

УДК 536.24

## **Улучшение эффективности адиабатического пленочного охлаждения в поперечном и продольном направлениях путем сочетания преграды в форме бархана и антивихревых компоновок**

М. Грине<sup>1</sup>, Х. Боуэлем<sup>2</sup>, А.З. Деллил<sup>1</sup>, А. Аззи<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Университет Оран 2 им. Мохамеда Бен Ахмеда, Оран, Алжир

<sup>2</sup>Университет науки и техники им. Мохамеда Будиафа, Оран, Алжир

E-mail: grinemustapha@outlook.fr

Проводится численное исследование с целью улучшения эффективности пленочного охлаждения при помощи антивихревых компоновок. Рассмотрено четыре конфигурации, а именно: случаи с направленным по течению вдувом через цилиндрические отверстия (базовая конфигурация) и с установленной вверх по потоку преградой в форме бархана (BDSR), случай со связанными отверстиями и конфигурация, сочетающая преграду в форме бархана со связанными отверстиями. Рассмотрено влияние параметров вдува ( $M = 0,5, 0,85, 1$  и  $1,5$ ) на эффективность пленочного охлаждения. Результаты хорошо валидированы, и почти все структуры потока достаточно точно воспроизводятся вычислением с помощью RANS. Результаты показывают, что сочетание бархана со связанными отверстиями оказывает влияние на температуру и структуру потока, причем такая конфигурация существенно увеличивает эффективность пленочного охлаждения.

**Ключевые слова:** пленочное охлаждение, бархан, связанные отверстия, противовращающийся вихрь, анти-вихревые системы.

### **Введение**

В газотурбостроении эффективность и мощность машин пропорциональны самой высокой температуре цикла. Эта температура соответствует температуре газов при горении, непосредственно влияющих на лопатки газовой турбины. Следовательно, обязательно нужно применять сложные процессы охлаждения. Пленочное охлаждение является лучшим методом, широко используемым для улучшения производительности лопаток турбины, увеличения жизненного цикла самой турбины и уменьшения затрат на её обслуживание.

При пленочном охлаждении от компрессора подается охладитель и вводится через один или несколько рядов отверстий в высокотемпературный пограничный слой на поверхности лопатки. Таким образом, суть работы системы состоит во вводе охладителя в пограничный слой, при этом она не производит дополнительного горячего газа.

Проводились многочисленные исследования газовых турбин, работающих в условиях, близких к реальным, среди них работы [1–3], которые были посвящены изучению влияния вдува из одного и нескольких рядов отверстий на плоской пластине различных

геометрических конфигураций, таких как один или два ряда простых или связанных цилиндрических отверстий или рядов, расположенных под углом к набегающему потоку. В работе [4] применялись методы корреляции и численного моделирования к исследованию подобных конфигураций. Сравнение результатов, полученных по модели  $k-\varepsilon \sim 1$  и по ее скорректированной версии, с имеющимися экспериментальными данными показывает, что способность модели турбулентности предсказать структуру потока сильно зависит от параметров вдува, а также от расстояния вниз по потоку от места подачи пристенной завесы. В работе [5] было показано, что анизотропная модель турбулентной вязкости/температуропроводности может правильно предсказать распространение теплового поля в поперечном направлении для эталонного случая цилиндрического отверстия. Разработанная модель и ее сравнение с классической моделью турбулентности детально исследовались авторами работы [6]. Было продемонстрировано, что разработанная модель охватывает большее боковое расширение струи, чем классическая модель  $k-\varepsilon$ . В обзорной публикации [7] представлены различные методы расчета теплообмена при пленочном охлаждении.

В ряде работ исследовалось несколько типов геометрических параметров для улучшения производительности пленочного охлаждения. В исследовании [8] изучалось влияние форм отверстий на эффективность пленочного охлаждения. Было показано, что для прямоугольных отверстий получены лучшие результаты, чем для цилиндрических. Для прямоугольных отверстий с расширенным по сторонам выходом значительно уменьшается глубина (высота) проникновения струи в основной поток, причем более высокая и однородная тепловая эффективность охлаждения обеспечивается даже при высоких параметрах вдува. Авторы [9] указывали, что угол наклона струи (ее подачи) может сильно влиять на тепловую защиту лопаток при малом параметре вдува, но этот эффект становится менее доминирующим при высоком параметре вдува. Такое же заключение было сделано в работе [10]. С целью улучшения пленочного охлаждения авторы [11] экспериментально изучали структуры потока наклоненной струи, взаимодействующей с вихрегенератором. В работе [12] было представлено численное исследование конфигураций с тремя отверстиями. Результаты показали, что эта новая геометрия плоской пластины для охлаждения перспективна для улучшения тепловой защиты поверхности. Авторы [13] представили сравнительное экспериментальное исследование наклоненных отверстий, расположенных в лунке и поперечной траншее, в котором показано, что эти компоновки могут значительно повысить тепловую эффективность. Те же конфигурации были проанализированы численно в работе [14] для различных параметров вдува, причем было обнаружено, что они уменьшают интенсивность парного вихря и длину отрыва потока. Несколько позже авторы [13] исследовали в работе [15] экспериментально и численно эффективность пленочного охлаждения за одиночным рядом отверстий в траншее.

