

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ПЛЕНОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОГНУТОЙ ПОВЕРХНОСТИ
С ДВУХРЯДНОЙ ПОДАЧЕЙ ОХЛАДИТЕЛЯ В ТРАНШЕИ

© 2021 г. А. А. Халатов^{a, b}, Т. В. Донику^{a, b, *}

^aИнститут технической теплофизики Национальной академии наук Украины,
ул. Марии Капнист, д. 2а, Киев, 03057 Украина

^bНациональный технический университет Украины “Киевский политехнический институт им. Игоря Сикорского”,
просп. Победы, д. 37, Киев, 03057 Украина

*e-mail: doniktv@ukr.net

Поступила в редакцию 30.04.2021 г.

После доработки 08.06.2021 г.

Принята к публикации 23.06.2021 г.

Представлены результаты компьютерного моделирования эффективности пленочного охлаждения на вогнутой поверхности при подаче охладителя через круглые наклонные отверстия в “мелких” траншеях. Расчеты выполнены с помощью коммерческого пакета ANSYS CFX в диапазоне изменения параметра вдува m от 0.56 до 1.97 с использованием SST-модели турбулентности. В области между траншеями средняя (в пределах отдельной полосы) эффективность охлаждения при всех параметрах вдува практически не изменяется в поперечном направлении. За второй траншеей средняя эффективность охлаждения неравномерна по ширине поверхности и возрастает с увеличением параметра вдува. Локальная (“точечная”) эффективность охлаждения неравномерна поперек пластины, причем степень неравномерности снижается с ростом параметра вдува. При малых параметрах вдува за первой траншеей число локальных максимумов эффективности соответствует числу отверстий пленочного охлаждения. При $m \geq 1.12$ сразу за первой траншеей эффективность охлаждения практически равномерна и близка к единице, а за второй траншеей на боковых полосах наблюдается пониженная эффективность. Показано, что эффективность пленочного охлаждения на вогнутой поверхности с двумя траншеями на 5–11% меньше, чем на плоской поверхности, при тех же условиях.

Ключевые слова: газовая турбина, траншея, двухрядная система, эффективность пленочного охлаждения, компьютерное моделирование, параметр вдува, степень неравномерности

DOI: 10.1134/S0040363621120055

Газовые турбины применяются в энергетике, авиации, судостроении, а также в качестве нагнетателей на магистральных газопроводах при транспортировании природного газа. Украина входит в число 10 ведущих стран мира, обладающих полным циклом проектирования, производства и ремонта газовых турбин по всем четырем направлениям. Основным направлением совершенствования газовых турбин (повышения их коэффициента полезного действия) остается рост температуры продуктов сгорания перед турбиной (после камеры сгорания). В современных газовых турбинах для боевой авиации входная температура составляет 1600–1750°C, в мощных энергетических турбинах для производства электроэнергии 1450–1600°C и в приводных газовых турбинах газотранспортной системы 1350–1400°C. В последнем случае более низкая температура потока обусловлена требованиями высокого жизненного цикла газовых турбин (до 150 тыс. ч).

Поскольку сегодня лучшие жаропрочные сплавы способны поддерживать работоспособное состояние лопатки при температуре до 1100°C, то в конструкции лопаток первой и второй ступеней высокотемпературной газовой турбины применяется внутреннее и внешнее охлаждение, для чего используется воздух высокого давления, отбираемый из различных ступеней осевого компрессора. Как показывает анализ литературных источников, за последние 60 лет рост температуры газа перед турбиной составил около 600°C, причем около 80% в результате совершенствования систем охлаждения и только 20% благодаря разработке новых конструкционных материалов [1, 2].

При внешнем охлаждении лопаток газовых турбин широко используется пленочное охлаждение с подачей воздуха из внутренней полости лопатки на ее поверхность через дискретные отверстия диаметром 0.3–0.8 мм. Однако при больших параметрах вдува охлаждающая струя может от-

рываться от поверхности охлаждения и “уходить” в поток, не охлаждая стенку. Кроме того, за системой охлаждающих струй формируется “почкообразный” (парный) вихрь, который транспортирует горячий поток из его внешней области к охлаждаемой поверхности, что снижает эффективность ее охлаждения. Вследствие этого при высоких температурах потока и больших параметрах вдува положительный эффект охлаждения лопатки может нивелироваться потерями давления при смешении струй охладителя с основным потоком.

В последние годы в Украине выполнен большой объем работ, направленных на поиск альтернативных схем пленочного охлаждения лопаток, которые обладают высокой теплофизической эффективностью при пониженном расходе охладителя. К ним относятся профилированные отверстия в виде конического диффузора, консольные и веерные отверстия [2], которые характеризуются сложной технологией изготовления и высокой стоимостью. Результаты исследования различных углублений [2] показали, что наиболее высокой эффективностью охлаждения обладает поперечная “мелкая” траншея прямоугольной формы при $h/d = 0.2-1.0$ (здесь h – высота траншеи, d – диаметр отверстий пленочного охлаждения) [3, 4]. Это обусловлено предварительным растеканием потока в траншее, формированием за ней антихвостовой структуры и более равномерным распределением охладителя [2, 5]. Как правило, траншея размещается в пределах теплозащитного покрытия лопатки, которое имеет толщину 1 мм и меньше. В этом случае возможны проблемы, связанные с “уносом” теплозащитного покрытия и эрозией передней стенки траншеи под действием высокотемпературного и высокоскоростного потока.

Компьютерный анализ, выполненный в работе [6], показал, что изменение угла наклона передней стенки траншеи от 90° (прямой угол) до 100° вследствие эрозии слабо влияет на эффективность пленочного охлаждения. При увеличении этого угла до 110° эффективность охлаждения существенно снижается. Это связано с нарушением условий подачи охладителя в траншею и его отрывом от поверхности охлаждения. Такие проблемы должны решаться в рамках работ по материаловедению систем охлаждения лопаток.

В настоящее время при внешнем охлаждении лопаток высокотемпературных газовых турбин, как правило, используются многорядные схемы дискретных наклонных отверстий [6–11]. Результаты исследований на плоской поверхности показали, что струи охлаждающего потока из передних рядов быстро сливаются, а размеры “почечных” вихрей из-за взаимодействия струи основного потока и охладителя уменьшаются. При использовании двухрядной схемы поперечных “мелких” тран-

шей на плоской поверхности [9] при $m = 0.4-2.2$ наблюдается поперечная асимметрия пленочного охлаждения, которая возрастает с увеличением параметра вдува. В области между первым и вторым рядами траншей около боковых поверхностей эффективность пленочного охлаждения на 5–10% выше, чем в средней части канала, а за второй траншеей на 8–20% ниже благодаря шахматному расположению отверстий вдува.

