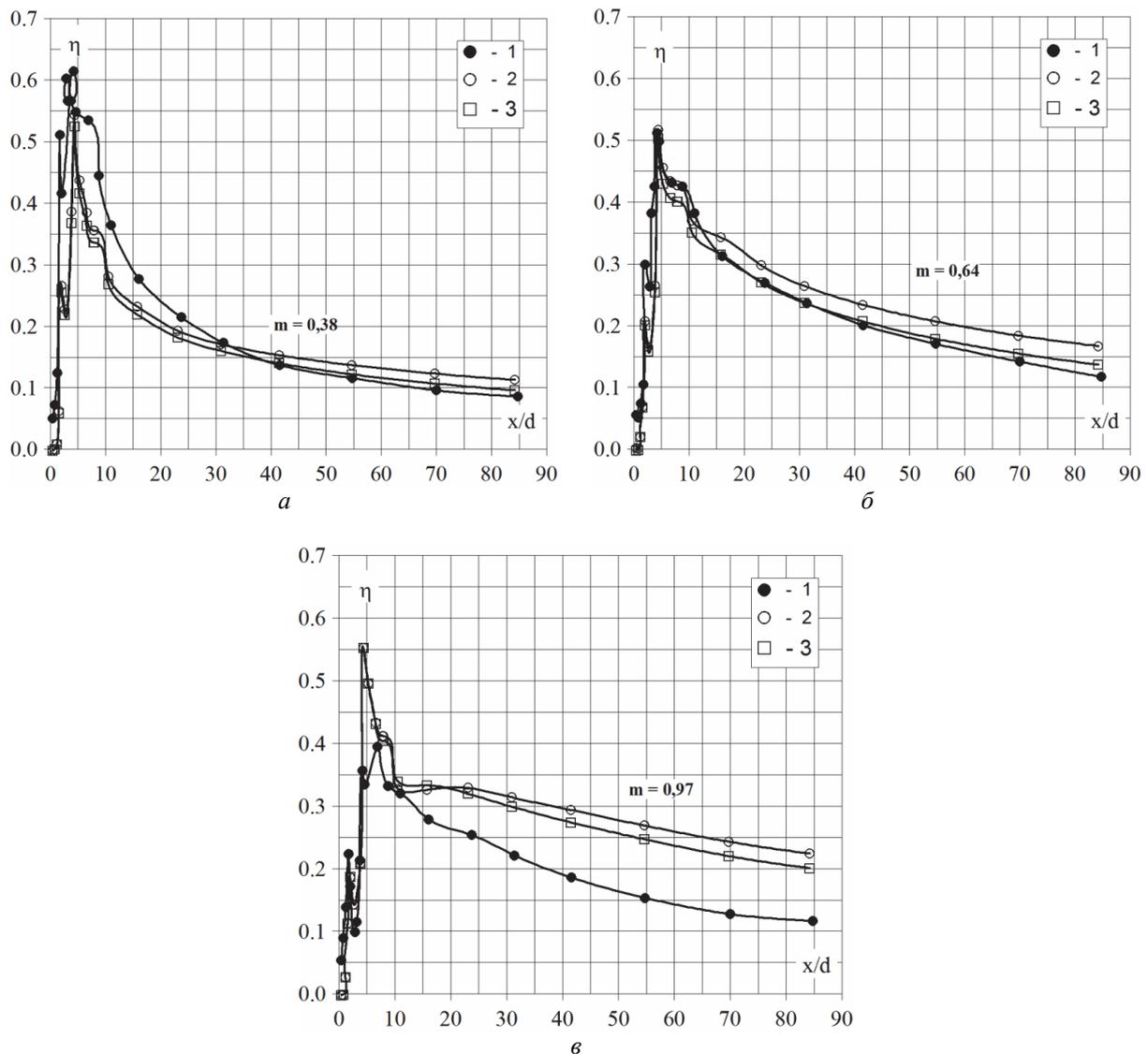


Рис. 3 – Результаты расчета по адаптированной модели турбулентности SST при  $m = 0,38$  а,  $0,64$  б,  $0,97$  в: 1 – экспериментальные данные; результаты расчета по модели турбулентности: 2 – стандартная SST; 3 – адаптированная SST