Воздействие интенсивности турбулентности на эффективность пленочного охлаждения было исследовано в работе [16], где интенсивность турбулентности изменялась от 0,2 до 15 %. Полученные результаты показали, что при большем параметре вдува влияние турбулентности уменьшается. Авторы [17] предложили три конфигурации сопла для управления интенсивностью антивихревой системы, причем они пришли к заключению, что уменьшение последней увеличивает тепловую эффективность охлаждения. Авторами [18–23] также были разработаны новые конфигурации пленочного охлаждения, связанные с противовращающимся вихрем. Идея связанных отверстий была предложена в работе [24], где добавляли отверстия ниже или выше по потоку от основного отверстия для подачи пристенной завесы. В [25] было показано, что эффективность пленочного охлаждения можно повысить с помощью антивихревых отверстий, размещенных вблизи основных отверстий.

Для улучшения пленочного охлаждения использовались и другие методы. В работе [26] предлагалось установить преграду выше по потоку от отверстия подачи охладителя.

Авторы показали, что использование преграды может улучшить эффективность пленочного охлаждения по сравнению с тестовыми цилиндрическими отверстиями в плоской пластине. Идея создания преграды в форме бархана (BDSR) или песчаной дюны была предложена авторами [27]. Результаты показали, что новая противовихревая система с использованием дюны влияет на парные вихри, повышая эффективность пленочного охлаждения.

В настоящей статье в рамках задачи улучшения эффективности пленочного охлаждения выполнены численные расчеты новой компоновки пленочного охлаждения в сравнении с тремя случаями, рассмотренными экспериментально в работе [28].

## 1. Вычислительная процедура

### 1.1. Геометрия потока и граничные условия

Исследуются четыре случая пленочного охлаждения плоской поверхности. В первом (базовом) случае рассматривается геометрия с цилиндрическими отверстиями на основе экспериментальной работы [28], во втором используется преграда в форме бархана (BDSR), расположенная выше по потоку от отверстий подачи пристенной завесы [27], в третьем случае рассматриваются антивихревые компоновки пленочного охлаждения или пленочное охлаждение из связанных отверстий, и наконец, в последней конфигурации, разработанной авторами настоящей работы, используется сочетание преграды в виде бархана (дюны) со связанными отверстиями.

На рис. 1 показаны исследуемая геометрия и система координат. Размер трехмерной вычислительной области подобен величине измерительной области из экспериментальной работы [28] и простирается от входного сечения до расстояния  $50D$  в направлении вниз по течению. Высота расчетной области составляет  $20D$ , где  $D$  составляет 12,7 мм и обозначает диаметр отверстия. В поперечном направлении область располагается между серединами двух инжекционных отверстий, причем на эти плоскости наложены условия симметрии. В табл. 1 приведены параметры связанных отверстий, используемых в исследовании. Геометрия, а также подробные размеры и условия показаны на рис. 2.

На входе заданы граничные условия:  $U = 20$  м/с и  $T = 300$  К. Температура охлаждающего составляла 250 К, рассматривались четыре коэффициента вдува  $M = 0,5, 0,85, 1$  и  $1,5$ ,

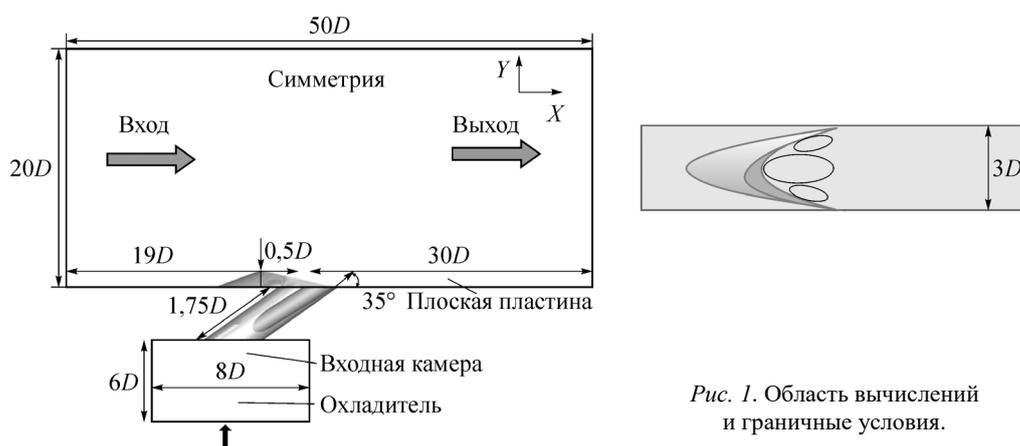


Рис. 1. Область вычислений и граничные условия.