Исследования двухрядной траншейной схемы на криволинейной поверхности, что более характерно для лопаток газовых турбин, в настоящее время практически отсутствуют. Целью настоящей работы является изучение эффективности пленочного охлаждения на вогнутой адиабатной пластине с двумя рядами “мелких” траншей при $h/d = 0.75$ и подачей охладителя через наклонные отверстия, расположенные в них. Чтобы определить в “чистом виде” влияние вогнутой кривизны на эффективность пленочного охлаждения (исключить влияние турбулентности), в работе использованы низкотурбулентные условия, при которых интенсивность турбулентности потока на входе в канал задавали равной 1%. При проведении исследований применяли компьютерное моделирование, основанное на численном решении дифференциальных уравнений движения и энергии потока. Расчеты выполняли для высокотемпературных условий, характерных для энергетических и приводных газовых турбин. Теплофизические свойства потока задавали аппроксимирующими полиномами в зависимости от температуры.

КОМПЬЮТЕРНАЯ МОДЕЛЬ

Геометрическая модель двухрядной схемы пленочного охлаждения вогнутой поверхности представлена на рис. 1. Модель является криволинейным каналом постоянного прямоугольного сечения высотой $H = 8$ мм, шириной $W = 9.6$ мм и длиной $L = 59.6$ мм. На нижней адиабатной поверхности на расстоянии $L_2 = 18$ мм одна от другой расположены две прямоугольные траншеи с наклонными отверстиями. Длина предвключенного участка $L_1 = 8$ мм, участка за второй траншеей $L_3 = 33.6$ мм. Канал изогнут по дуге окружности радиусом $R = 50$ мм, охладитель подается через два ряда отверстий пленочного охлаждения, выполненных в траншеях.

Траншея имеет следующие параметры: $d = 0.8$ мм, ширина $b = 2d = 1.6$ мм, высота $h = 0.6$ мм. Отверстия первого и второго рядов расположены в шахматном порядке с относительным шагом $t/d = 3$ (здесь t – расстояние между рядами). Угол наклона оси отверстий пленочного охлаждения к горизонтальной поверхности составляет $\alpha = 30^\circ$. Кривизна вогнутой поверхности задана постоянной и равна $k = 1/R = 20 \text{ м}^{-1}$. Все твердые поверхности

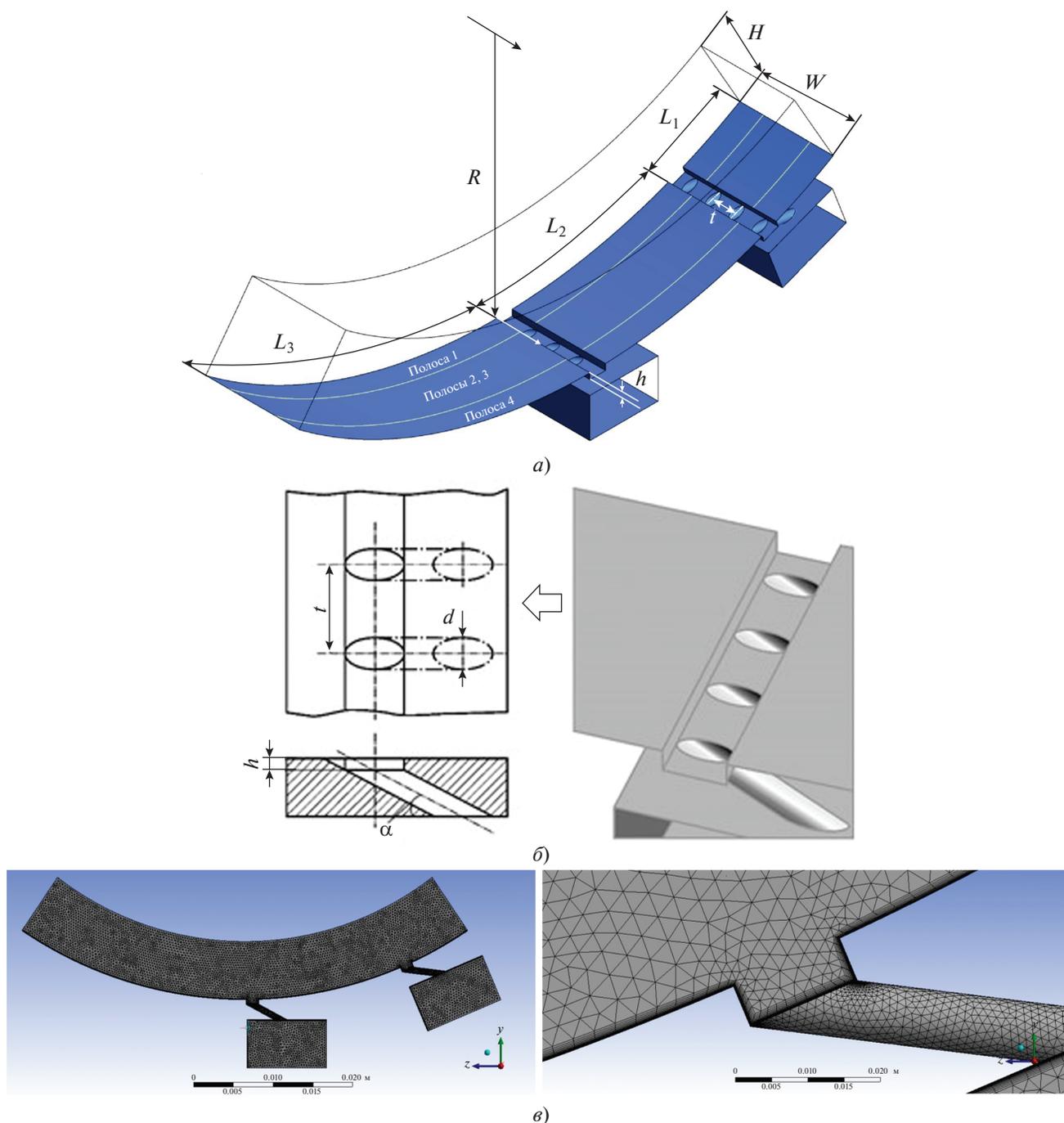


Рис. 1. Геометрическая модель двухрядной схемы пленочного охлаждения вогнутой поверхности с подачей охладителя в поперечные траншеи (а), схема подачи охладителя в поперечную траншею (б), расчетная сетка (в)

модели заданы как адиабатные стенки. На боковых поверхностях модели использованы граничные условия симметрии.

