

УДК 536.24

Численное исследование влияния V-образной траншеи на эффективность пленочного охлаждения

Х. Буалем¹, М. Борджан², М. Бурдам¹, М. Грине³, А. Аззи²

¹*Университет им. Ахмеда Забана в Релизане, Релизан, Алжир*

²*Университет науки и технологий им. Мохамеда Будиафа, Оран, Алжир*

³*Университет Оран 2 им. Мохамеда Бен Ахмеда, Оран, Алжир*

E-mail: khadidja.boualem@univ-relizane.dz; khadoc07@yahoo.fr

Представленное исследование направлено на улучшение тепловой эффективности пленочного охлаждения путем размещения отверстия в V-образной поперечной траншее. Для его проведения одна из стенок поперечной траншеи была модифицирована путем добавления V-образного угла величиной 25°, 75° и 115°. Три полученных новых конструкции сравнивались по эффективности пристенной завесы с поперечной траншеей и обычным цилиндрическим отверстием (базовый случай). Основные параметры пленочного охлаждения, такие как тепловая эффективность охлаждения и общая потеря давления, исследовались при трех значениях параметра вдува: $M = 0,5, 1,0$ и $2,0$. Таким образом, было изучено пятнадцать случаев с использованием уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу, и замыкаемой RNG $k-\varepsilon$ моделью турбулентности. Получено хорошее совпадение результатов CFD-расчетов с экспериментальными данными для базового случая. Показано, что использование вдува через отверстия как в поперечной траншее, так и в V-образной повышает эффективность пленочного охлаждения. Применение V-образной траншеи способствует уменьшению размера противовращающихся вихрей (CRV) и, следовательно, повышает эффективность пленочного охлаждения. Поперечная траншея типа V2 является наиболее предпочтительной для повышения эффективности пленочного охлаждения и снижения общих потерь давления.

Ключевые слова: эффективность пленочного охлаждения, V-образная канавка, общая потеря давления.

Введение

Пленочное охлаждение является наиболее популярным методом охлаждения лопаток турбин с момента его открытия в 1970-х годах. Работа [1] стала одной из первых, где изучалось пленочное охлаждение и особенно влияние на его эффективность геометрии течения. В исследовании [2] экспериментально определялись эффективность пленочного охлаждения и коэффициенты теплоотдачи с учетом влияния числа Маха и параметра вдува. Влияние разницы температур и скорости потока на эффективность пленочного

охлаждения рассматривалось в работе [3]. Результаты, представленные авторами [4], показали, что коэффициент теплопередачи растет с увеличением параметра вдува выше единицы. В экспериментальном исследовании [5] изучалось влияние отношения длины канала к диаметру отверстия на эффективность пленочного охлаждения.

Структура пленочного охлаждения рассматривалась во многих исследованиях, большинство из них посвящено изучению противоположно вращающихся вихрей (CRV, Counter-Rotating Vortices), вызванных смещением основного и вторичного потоков. В публикации [6] было показано поведение потока пленочного охлаждения на плоской пластине с использованием трехмерного оптического метода измерений PIV (Particle Image Velocimetry). В работе [7] проводилось сравнение нескольких моделей турбулентности при численном моделировании структуры пленочного охлаждения. Нестационарное пленочное охлаждение и его связь со средним течением газа изучались в работе [8]. Модель напряжений Рейнольдса SSG использовалась авторами [9] для прогнозирования характеристик пленочного охлаждения передней кромки лопатки турбины. В работе [10] было показано, что поведение потока оказывает существенное влияние на процесс охлаждения. Исследование структуры потока при прямом и встречном вдуве в целях улучшения характеристик пленочного охлаждения было выполнено авторами [11].