Геометрические параметры связанных отверстий

Таблица 1

$d$ , мм	$D$ , мм	$a$ , мм	$b$ , мм	$P$ , град	$Q$ , град	$R$ , град
6,35	12,7	1,12	0	101,56	30	19,43

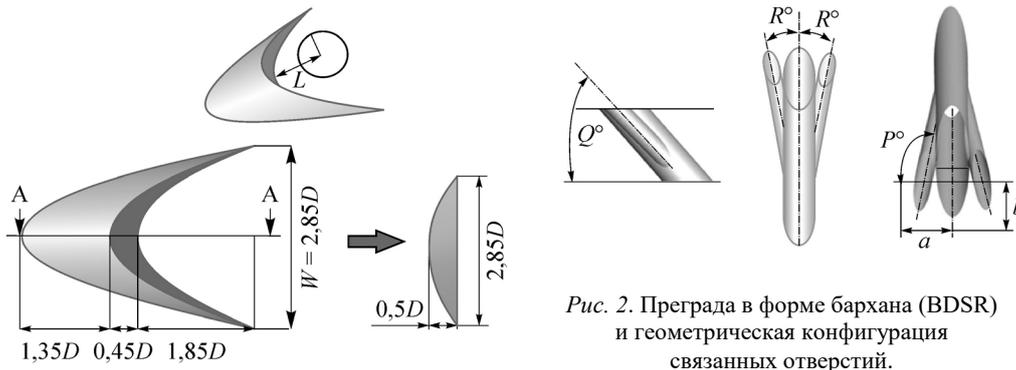


Рис. 2. Преграда в форме бархана (BDSR) и геометрическая конфигурация связанных отверстий.

которые определяются величиной скорости основного набегающего потока. Предполагается, что отверстия для измерения давления или датчики давления расположены на выходе.

### 1.2. Моделирование турбулентности

Для вычислений использовалось коммерческое программное обеспечение ANSYS CFX 14.0. В этом пакете для решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса (RANS) применяется метод конечного объема для дискретизации уравнений неразрывности, импульса и энергии. Схема «upwind» второго порядка используется для решения уравнений импульса, энергии и модели турбулентности, алгоритм SIMPLEC — для связи скорости и давления. Осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса можно записать следующим образом:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \left( \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u'_i u'_j). \quad (2)$$

Моделирование напряжений Рейнольдса  $(-\rho u'_i u'_j)$  в уравнении (2) выполнено с помощью гипотезы Буссинеска, связывающей напряжения Рейнольдса со средними градиентами скорости через уравнение

$$-\rho u'_i u'_j = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij}. \quad (3)$$

Турбулентность в уравнениях Навье–Стокса выражается с помощью модели турбулентной вязкости, заданной как  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ,  $C_\mu = 0,085$ .

Согласно литературному обзору, модель RNG  $k-\varepsilon$  лучше согласуется с экспериментальными данными при расчете тепловой эффективности пленочного охлаждения, чем другие модели. Используем эту модель в настоящей работе. Более подробную информацию о модели и ее валидацию на тестовых примерах можно найти в исследовании [29], ниже представлены только математические уравнения этой модели:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon, \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} - P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (5)$$

или

$$C_{2\varepsilon} = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad \text{и} \quad \eta = Sk / \varepsilon \quad \text{и} \quad S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2}.$$

Константы модели RNG  $k$ - $\varepsilon$  приведены в табл. 2.

Таблица 2

Константы модели турбулентности

$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\eta_0$	$\beta$
0,0845	0,7194	0,7149	1,42	1,68	4,38	0,012

### 1.3. Генерация сетки

Для исследования чувствительности сетки при расчете пленочного охлаждения (случай, рассмотренный в [28]) была выбрана шестигранная сетка с мультизональными блоками. В областях высокого градиента сетка измельчалась (см. рис. 3).

Исследование чувствительности решения к сетке выполнено для параметра ддува  $M = 0,5$ . Сравнение эффективности пленочного охлаждения для различных сеток приведено на рис. 4. Видно, что грубая сетка М1 ( $10^6$  ячеек, кривая 2) дает менее точные результаты по сравнению с другими двумя сетками. Однако увеличение числа ячеек до двух миллионов, как в случае сетки М3 (4), не вносит изменений в результаты тепловой эффективности вдоль оси симметрии отверстия. Сетка М2 ( $1,5 \cdot 10^6$  ячеек, кривая 3) была выбрана как оптимальная, т.к. при её использовании достигается компромисс между согласованием расчетных и экспериментальных данных и вычислительных затрат.

## 2. Результаты и обсуждение

В первой части обсуждения будет основано на так называемой поперечно усредненной адиабатической эффективности пленочного охлаждения  $\langle \eta \rangle$ , которая определяется следующим образом:

$$\langle \eta \rangle = \frac{1}{L} \int_L \eta dz,$$

где  $L$  — поперечный размер пластины,

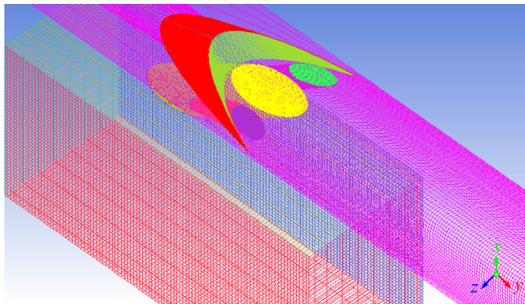


Рис. 3. Вычислительная сетка для случая BDRS со связанными отверстиями.