Неструктурированная комбинированная расчетная сетка модели имела размерность 1.67×10^6 ячеек. Сгущение расчетной сетки вблизи твердых стенок состояло из 20 сеточных ячеек, что соответствует требованиям использованной в расчетах

SST-модели турбулентности и обеспечивает изменение параметра y^+ в пристеночных участках расчетной модели в диапазоне 0.5–1.5.

В процессе исследований задавали следующие параметры потока: скорость потока на входе в канал 400 м/с, температура основного потока 1100°C, температура охлаждающего воздуха 500°C. Статическое давление на выходе из канала составляло

10^6 Па, на входе в канал давление зависит от параметра вдува и определяется в процессе решения задачи. Интенсивность турбулентности на входе задавали равной 1%. Диапазон изменения параметра вдува составлял 0.56–1.97, параметр коэффициента плотности потока $DR = \rho_1/\rho_2$ изменялся в диапазоне 1.88–2.06 (здесь ρ_1, ρ_2 – плотность основного потока и охладителя). Расход воздуха через вторую траншею получен из условия $G_2 = 0.75 G_1$ (здесь G_1, G_2 – расход основного потока и охладителя), что соответствует равенству значений параметра вдува в первом m_1 и втором m_2 рядах отверстий пленочного охлаждения.

ВЕРИФИКАЦИЯ SST-МОДЕЛИ

SST-модель турбулентности, которая является суперпозицией $k-\omega$ -модели около поверхности и $k-\epsilon$ -модели вдали от нее, широко используется при моделировании пленочного охлаждения, вихревых и закрученных потоков [12]. Результаты тестирования SST-модели для однорядной схемы отверстий в “мелкой” траншее ($h/d = 0.5$) в виде зависимости осредненной по ширине плоской пластины эффективности пленочного охлаждения η от безразмерной длины пластины x/d (здесь x – координата по оси X) представлены на рис. 2 [9]. Анализ этого рисунка показывает, что при малых и средних значениях параметра вдува SST-модель турбулентности демонстрирует удовлетворительные результаты при сравнении с экспериментом, при больших параметрах вдува – завышенные результаты, что отмечается и в работах других авторов. С учетом полученных данных SST-модель турбулентности была использована при моделировании пленочного охлаждения с

подачей охладителя в двухрядную траншею на вогнутой поверхности.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Среднюю эффективность пленочного охлаждения определяли для каждой из четырех полос на вогнутой поверхности (см. рис. 1, а). При этом “точечную” адиабатную эффективность пленочного охлаждения в конкретной точке внутри полосы вычисляли по формуле

$$\eta = \frac{T_1 - T_{aw}}{T_1 - T_2},$$

где T_{aw} – температура адиабатной поверхности; T_1, T_2 – температуры потока и охладителя, которые одинаковы для обеих траншей.

Среднюю эффективность пленочного охлаждения $\bar{\eta}_{пл}$ для каждой полосы определяли осреднением “точечных” значений внутри каждой из четырех полос. При осреднении использовали метод трапеций в соответствии с уравнением

$$\bar{\eta}_{пл} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n (\eta_i + \eta_{i+1}),$$

где $n = 50$ – число расчетных точек, взятых внутри отдельной полосы.

Параметр вдува m вычисляли по формуле

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_1 w_1},$$

где w_1, w_2 – скорость основного потока и охладителя на выходе из отверстий охлаждения.

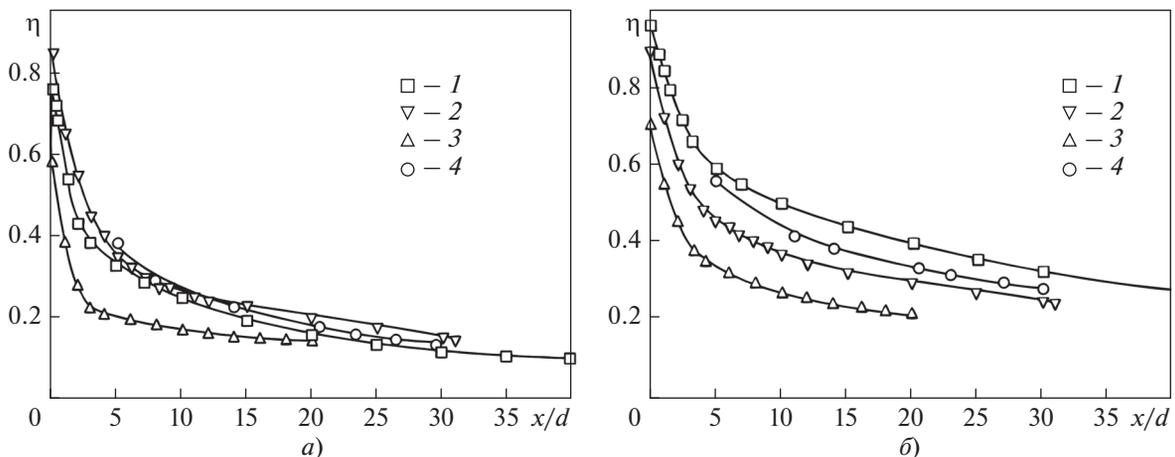


Рис. 2. Осредненная по ширине плоской пластины эффективность пленочного охлаждения за одиночной “мелкой” траншеей при $h/d = 0.50$. m : а – 1.0; б – 2.0; 1 – SST-модель; 2, 3 – экспериментальные данные [5, 12]; 4 – экспериментальные данные [2]; DR : 1 – 0.83; 2 – 1.3 [5]; 3 – 1.07 [12]; 4 – 0.83 [2]