### Применение DES-моделирования

Как было отмечено ранее, многие работы рекомендуют для моделирования пленочного охлаждения, особенно для входного цилиндрического участка, применение DES моделирования, основанного на непосредственном моделировании вихревой

структури потока, которая имеет место в рассматриваемых задачах. Несмотря на то, что из-за необходимости измельчения сеточной модели такой подход неприменим в практических (инженерных) расчетах, в настоящей работе, для сравнения с другими моделями, выполнено *DES* моделирование течения для вариантов с параметрами вдува 0,64 и 0,97. На рис. 4 представлены результаты расчета с использованием *DES* модели турбулентности для  $m = 0,64$  и  $m = 0,97$ . В результате такого моделирования результаты расчета несущественно отличаются от результатов применения модели турбулентности *SST*, на базе которой реализовано *DES* моделирование в *CFX*.

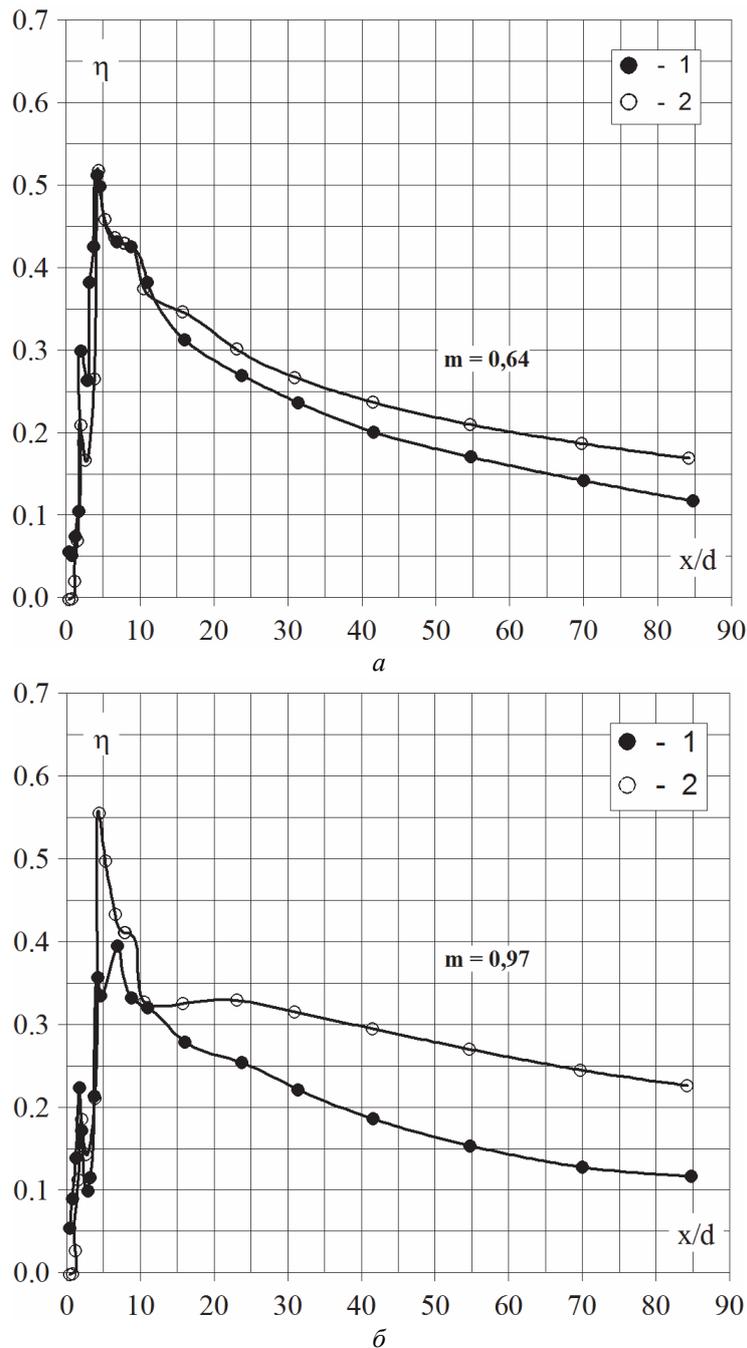


Рис. 4 – Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными при  $m = 0,64$  а, 0,97 б: 1 – экспериментальные данные; 2 – результаты расчета по модели турбулентности *DES*