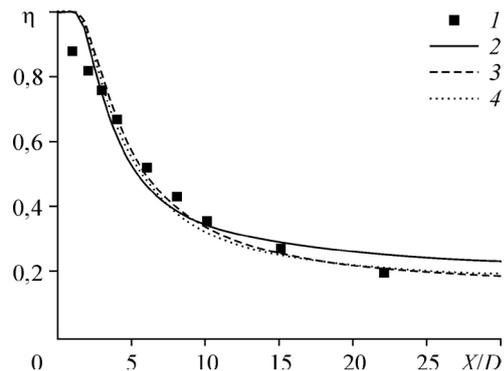


Рис. 4. Эффективность адиабатического пленочного охлаждения вдоль средней линии для трех различных сеток. 1 — экспериментальные данные [28], 2–4 — результаты расчетов на сетках М1:  $10^6$ , М2:  $1,5 \cdot 10^6$  и М3:  $2 \cdot 10^6$  ячеек соответственно.

$\eta$  — адиабатическая эффективность пленочного охлаждения, записываемая как

$$\eta = (T_\infty - T) / (T_\infty - T_c),$$

где  $T_\infty$  и  $T_c$  обозначают температуру основного потока и вторичной пристенной струи соответственно. Адиабатическая эффективность пленочного охлаждения определяется таким образом, чтобы она была равной единице для случая полного (идеального) охлаждения и нулю при отсутствии какого-либо охлаждения, в то время как усредненная адиабатическая эффективность охлаждения пленки  $\langle \eta \rangle$  используется для учета бокового распространения холодной пленки по поверхности лопатки.

На рис. 5 представлена эффективность пленочного охлаждения по оси симметрии для различных величин параметра вдува. Найденные значения тепловой эффективности  $\eta$  показали, что результаты настоящих расчетов хорошо согласуются с данными эксперимента [28]. В целом тепловая эффективность монотонно уменьшается при мере удаления от отверстия подачи охладителя. Также она уменьшается при увеличении параметра вдува. Эти результаты согласуются с физическим представлением, что струя отрывается, когда параметр вдува превышает критическое значение. Отметим, что сочетание связанных отверстий с BDSR может улучшить эффективность пленочного охлаждения. Видно, что самым благоприятным является случай при  $M = 0,85$ .

Можно использовать цветовые поля для описания основных характеристик потока. Они более наглядно показывают влияние параметров вдува на распределения пленочной эффективности для всех этих четырех случаев (рис. 6). В трех случаях эффективность пленочного охлаждения выше по сравнению с базовым случаем. Компоновка BDSR со связанными отверстиями имеет более высокую тепловую эффективность. Это происходит

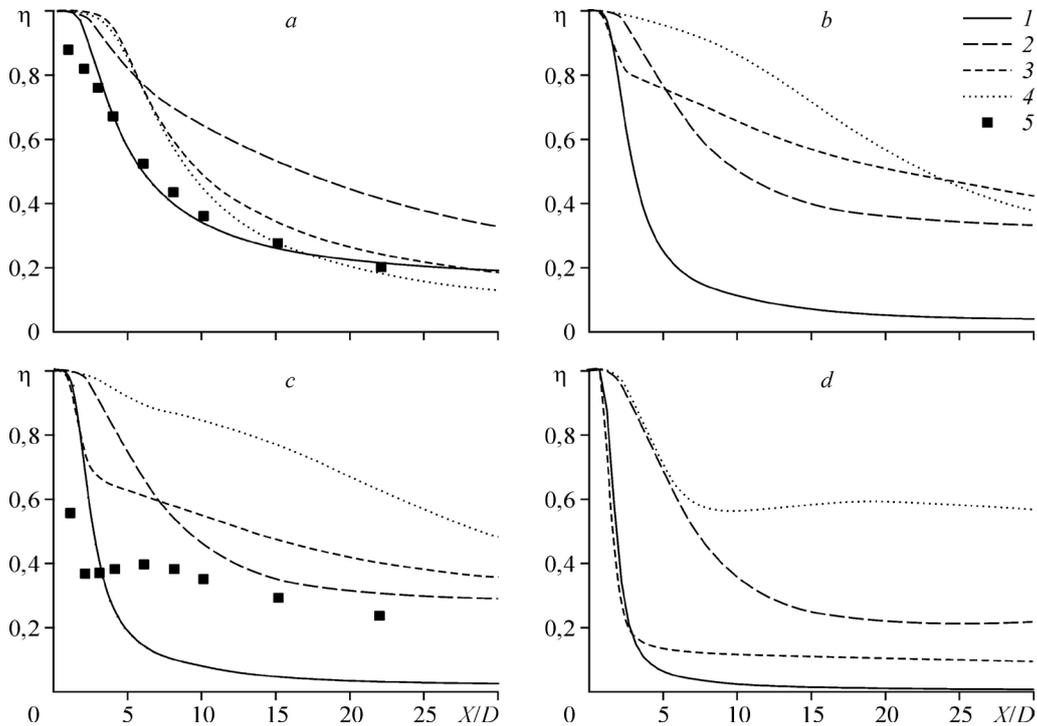


Рис. 5. Адиабатическая тепловая эффективность пленочного охлаждения вдоль оси симметрии.

$M = 0,5$  (a),  $0,85$  (b),  $1$  (c),  $1,5$  (d); 1 — базовая конфигурация, 2 — связанные отверстия, 3, 4 — конфигурации BDSR и BDSR со связанными отверстиями, 5 — экспериментальные данные [28].