Для улучшения характеристик пленочного охлаждения применяются фигурные или фасонные отверстия для вдува охладителя. В работе [12] было обнаружено, что использование расширенного перед выходом отверстия повышает эффективность пленочного охлаждения. По результатам работы [13] был сделан вывод, что при использовании фигурных отверстий увеличение уровня турбулентности снижает эффективность пленочного охлаждения. Результаты, представленные в [14], показали, что фигурное расширенное в направлении потока отверстие обеспечивает за счет увеличенной задней стенки лучшее пленочное охлаждение по сравнению с классическим цилиндрическим и фигурными отверстиями других типов. Эффективность пленочного охлаждения, полученная с использованием консольных (щелевидных), цилиндрических и фигурных отверстий сравнивалась в работе [15]. Количественное исследование эффективности пленочного охлаждения с применением фигурных отверстий было проведено авторами [16]. В работе [17] экспериментально исследовалось влияние Y-образного отверстия на характеристики пленочного охлаждения с учетом влияния числа Рейнольдса и параметра вдува.

В публикации [18] был предложен новый вид отверстий для повышения эффективности пленочного охлаждения, получивший название «отверстие в поперечной траншее». В работе [19] рассматривалась возможность усиления теплоотдачи за счет наличия цилиндрического отверстия в поперечной траншее. В других исследованиях [20, 21] было обнаружено, что более высокая эффективность адиабатического охлаждения достигается при более широких траншеях. Авторы [22] изготовили и изучали в поперечной траншее фигурные отверстия разных форм: раскрывающиеся вперед, конические расширяющиеся и расширяющиеся в стороны. Результаты их исследований показали, что использование траншеи снижает подъем струи охладителя от защищаемой поверхности лопатки, что повышает эффективность пленочного охлаждения.

В экспериментальном исследовании [23] было продемонстрировано значительное влияние наклонных отверстий, выполненных в поперечной траншее, на повышение эффективности охлаждения. Эта же геометрия численно изучалась для разных параметров вдува в работе [24], и было установлено, что использование поперечных траншей может уменьшить интенсивность парного вихря и длину зоны отрыва потока. Эффективность пленочного охлаждения вблизи ряда отверстий в траншее была проанализирована экспериментально и численно авторами [25].

Влияние формы задней кромки траншеи на эффективность пленочного охлаждения исследовалось численно в работе [26]. Было установлено, что скошенные и изогнутые выпускные отверстия канавки подавляют вертикальный импульс струи, это позволяет охлаждающему воздуху прилипать к поверхности охлаждаемой поверхности ниже по потоку. Экспериментальные и численные результаты [27] продемонстрировали, что на эффективность пленочного охлаждения сильно влияют радиусы кромки и углы наклона стенок поперечной траншеи. Исследования [28] показали, что охлаждающее отверстие на гофрированной траншее повышает эффективность пленочного охлаждения за счет меньших общих гидравлических потерь давления по сравнению с треугольной и полуцилиндрической траншеями.

Многие исследователи в настоящее время изучают повышение эффективности пленочного охлаждения за счет изменения формы отверстия. В настоящей работе оценивается и сравнивается влияние цилиндрического отверстия в V-образной траншее и обычных цилиндрических отверстий в поперечной траншее на повышение эффективности пленочного охлаждения. Также анализируется влияние различных углов наклона сторон V-образной траншеи (25° , 75° и 115°) и тестируется пять конфигураций для трех значений параметра вдува (0,5, 1,0 и 1,5).

1. Расчетная модель и исследование чувствительности сетки

1.1. Расчетная область и граничные условия

На рис. 1 приведена схема исследуемой области. В качестве базового был выбран случай плоской пластины с круглым отверстием в защищаемой поверхности, представленный в работе [29]. Диаметр и длина отверстия составляли $D = 1,27$ см и $L = 1,75$ соответственно. Отверстие в стенке имело наклон под углом 35° в направлении потока. Размер расчетной области составил $20D$ по высоте и $50D$ по длине. Геометрические данные поперечной или прямоугольной траншеи взяты из работы [23]. Высота и ширина траншеи соотносятся с ее диаметром следующим образом: $H/D = 0,75$ и $W/D = 1$. Новая конструкция, рассматриваемая в настоящей работе (см. рис. 2), представляет собой цилиндрическое отверстие, выполненное в V-образной траншее, где меняется угол наклона