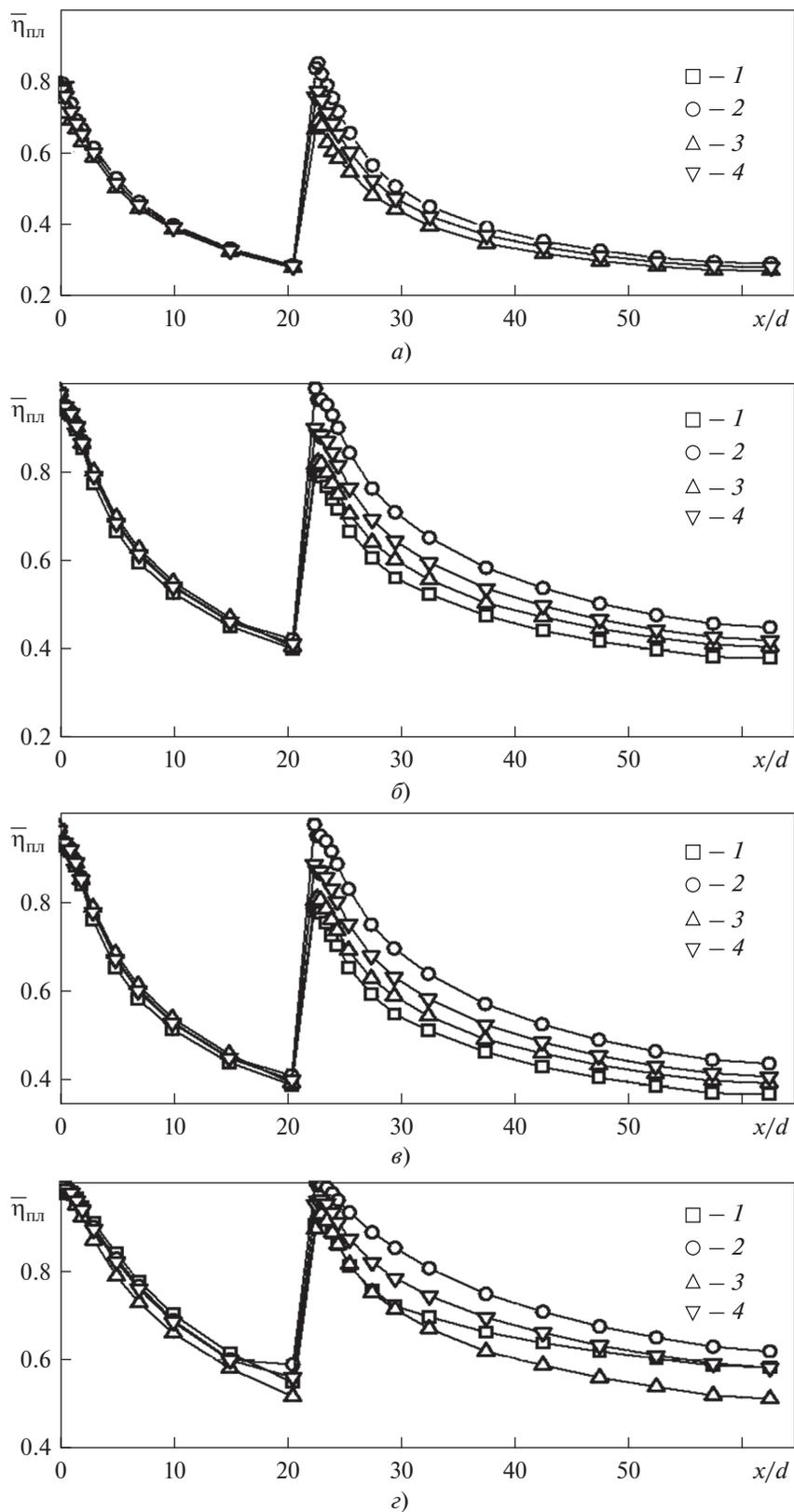


Рис. 3. Зависимость средней эффективности пленочного охлаждения двухрядной схемы на вогнутой поверхности от безразмерной длины пластины.
t: а – 0.56; б – 1.12; в – 1.53; г – 197; *DR:* а – 1.88; б – 1.93; в – 1.99; г – 2.06; 1 – полоса 1; 2 – полосы 2, 3; 3 – полоса 4; 4 – по всей ширине