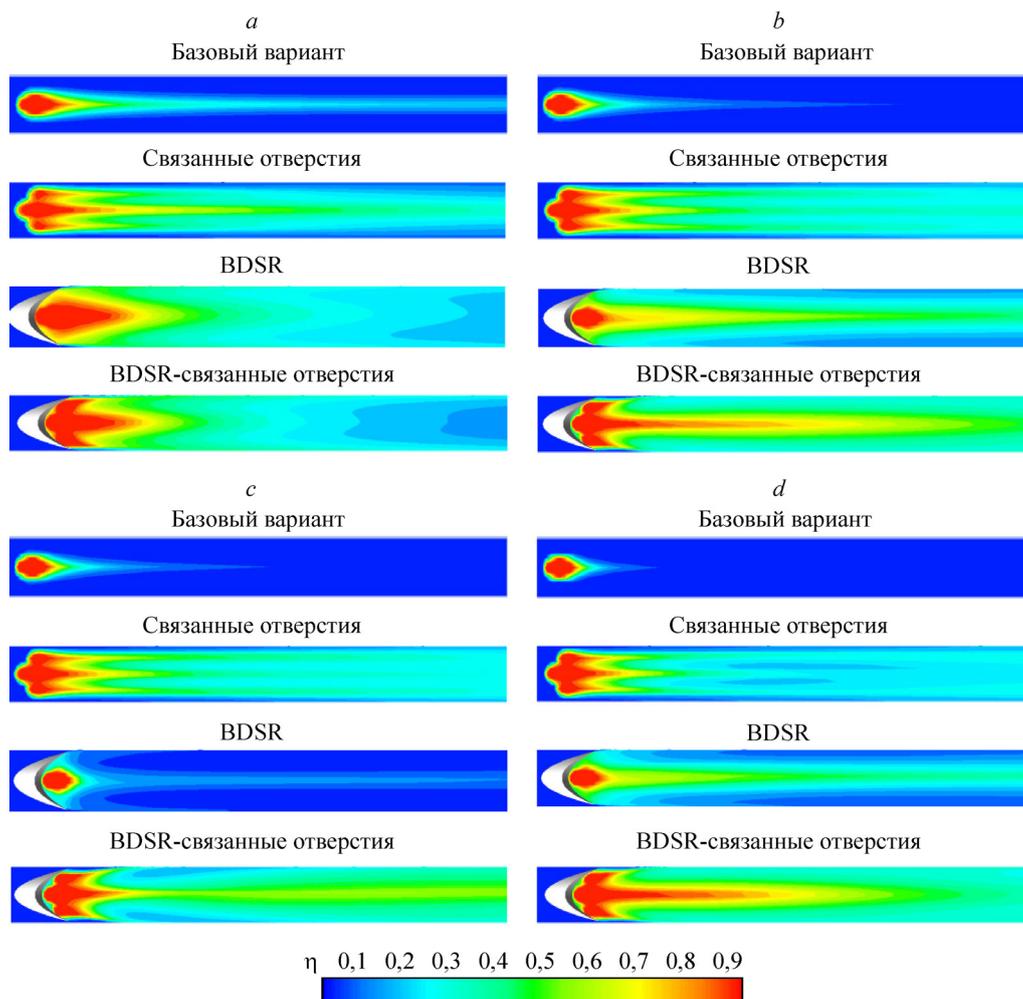


Рис. 6. Адиабатическая эффективность пленочного охлаждения на плоской поверхности для параметра вдува  $M = 0,5$  (a),  $0,85$  (b),  $1$  (c),  $1,5$  (d) для четырех конфигураций. Вид сверху.

из-за появления антивихревой пары за дюной и связанных отверстий. Результаты указывают, что компоновка BDSR со связанными отверстиями улучшает эффективность пленочного охлаждения плоской пластины.

В работе [27] показано, что лучший способ повышения тепловой эффективности пленочного охлаждения состоит в уменьшении величины парного противовихря путем создания антивихревой пары. Эта пара способствует удержанию потока охладителя в непосредственной близости от защищаемой поверхности. На рис. 7 и 8 видно, что по сравнению с другими случаями новая конфигурация, в которой сочетаются связанные отверстия и BDSR, эффективнее способствует уменьшению противовращающегося вихря у поверхности пластины.

На рис. 9 представлено влияние различных конфигураций (базовой, со связанными отверстиями, BDSR и BDSR со связанными отверстиями) на поперечно усредненную тепловую эффективность для четырех значений параметров вдува:  $M = 0,5$ ,  $0,85$ ,  $1$  и  $1,5$ . Для  $M = 0,85$  комбинация BDSR со связанными отверстиями обеспечивает самую высокую эффективность охлаждения. Можно заметить, что эффективность пленочного