### Выводы

1) Настоящая работа показала, что стандартная модель турбулентности *SST* (со значением констант по умолчанию) позволяет получить достоверные результаты расчета эффективности пленочного охлаждения пластины с многорядной системой цилиндрических отверстий на начальном цилиндрическом участке при низких  $m = 0,38$  и  $0,64$  параметрах вдува.

2) Значительное отклонение результатов расчета от экспериментальных данных для  $m = 0,97$  вызвано отрывом потока от стенки в эксперименте.

3) Предложенная для случая пленочного охлаждения плоской стенки адаптация *SST*-модели турбулентности дополнительно несколько приближает результаты расчета эффективности пленочного охлаждения к экспериментальным данным, но при  $m = 0,97$  результаты расчета остаются недостаточно корректными. Применение рекомендованной рядом исследований *DES* модели дало результаты расчета близкие к применению неадаптированной *SST* модели турбулентности.

**Список литературы:** 1. Lee, K. Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole [Электронный ресурс] / K. Lee, S. Kim, K. Kim // ASME Paper №GT2012-68529. – Электрон. дан. (1 файл). – 2012. – 11 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 2. Harrison, K. Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance [Электронный ресурс] / K. Harrison, D. Bogard // ASME Paper №GT2008-51423. – Электрон. дан. (1 файл). – 2008. – 10 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 3. Петельчиц, В.Ю. К вопросу повышения точности RANS моделирования пленочного охлаждения [Текст] / В.Ю. Петельчиц, А.А. Халатов, Д.Н. Письменный, Ю.Я. Дашевский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 8 (105). – С. 116-122. 4. Mathew, S. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge [Электронный ресурс] / S. Mathew, S. Ravelli, D. Bogard // ASME Paper №GT2011-46619. – Электрон. дан. (1 файл). – 2011. – 10 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 5. Мик. Завесное охлаждение и теплообмен на лобовой части затупленного тела (включая участок расположения отверстий вдува) [Текст] / Мик, Мейл // Современное машиностроение, серия А. – 1989. – № 1. – С. 71-80. 6. Белов, И.А. Моделирование турбулентных течений [Текст] / И.А. Белов, С.А. Исаев. – Санкт-Петербург, 2001. – 109 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Lee, K., S. Kim and K. Kim. "Numerical analysis of film-cooling performance and optimization for a novel shaped film-cooling hole." *ASME Paper*. No. GT2012-68529. 2012. CD-ROM. 2. Harrison, K., and D. Bogard. "Comparison of RANS turbulence models for prediction of film cooling performance." *ASME Paper*. No. GT2008-51423. 2008. CD-ROM. 3. Petel'chic, V. Ju., et al. "K voprosu povyshenija tochnosti RANS modelirovanija plenochnogo ohlazhdenija." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 8 (105) (2013): 116–122. Print. 4. Mathew, S., S. Ravelli and D. Bogard. "Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge." *ASME Paper*. No. GT2011-46619. 2011. CD-ROM. 5. Mik, and Mejl. "Zavesnoe ohlazhdenie i teploobmen na lobovoj chasti zatuplennogo tela (vkljuchaja uchastok raspolozhenija otverstij vduva)." *Sovremennoe mashinostroenie, serija A*. No. 1. 1989. 71–80. Print. 6. Belov, I. A., and S. A. Isaev. *Modelirovanie turbulentnyh techenij*. Sankt-Peterburg, 2001. Print.

Поступила (received) 21.02.2014