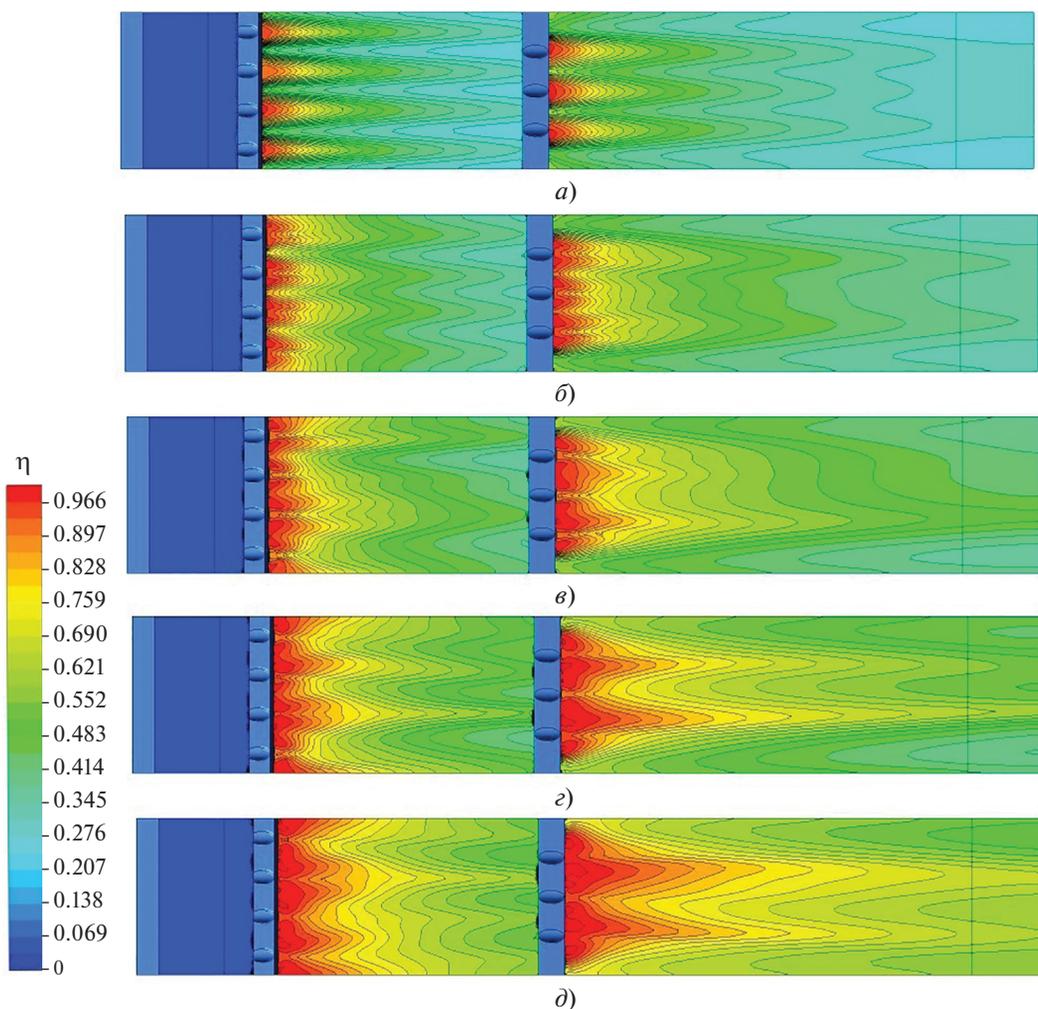


Рис. 4. Изолинии локальной эффективности двухрядной схемы пленочного охлаждения на вогнутой поверхности.
m: а – 0.56; б – 0.82; в – 1.12; г – 1.53; д – 1.97

Как указывалось ранее, равенство параметров вдува в обеих траншеях обеспечивалось благодаря различным расходам G_2 и G_1 ($G_2/G_1 = 0.75$).

На рис. 3 приведены расчетные зависимости для осредненных в пределах отдельной полосы и для средней по ширине пластины значений эффективности пленочного охлаждения, общий характер которых аналогичен зависимостям на плоской пластине с двумя рядами “мелких” траншей [9]. В промежутке между траншеями эффективность охлаждения примерно одинакова по ширине канала, а за второй траншеей наблюдается расхождение кривых по ширине поверхности, которое увеличивается с ростом параметра вдува. В промежутке между траншеями и за второй траншеей с ростом параметра вдува для всех полос эффективность пленочного охлаждения возрастает (рис. 4). В целом, эффективность охлаждения за второй траншеей выше, чем за первой, но в области между траншеями по длине

канала она снижается быстрее. Это связано с обратным влиянием второй траншеи на распределение эффективности охлаждения между траншеями.

Несимметричность пленочного охлаждения за второй траншеей при $m \geq 1.12$ обусловлена шахматным расположением и различным количеством отверстий в первой и второй траншеях. Эта несимметричность наблюдается практически сразу за второй траншеей, причем степень несимметричности растет с увеличением параметра вдува. При шахматном расположении отверстий возникает “сопловой эффект” [9], так как струи, вытекающие из второй траншеи, создают газодинамическую преграду для струйно-дискретного потока после первой траншеи и формируют локальные газодинамические “сопла”. Скорость потока в их узком сечении повышается, что способствует интенсификации тепломассообменных процессов в этой области. Это также усиливает поперечную асимметрию пленочного охлаждения за второй траншеей.

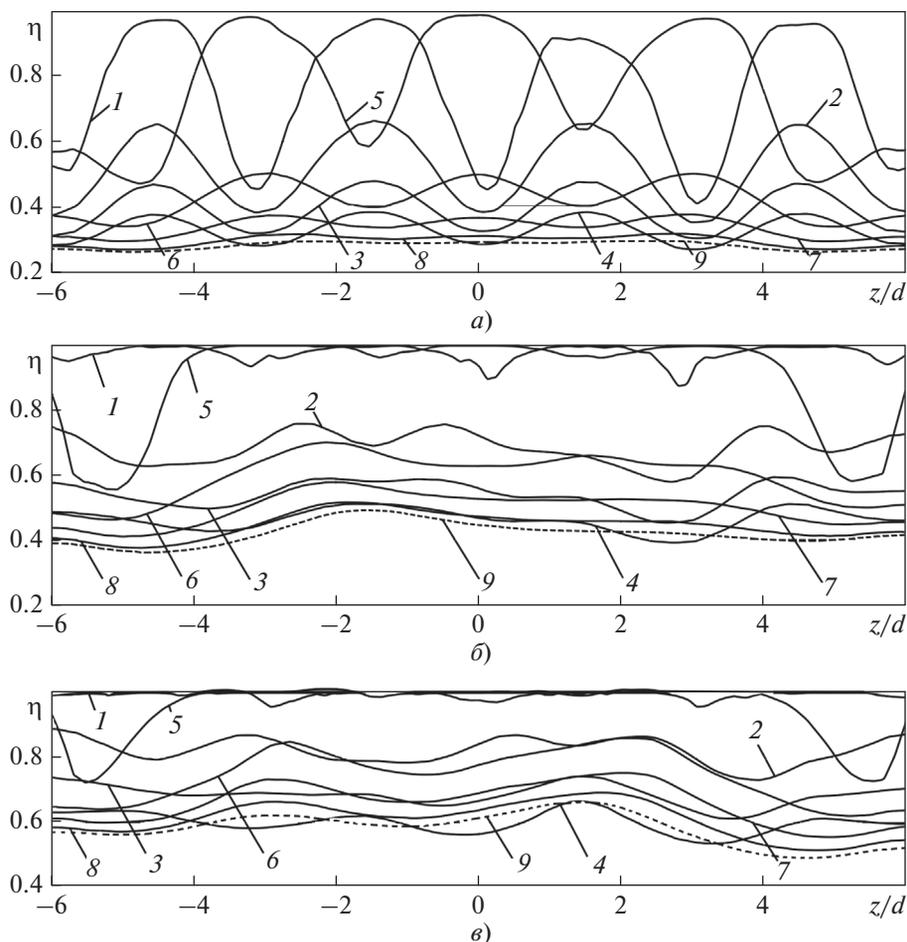


Рис. 5. Локальная (“точечная”) эффективность пленочного охлаждения поперек пластины.
m: а – 0.56; б – 1.12; в – 1.97; *x/d*: 1 – 0; 2 – 5.0; 3 – 10.0; 4 – 15.0; 5 – 22.5; 6 – 32.5; 7 – 42.5; 8 – 52.5; 9 – 62.5

В направлении поперек пластины с безразмерной длиной z/d (здесь z – координата по оси Z) наблюдается неравномерная и несимметричная локальная (“точечная”) эффективность охлаждения (рис. 5). Сразу за обеими траншеями при малых параметрах вдува число локальных максимумов эффективности охлаждения соответствует числу отверстий пленочного охлаждения (см. рис. 5, а). С увеличением параметра вдува поперечная неравномерность пленочного охлаждения снижается и при $m \geq 1.12$ за обеими траншеями близка к единице (см. рис. 5, б, в). В пределах криволинейного участка выравнивание эффективности пленочного охлаждения поперек пластины не происходит.