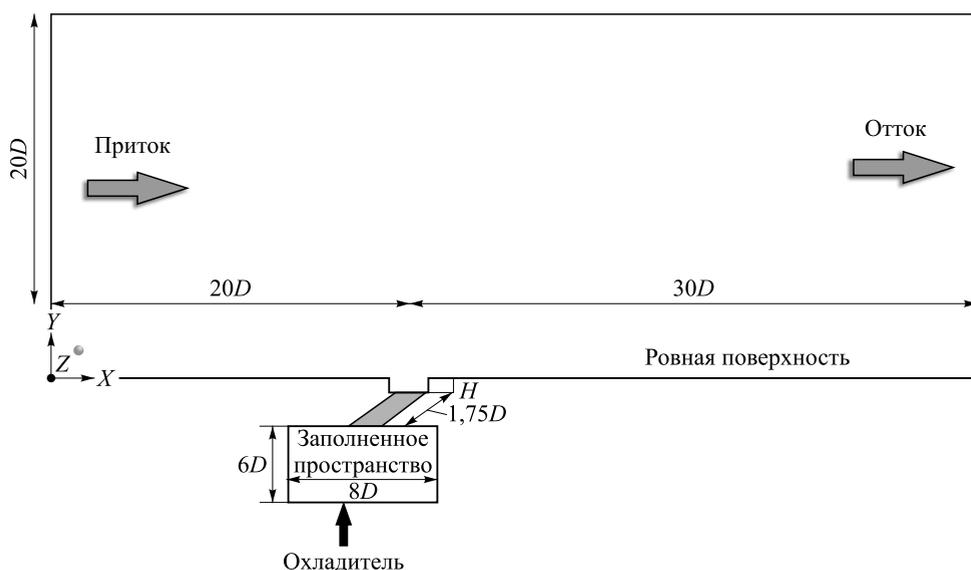


Рис. 1. Расчетная область и граничные условия.

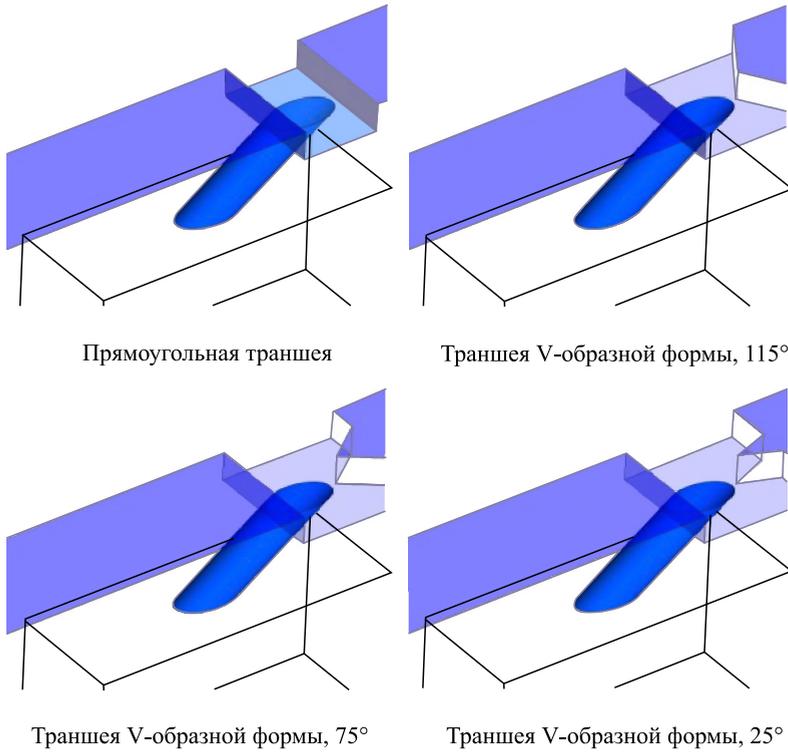


Рис. 2. Конфигурации поперечных траншей.

задней стенки — 25°, 75° и 115°. Авторами планируется выполнить расчеты для пяти конфигураций при трех значениях параметра вдува ($M = (\rho_c U_f / \rho_\infty U_\infty) = 0,5, 1,0$ и $1,5$) при постоянной скорости основного потока $U_\infty = 20$ м/с. Величина отношения плотностей вторичного и основного течений ρ_c / ρ_∞ равна 1,2. Температуры основного и пристенного потоков составляют $T_\infty = 300$ К и $T_c = 300$ К соответственно.