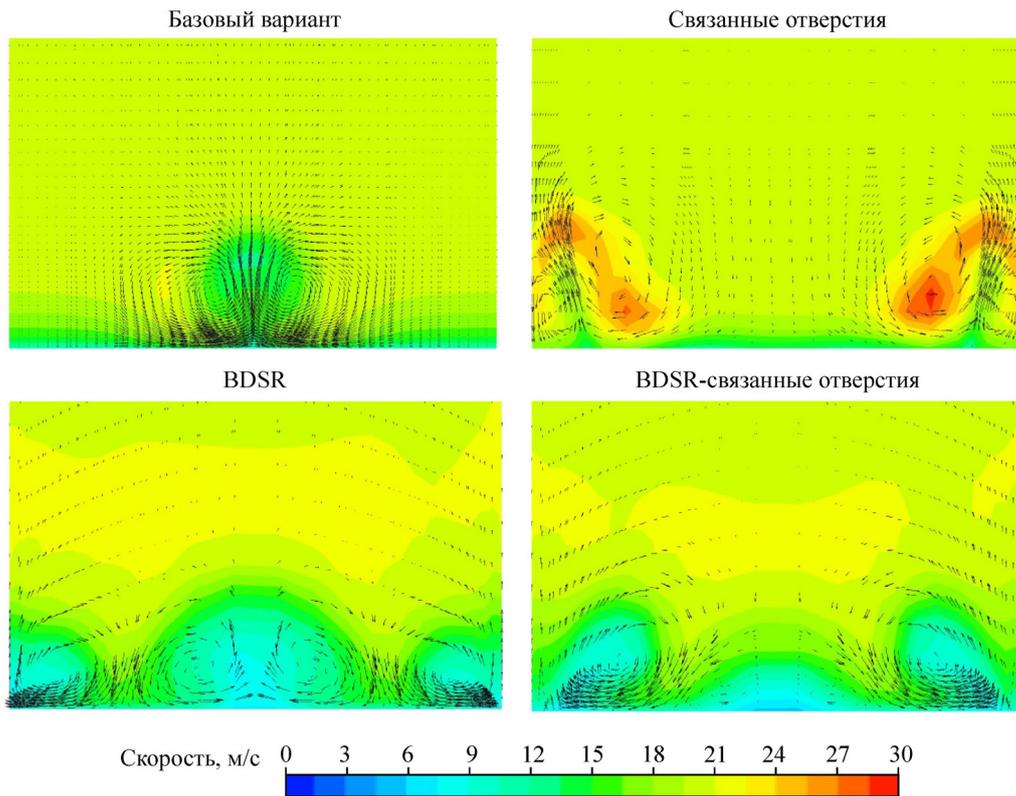


Рис. 7. Векторы скорости для четырех исследованных случаев: базового, со связанными отверстиями, преградой в форме бархана (BDSR) и BDSR со связанными отверстиями для  $M = 0,85$  при  $X/D = 3$ .

охлаждения при  $M = 0,5$  не очень отличается от случаев BDSR и комбинации BDSR со связанными отверстиями. Для остальных значений параметра вдува новая конфигурация BDSR со связанными отверстиями улучшает эффективность пленочного охлаждения по сравнению с другими случаями.

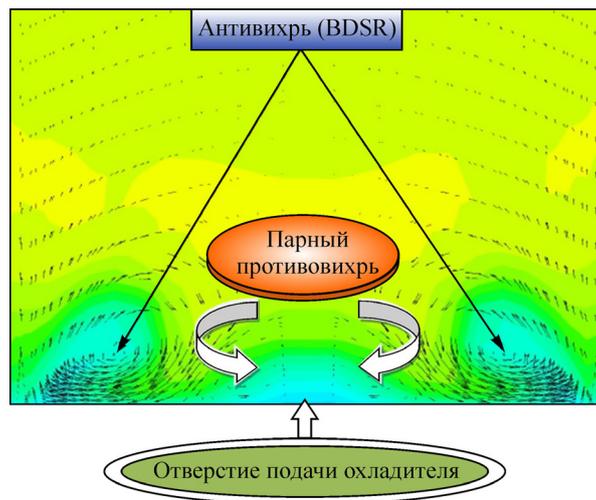


Рис. 8. Схема поля скорости.