Поперечная неравномерность пленочного охлаждения характеризуется факторами эффективности охлаждения на концевых ε_{tip} и средних ε_{hub} полосах поверхности, которые вычисляются по формулам

$$\varepsilon_{tip} = \bar{\eta}_{пл1,4} / \bar{\eta}_{пл}; \quad \varepsilon_{hub} = \bar{\eta}_{пл2,3} / \bar{\eta}_{пл},$$

где $\bar{\eta}_{пл1,4}$, $\bar{\eta}_{пл2,3}$ – средняя эффективность пленочного охлаждения для полос 1, 4 и 2, 3.

На рис. 6 представлены зависимости фактора эффективности пленочного охлаждения на средних и концевых полосах вогнутой поверхности для различных значений параметра вдува. В области между траншеями $\varepsilon_{hub} \leq 1$, что обусловлено характером распределения эффективности охлаждения поперек пластины (см. рис. 5). За второй траншеей степень поперечной неравномерности для средних полос меньше единицы, а в области $m \geq 1.53$ абсолютное значение ε_{hub} снижается, но затем быстро увеличивается при $m = 1.97$. Распределение фактора эффективности охлаждения на концевых полосах аналогично распределению на средних полосах пластины, при этом за второй траншеей с ростом параметра вдува значение ε_{tip} снижается.

Соотношение эффективности пленочного охлаждения около концевых полос и в средней части пластины характеризуется фактором эф-

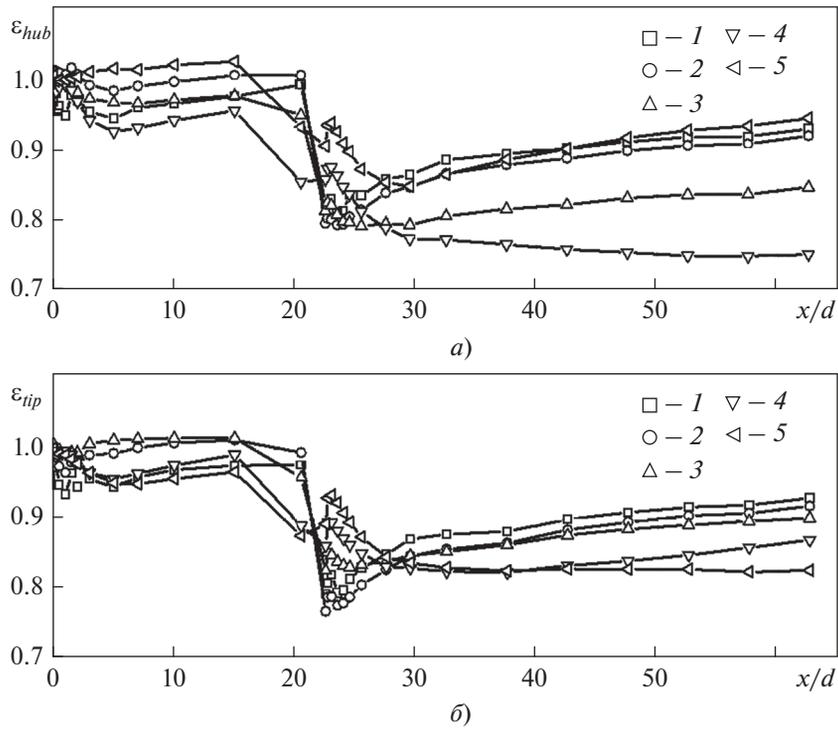


Рис. 6. Фактор эффективности пленочного охлаждения на средних (а) и концевых (б) полосах вогнутой поверхности. m : 1 – 0.56; 2 – 0.82; 3 – 1.12; 4 – 1.53; 5 – 1.97

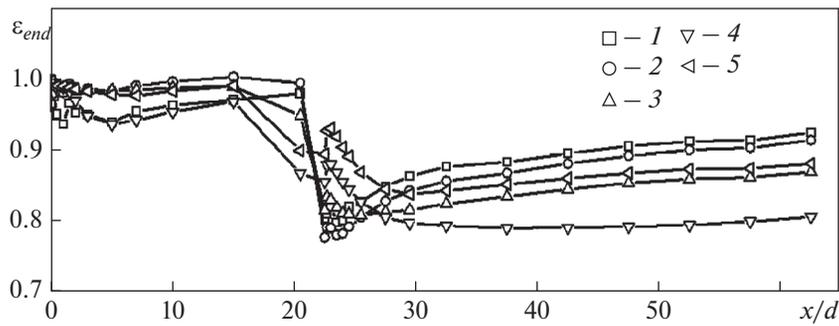


Рис. 7. Фактор эффективности пленочного охлаждения по длине вогнутой поверхности. m : 1 – 0.56; 2 – 0.86; 3 – 1.12; 4 – 1.53; 5 – 1.97

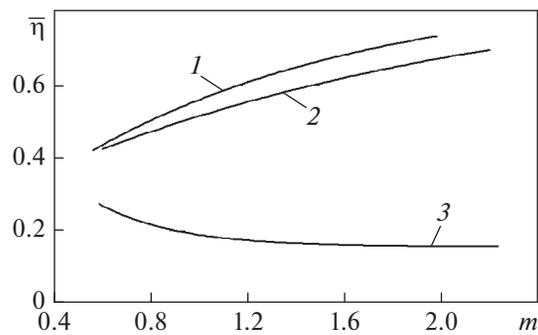


Рис. 8. Средняя по площади поверхности пластины адиабатная эффективность пленочного охлаждения для средних полос пластины. Двухрядная схема пленочного охлаждения для плоской (1) и вогнутой (2) поверхности и плоской поверхности с дискретными наклонными отверстиями (3)