Важнейшим параметром в теории пристенных газовых завес является тепловая эффективность адиабатического пленочного охлаждения, определяемая следующим выражением:

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_c}, \quad (1)$$

где T_{aw} — адиабатическая температура стенки.

Осредненная по ширине тепловая эффективность адиабатического пленочного охлаждения определяется уравнением

$$\langle \eta \rangle = \frac{1}{L} \int_L \eta dz. \quad (2)$$

Для расчета потерь давления используется формула, представленная в [30]:

$$C_p = \frac{P_{0,t,ref} - P_{m,out}}{0,5 \cdot \rho_{m,out} \cdot u_{m,out}^2}, \quad (3)$$

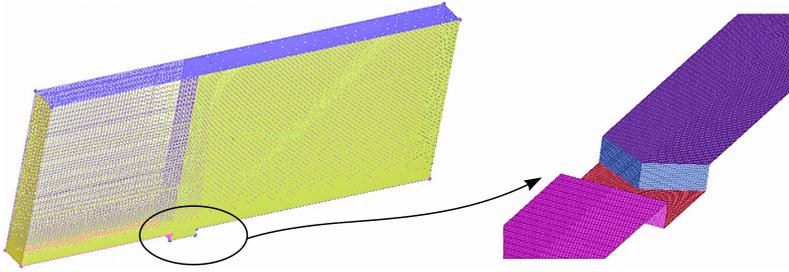


Рис. 3. Расчетная сетка.

где $P_{m,out}$, $u_{m,out}$ и $\rho_{m,out}$ — это параметры течения в выходном сечении: полное давление, скорость и плотность. Функция

$$P_{0,t,ref} = \frac{m_c}{m_m + m_c} P_c + \frac{m_m}{m_m + m_c} P_m \quad (4)$$

была выведена в работе [31], где использовались массовые расходы на входе для основного потока (m_m) и охладителя (m_c); P_m и P_c — это полное давление потока во входном сечении для основного и вторичного течений соответственно.

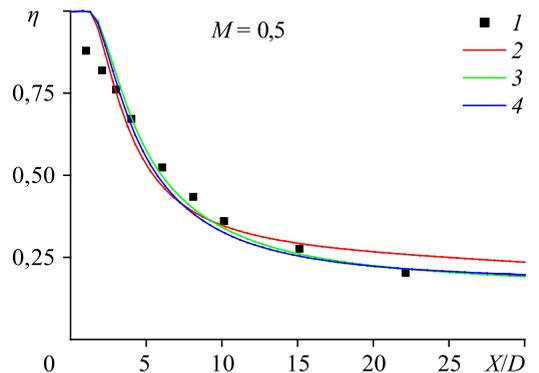
1.2. Генерация сетки

В данном исследовании геометрия вычислительной области и сетки генерировались с использованием программного модуля ANSYS ICEM. Решатель ANSYS CFX применялся для решения уравнения импульса, уравнения энергии и уравнений модели турбулентности. Также здесь использовалась модель RNG $k-\epsilon$. Способность этой модели рассчитывать характеристики пленочного охлаждения была продемонстрирована в работах [32, 33]. Величины невязок для пяти случаев не превышали 10^{-6} .

Правильность выполненных расчетов подтверждается сравнением численных результатов представленной работы с экспериментальными данными [29] с учетом чувствительности сетки. Исследуются три сетки: M1 = 10^6 узлов (грубая), M2 = $1,5 \cdot 10^6$ узлов (мелкая) и M3 = $2 \cdot 10^6$ узлов (очень мелкая). Измельчение сетки имеет место вблизи области расположения отверстия. Иллюстрация шестигранной сетки с мультиблоками представлена на рис. 3, здесь же приведена увеличенная область поперечной траншеи.