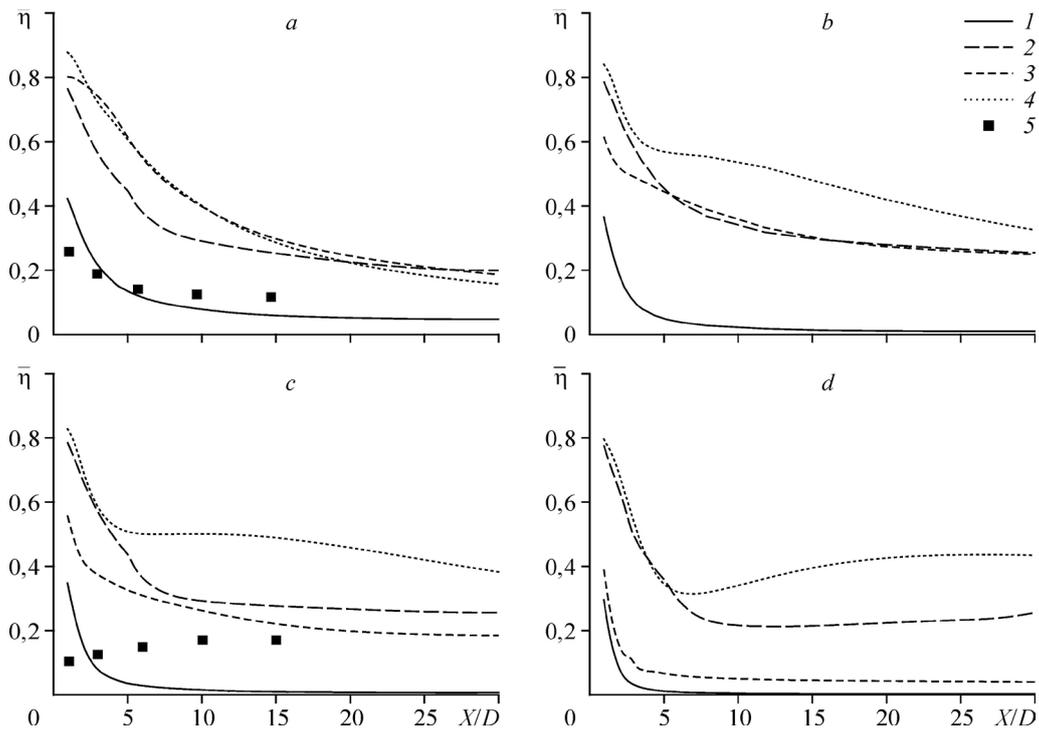


Рис. 9. Поперечно усредненная адиабатическая эффективность пленочного охлаждения при  $M = 0,5$  (a),  $0,85$  (b),  $1$  (c),  $1,5$  (d).

1 — базовая конфигурация, 2 — связанные отверстия, 3 и 4 — конфигурации BCSR и BCSR со связанными отверстиями соответственно, 5 — экспериментальные данные [28].

### Заключение

Выполнено численное исследование поведения потока и тепловой характеристики пленочного охлаждения в четырех конфигурациях, а именно: вдува через направленные по потоку наклонные цилиндрические отверстия, случая с преградой в форме бархана, расположенного выше по течению, подаче охладителя через связанные отверстия и конфигурации с сочетанием преграды в форме бархана со связанными отверстиями для параметров вдува ( $M = 0,5, 0,85, 1$  и  $1,5$ ). Для первого случая, использующегося в качестве базового (тестового), предсказанная величина эффективности пленочного охлаждения вдоль оси симметрии отверстия и поперечно усредненные распределения сравнивается с доступными в литературе экспериментальными данными. Показано, что настоящие вычисления на основе  $k-\epsilon$  RNG-модели турбулентности хорошо предсказывают структуру потока и тепловые характеристики. Получено улучшение эффективности традиционного охлаждения в виде направленного по течению вдува через наклонные цилиндрические отверстия за счет использования сочетания преграды в форме бархана (BDSR) и связанных отверстий. Из анализа полученных в работе результатов численного моделирования можно сделать вывод, что самая благоприятная величина параметра вдува для этих четырех конфигураций —  $M = 0,85$ . Тепловая эффективность пленочного охлаждения на плоской пластине была значительно улучшена путем использования сочетания преграды в форме бархана со связанными отверстиями.

### Список обозначений

$a, b$ — расстояния между центром основного отверстия и центрами антивихревых отверстий в $z$ - и $x$ -направлении соответственно, мм,	$P, Q$ и $R$ — углы между направлениями на антивихревые отверстия в верхней, боковой и фронтальной плоскостях соответственно, град,
$d$ — диаметр связанных отверстий, мм,	$M$ — параметр вдува,
$D$ — диаметр отверстия пленочного охлаждения, мм,	$T$ — локальная температура, К,
$L$ — поперечный размер пластины, мм,	$U$ — скорость потока, м/с,
$l$ — длина отверстия для подачи охладителя, мм,	

### Греческие символы

$\eta$ — адиабатическая тепловая эффективность,	$\rho$ — плотность,
$\langle \eta \rangle$ — поперечно усредненная адиабатическая тепловая эффективность,	$\mu_t$ — турбулентная вязкость

### Нижние индексы

$\infty$ — условия свободного потока,	$c$ — условия во входной камере.
---------------------------------------	----------------------------------