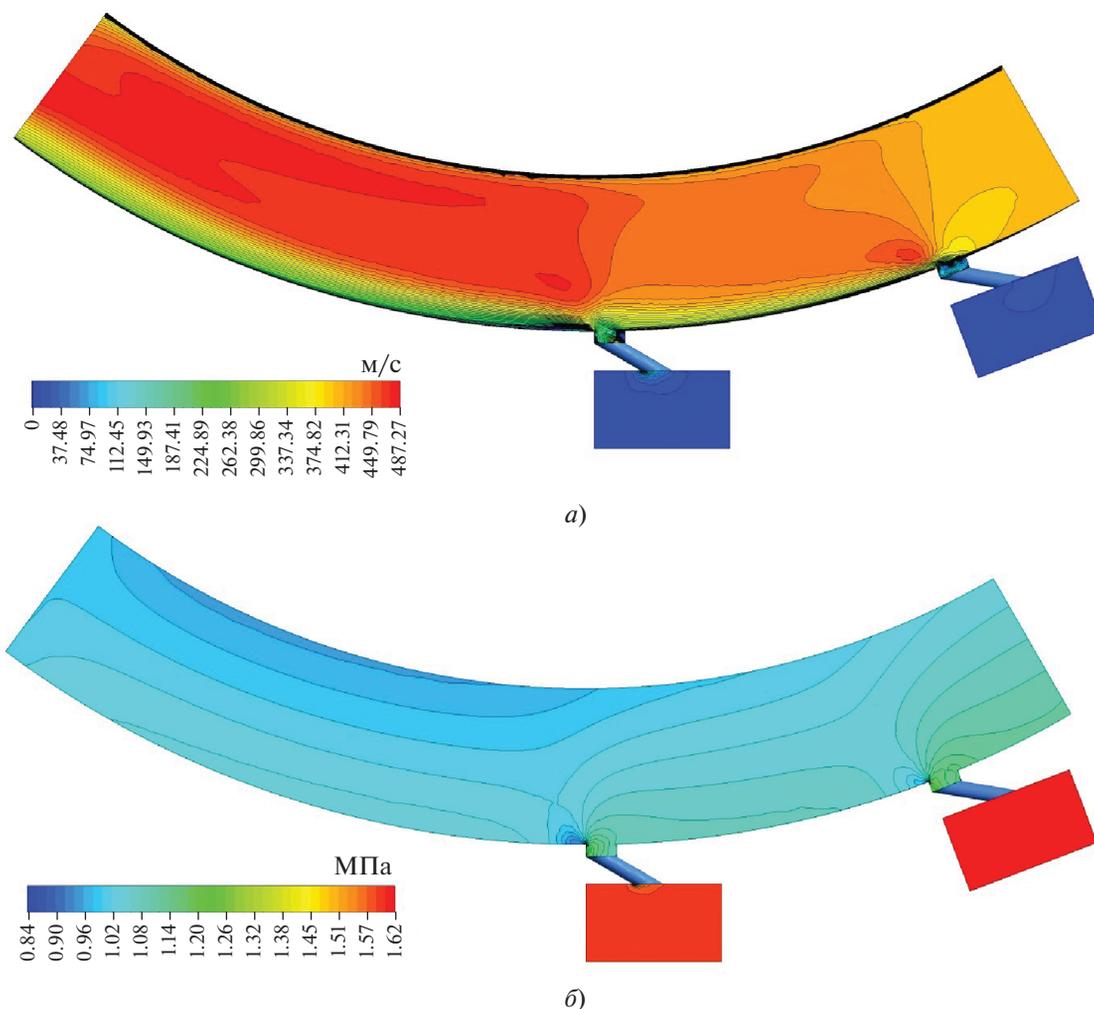


Рис. 9. Контурные диаграммы скорости (а) и статического давления (б) в продольном сечении канала с двухрядным пленочным охлаждением вогнутой поверхности при $m = 1.53$

эффективности пленочного охлаждения по длине поверхности ϵ_{end} :

$$\epsilon_{end} = \frac{\bar{\eta}_{пл1,4}}{\bar{\eta}_{пл2,3}}$$

Зависимости для фактора ϵ_{end} при различных параметрах вдува представлены на рис. 7. Характер этих зависимостей позволяет сделать вывод, что значение ϵ_{end} за вторым рядом отверстий меньше единицы и незначительно растет с увеличением x/d . Кроме того, из анализа приведенного рисунка следует, что на участке между первой и второй траншеями в концевых полосах пластины максимальное отклонение эффективности пленочного охлаждения от значений на средних полосах составляет не более 5%, тогда как за вторым рядом отверстий оно находится в диапазоне 8–20%.

На рис. 8 для сравнения показаны зависимости осредненной по площади поверхности пласти-

ны адиабатной эффективности пленочного охлаждения от параметра вдува для средних полос вогнутой поверхности и для плоской поверхности [9]. Сравнение только для средних полос поверхности выполнено для исключения влияния “боковых” эффектов, связанных с шахматным расположением отверстий первого и второго рядов. Из сравнения приведенных зависимостей следует, что средняя эффективность пленочного охлаждения на вогнутой поверхности на 5–11% ниже, чем на плоской пластине, при тех же условиях. Это снижение происходит вследствие совместного влияния вогнутой кривизны и дополнительного вихревого перемешивания основного потока с охладителем у вогнутой стенки в неизотермических условиях [13]. Важным практическим преимуществом траншейной схемы по сравнению со схемой наклонных отверстий является рост эффективности пленочного охлаждения с увеличением параметра вдува.

На рис. 9 показаны контурные диаграммы скорости потока и статического давления в продольном сечении криволинейного канала с двухрядным пленочным охлаждением вогнутой поверхности ($m = 1.53$). На входе в канал профиль скорости равномерный по высоте, а толщина пограничного слоя близка к нулю (см. рис. 9, а). Между траншеями толщина пленки охладителя относительно мала, из-за смещения охладителя с основным потоком эффективность пленочного охлаждения снижается от 1.0 ($x = 0$) до 0.4 при $x/d = 20$ (см. рис. 3, в). Скорость потока и статическое давление в этой области слабо изменяются по длине канала. За второй траншеей масса потока увеличивается на 75%, поэтому толщина пленки охладителя и скорость в ядре потока по длине канала возрастают. Как следует из рис. 3, в, снижение эффективности пленочного охлаждения за второй траншеей от 1.0 до 0.4 происходит на длине вогнутой поверхности, которая примерно в 2 раза больше, чем между траншеями.