Рисунок 4 иллюстрирует независимость полученного численного решения от сетки при параметре вдува $M = 0,5$. Видно, что мелкие и очень мелкие сетки обеспечивают примерно одинаковую эффективность адиабатического охлаждения в отличие от грубой сетки, которая менее точна, особенно в области вдали от отверстия

Рис. 4. Эффективность локального адиабатического пленочного охлаждения вдоль центральной линии для трех различных сеток.
1 — экспериментальные данные [29],
2–4 — результаты расчета, полученные на сетках с числом ячеек M1 = 10^6 , M2 = $1,5 \cdot 10^6$ и M3 = $2 \cdot 10^6$ соответственно.



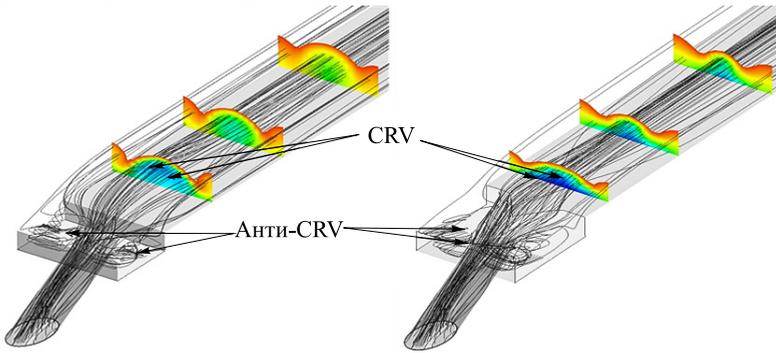


Рис. 5. Течение в поперечной и V-образной канавках на плоской пластине.

вдува вторичного потока. Поскольку увеличение количества узлов сетки до 2 млн не приводит к существенным изменениям, была выбрана мелкая сетка (1,5 млн), которая применялась к другим конфигурациям.

2. Результаты и обсуждение

2.1. Структура потока

Взаимодействие между основным и струйным потоками приводит к образованию системы противовращающихся вихрей, что влияет на характеристики пленочного охлаждения, особенно при высоких параметрах вдува. Указанные вихри носят пассивный характер и подогревают воздух от основного потока. Это явление снижает эффективность тепловой защиты лопатки турбины или плоской пластины. Поведение потока в пленке вблизи отверстия для поперечной (прямоугольной) и V-образной траншеи показано на рис. 5. Этот рисунок иллюстрирует важность наличия отверстия в траншее, поскольку последнее приводит к образованию анти-CRV.

Чтобы лучше понять суть физического явления и оценить влияние новых конфигураций на структуру потока при $M = 0,5, 1,0$ и $1,5$, на рис. 6 показаны изолинии температуры в плоскостях ($Y-Z$), расположенных в сечениях на расстоянии $X/D = 3$ (слева) и 6 (справа). Для базового случая следует отметить, что увеличение скорости вдува отрывает струю от поверхности пластины и увеличивает размер вихря. Тогда как в случае струй в траншее сила вращающегося вихря (CRV) снижается и холодный поток «прилипает» к плоской пластине. На структуру течения влияет также форма траншеи: в поперечной траншее интенсивность вихрей выше, чем в V-образной траншее. Траншея с острым углом 25° менее эффективно снижает CRV по сравнению с V-образной канавкой с углами 75° и 115° .

2.2. Общий коэффициент потерь давления

Известно, что изменение формы отверстия для вдува охладителя влияет на коэффициент полного давления. Результат расчета этого параметра по уравнению (3) представлен на рис. 7. Примечательно, что во всех случаях коэффициент потерь давления увеличивается с ростом параметра вдува. Видно, что при $M = 0,5$ величины потерь давления в прямоугольной траншее и канавке формы V1 очень схожи и выше, чем в других конфигурациях. Расчеты также показывают, что при $M = 1,0$ и $1,5$ V-образная траншея обеспечивает меньшие потери давления. Это связано с аэродинамической формой, которая способствует распределению потока охлаждающей жидкости по плоской пластине.