### Список литературы

1. Ligrani P.M., Cirello S., Bishop D.T. Heat transfer, adiabatic effectiveness, and injectant distributions downstream of a single row and two staggered rows of compound angle film-cooling holes // J. Turbomachinery. 1992. Vol. 114, No. 4. P. 687–700.
2. Ligrani P.M., Wagle J.M., Ciriello S., Jackson S.M. Film-cooling from holes with compound angle orientations. Part 1. Results downstream of two staggered rows of holes with 3d spanwise spacing // J. Heat Transfer. 1994. Vol. 116, No. 2. P. 341–352.
3. Ligrani P.M., Wagle J.M., Jackson S.M. Film-cooling from holes with compound angle orientations. Part 2. Results downstream of a single row of holes with 6D spanwise spacing // J. Heat Transfer. 1994. Vol. 116, No. 2. P. 353–362.
4. Jubran B.A. Correlation and prediction of film cooling from two rows of holes // J. Turbomachinery. 1988. Vol. 111, No. 4. P. 502–509.
5. Azzi A., Jubran B.A. Numerical modelling of film cooling from converging slot-hole // Heat Mass Transfer. 2007. Vol. 43, No. P. 381–388.
6. Azzi A., Lakehal D. Perspectives in modeling film cooling of turbine blades by transcending conventional two-equation turbulence models // J. Turbomachinery. 2002. Vol. 124, No. 3. P. 472–484.
7. Leontiev A.I. Heat and mass transfer problems for film cooling // J. Heat Transfer. 1999. Vol. 121. P. 509–527.
8. Rhee D.H., Lee Y.S., Cho H.H. Film cooling effectiveness and heat transfer of rectangular-shaped film cooling holes // ASME Paper No. GT2002-30178. 2002. 12 p.
9. Benabed M., Azzi A., Jubran B.A. Numerical investigation of the influence of incidence angle on asymmetrical turbine blade model showerhead film cooling effectiveness // J. Heat Mass Transfer. 2010. Vol. 46, No. 8. P. 811–819.
10. Qin M., Ju D.Y., Oba R. Investigation of the influence of incidence angle on the process capability of water cavitations peening // Surface & Coatings Technology. 2006. Vol. 201, No. 3. P. 1409–1413.
11. Zaman K.B.M.Q., Rigby D.L., Heidmann J.D. Experimental study of an inclined jet-in-cross-flow interacting with a vortex generator // J. Propulsion. Power. 2010. Vol. 26, No. 5. P. 947–954.
12. Khorsi A., Azzi A. Computation film cooling from three different holes geometries // Mechanika. 2010. Vol. 6, No. 86. P. 32–37.
13. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Коваленко А.С., Шевцов С.В. Пленочное охлаждение плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в траншее: влияние внешней турбулентности и ускорения потока // Теплофизика и аэромеханика. 2013. Т. 20, № 6. С. 731–737.
14. Пахомов М.А., Терехов В.И., Халатов А.А., Борисов И.И. Тепловая эффективность пристенной газовой завесы при ее вдуве через круглые отверстия в траншее // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 3. С. 343–352.
15. Халатов А.А., Панченко Н.А., Борисов И.И., Северина В.В. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при подаче охладителя через отверстие в траншее // Инженерно-физический журнал. 2017. Т. 90, № 3. С. 670–677.
16. Lebedev V.P., Lemanov V.V., Misyura S.Ya., Terekhov V.I. Effects of flow turbulence on film cooling efficiency // Inter. J. Heat and Mass Transfer. 1995. Vol. 38, Iss. 11. P. 2117–2125.
17. Li H.M., Hassana I. The effects of counter rotating vortex pair intensity on film-cooling effectiveness // J. Heat Transfer Engng. 2015. Vol. 36, No. 16. P. 1360–1370.
18. Kusterer K., Bohn D., Sugimoto T., Tanaka R. Double-jet ejection of cooling air for improved film cooling // J. Turbomachinery. 2007. Vol. 129, No. 4. P. 809–815.

19. **Heidmann J.D., Ekkad S.V.** A novel antivortex turbine film-cooling hole concept // J. Turbomachinery. 2008. Vol. 130, No. 3. P. 031020-1–031020-9.
20. **Khajehhasani S., Jubran B.A.** A numerical evaluation of the performance of film cooling from a circular exit shaped hole with sister holes influence // J. Heat Transfer Engng. 2016. Vol. 37, No. 2. P. 183–197.
21. **Khajehhasani S., Jubran B.A.** A numerical investigation of film cooling performance through variations in the location of discrete sister holes // Applied Thermal Engng. 2016. Vol. 107. P. 345–364.
22. **Marc J.E., Jubran B.A.** A numerical study on improving large angle film cooling performance through the use of sister holes // J. Numerical Heat Transfer. 2009. Vol. 55, No. 7. P. 634–653.
23. **Marc J.E., Jubran B.A.** A numerical evaluation on the effect of sister holes on film cooling effectiveness and the surrounding flow field // J. Heat Mass Transfer. 2009. Vol. 45, No. 11. P. 1435–1446.
24. **Javadi K., Taeibi-Rahni M., Darbandi M.** Jet-into-crossflow boundary-layer control: innovation in gas turbine blade cooling // AIAA J. 2007. Vol. 45, No. 12. P. 2910–2925.
25. **Dhungel A., Lu Y., Phillips W., Ekkad S.V., Heidmann J.D.** Film cooling from a row of holes supplemented with antivortex holes // J. Turbomachinery. 2009. Vol. 131, No. 2. P. 021007-1–021007-10.
26. **Na S., Shih T.** Increasing adiabatic film-cooling effectiveness by using an upstream ramp // J. Heat Transfer. 2006. Vol. 129, No. 4. P. 464–471.
27. **Zhou W., Hu H.** Improvements of film cooling effectiveness by using Barchan dune shaped ramps // Inter. J. Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 103. P. 443–456.
28. **Sinha A.K., Bogard D.G., Crawford M.E.** Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio // J. Turbomachinery. 1991. Vol. 113, No. 3. P. 442–449.
29. **Yakhot V., Orszag S.A., Thangam S., Gatski T.B., Speziale C.G.** Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique // Physics of Fluids A. 1992. Vol. 4, No. 7. P. 1510–1520.

*Статья поступила в редакцию 13 июля 2018 г.,  
после доработки — 26 октября 2018 г.,  
принята к публикации 11 декабря 2018 г.,  
доработана дополнительно 28 сентября 2020 г.*