Анализ рис. 9, б свидетельствует о том, что за второй траншеей наблюдается локальный участок, длина которого примерно равна ширине траншеи с “деформацией” структуры потока. Распределение эффективности пленочного охлаждения за второй траншеей (см. рис. 3) показывает, что эта замкнутая циркуляционная зона не влияет на распределение эффективности пленочного охлаждения.

ВЫВОДЫ

1. Характер изменения осредненных значений адиабатной эффективности пленочного охлаждения по длине вогнутой стенки аналогичен зависимостям на плоской пластине. В области между траншеями эффективность пленочного охлаждения снижается быстрее, чем за второй траншеей. В средней части вогнутой поверхности осредненная по площади эффективность пленочного охлаждения на 5–11% меньше, чем на плоской пластине, что обусловлено вихревым перемешиванием основного потока с охладителем и “размыванием” пленки охладителя. Сразу за второй траншеей поперечная неравномерность пленочного охлаждения близка к единице, но в более удаленных сечениях наблюдается поперечная несимметричность пленочного охлаждения, которая возрастает с увеличением параметра вдува.

2. Полученные в настоящей работе результаты определяют особенности формирования пленочного охлаждения на вогнутой поверхности для двухрядной схемы. В общем случае эффективность охлаждения на вогнутой поверхности зависит от кривизны линий тока, параметра вдува, расстояния от места подачи охладителя, градиента давления, неизотермичности, внешней турбулентности потока, вращения поверхности и других факторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Goldstein R.J.** Film Cooling // Adv. Heat Transfer. 1971. № 7. P. 321–379.
[https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70020-0](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70020-0)
2. **Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил.** Т. 10: Перспективные схемы пленочного охлаждения / А.А. Халатов, И.И. Борисов, Ю.Я. Дашевский, С.Б. Резник. Киев: Нац. техн. ун-т Украины “Киевский политехнический институт”, 2016.
3. **US Patent.** Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream, and related articles of manufacture / R.S. Bunker, J.K. Bailey, C. Lee, N. Abuaf. № 6 234 755, 22.05.2001, filled in 04.10.1999.
4. **Bunker R.S.** Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot: ASME Paper. 2002. № GT2002–30178.
<https://doi.org/10.1115/GT2002-30178>
5. **Waye S.K., Bogard D.G.** High-resolution film cooling effectiveness measurements of axial holes embedded in a transverse trench with various trench configurations: ASME Paper. 2006. № GT2006–90226.
<https://doi.org/10.1115/1.2464141>
6. **Данилов М.А., Халатов А.А.** Комп’ютерне моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача в траншею з нахилом кута передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) // XVIII Всеукраїнська наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених. Матеріали конференції. 2020. Т. 1. С. 68–71.
7. **Пленочное** охлаждение плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в траншее: влияние внешней турбулентности и ускорения потока / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко, Ю.Я. Дашевский, С.В. Шевцов // Теплофизика и аэромеханика. 2013. Т. 20. № 6. С. 731–737.
8. **Yang C., Zhang J.** Influence of multi-hole arrangement on cooling film development // Chinese J. Aeronautics. 2012. № 25. Is. 2. P. 182–188.
[https://doi.org/10.1016/S1000-9361\(11\)60377-4](https://doi.org/10.1016/S1000-9361(11)60377-4)
9. **Пленочное** охлаждение за двумя рядами траншей на плоской поверхности / А.А. Халатов, Ё. Шиджу, Д. Ван, Т.В. Доник // Теплофизика и аэромеханика. 2020. Т. 27. № 4. С. 545–554.
10. **Jabbari M.Y., Goldstein R.J.** Adiabatic wall temperature and heat transfer downstream of injection through two rows of holes // ASME J. Eng. Power. 1978. V. 100. Is. 2. P. 303–307.
<https://doi.org/10.1115/1.3446350>
11. **Martinez-Botas R.F., Yuen C.H.N.** Measurement of local heat transfer coefficient and film cooling effectiveness through discrete holes: ASME Paper. 2000. № GT2000–243.
<https://doi.org/10.1115/2000-GT-0243>
12. **Harrison K.L., Bogard D.G.** Comparison of RANs turbulence models for prediction of film cooling performance: ASME Paper. 2008. № GT2008–51423.
<https://doi.org/10.1115/GT2008-51423>
13. **Термогазодинамика** сложных потоков около криволинейных поверхностей / А.А. Халатов, И.В. Шевчук, А.А. Авраменко, С.Г. Кобзарь, Т.А. Железная. Киев: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 1999.

Film Cooling of a Concave Surface with Two-Row Coolant Supply in Trenches

A. A. Khalatov^{a, b} and T. V. Donik^{a, b, *}

^a Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, 03057 Ukraine

^b National Technical University of Ukraine Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, 03057 Ukraine

*e-mail: doniktv@ukr.net

Abstract—The results of computer simulation of the film cooling efficiency on a concave surface with coolant supply through inclined round holes in shallow trenches are presented. The calculations were carried out in a range of blowing ratio m from 0.56 to 1.97 using the commercial computer package ANSYS CFX and the SST turbulence model. In the region between the trenches, the average (within an individual strip) cooling efficiency hardly changes at all in the transverse direction for all blowing ratios. Downstream of the second trench, the average cooling efficiency is nonuniform across the width of the surface and increases with the blowing ratio. The local (“point”) cooling efficiency is nonuniform across the plate and becomes more uniform with an increase in the blowing ratio. For low blowing ratios, the number of local maximums in the cooling efficiency behind the first trench is equal to the number of film cooling holes. For $m \geq 1.12$, the cooling efficiency is almost uniform and close to unity immediately behind the first trench, while it reduces on the side strips behind the second trench. The efficiency of film cooling on a concave surface with two trenches has been demonstrated to be 5–11% lower than that on a flat surface under the same conditions.

Keywords: gas turbine, two-row system, film cooling efficiency, computer simulation, blowing ratio, degree of nonuniformity