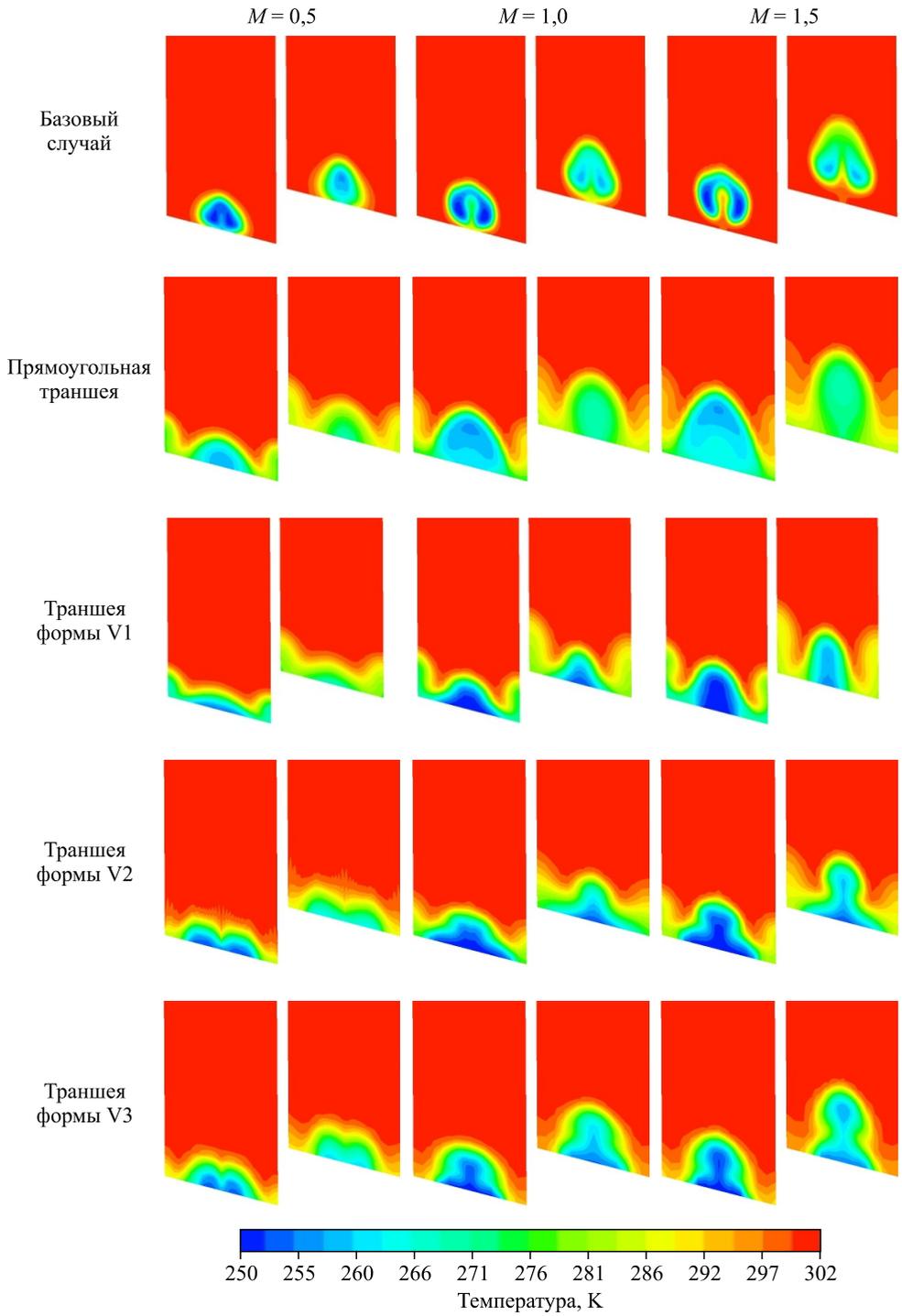


Рис. 6. Изолинии температур в плоскости $(Y-Z)$ при $X/D = 3$ и 6.

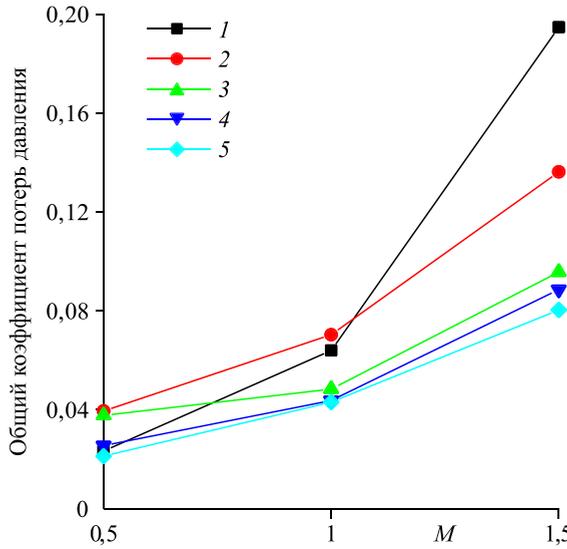


Рис. 7. Общий коэффициент потерь давления для всех исследованных в работе случаев.

1 — базовый случай, 2 — прямоугольная траншея, 3 — траншея формы V1, 4 — траншея формы V2, 5 — траншея формы V3.

2.3. Эффективность адиабатического охлаждения

Осредненное по ширине изменение эффективности пленочного охлаждения $\langle \eta \rangle$ для значений параметров вдува 0,5, 1,0, 1,5 представлено на рис. 8 для пяти конфигураций. Очевидно, что для всех 15 случаев $\langle \eta \rangle$ максимальна за отверстием и уменьшается с увеличением продольного расстояния x/D . Следует обратить внимание, что для базового случая с увеличением параметра вдува осредненная тепловая эффективность снижается,

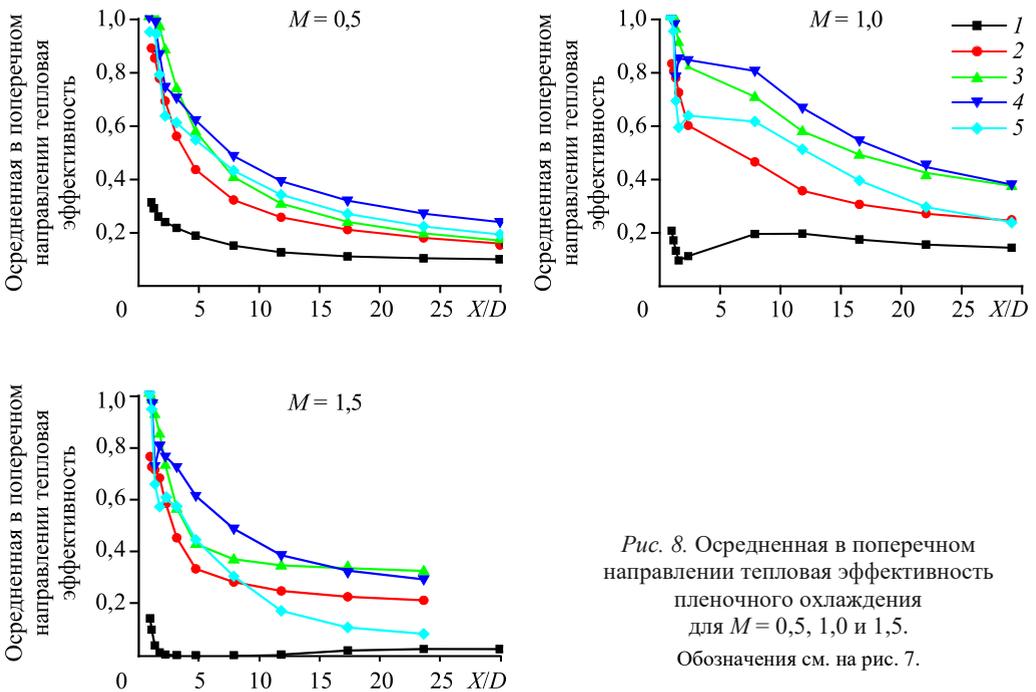


Рис. 8. Осредненная в поперечном направлении тепловая эффективность пленочного охлаждения для $M = 0,5, 1,0$ и $1,5$. Обозначения см. на рис. 7.

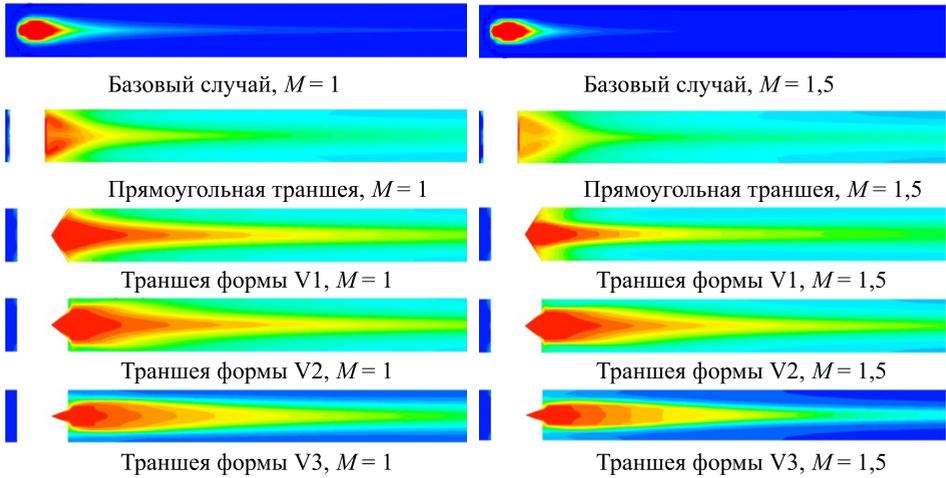


Рис. 9. Эффективность адиабатического пленочного охлаждения на плоской пластине.

что связано с отрывом струи. Наличие траншеи значительно улучшает величину средней тепловой эффективности по сравнению с базовым случаем.

Сравнение новых V-образных конфигураций траншеи и поперечной траншеи показывает, что последняя дает меньшую величину тепловой эффективности, за исключением большего параметра вдува ($M = 1,5$). Здесь имеет место небольшая разница в площади при $x/D > 7,5$, при которой прямоугольная траншея обеспечивает большую эффективность, чем траншея формы V3. При всех трех значениях параметра вдува траншея формы V2 обеспечивает наивысшую тепловую эффективность пленочного охлаждения.

На рис. 9 показано распределение эффективности адиабатического охлаждения для плоских пластин новых конфигураций, предложенных в данном исследовании, при параметрах вдува $M = 1,0$ и $1,5$ в сравнении с поперечной траншеей и базовым случаем, для которого поток теплоносителя плохо распределяется по поверхности, что связано с отрывом струи. В отличие от конфигураций с поперечными траншеями, пристенная струя (вторичный поток) прижата к защищаемой поверхности, что способствует улучшению процесса охлаждения. Для новых исследованных в работе конфигураций V-образная

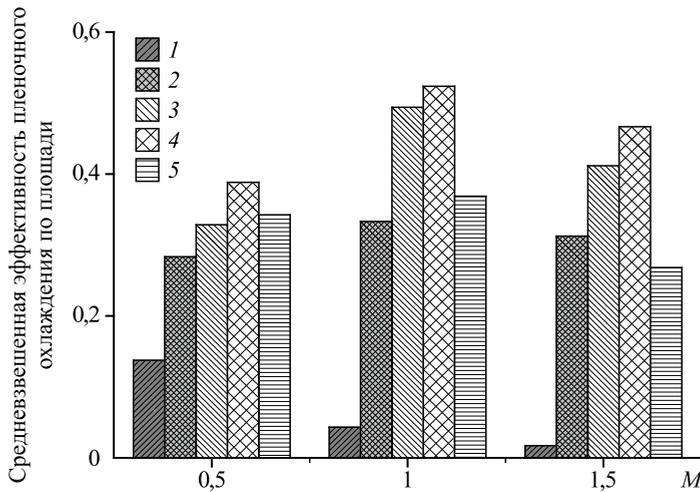


Рис. 10. Средневзвешенная эффективность пленочного охлаждения по площади. Обозначения см. на рис. 7.

траншея с углами наклона стенки 75° и 115° обеспечивает лучшее распределение эффективности пленочного охлаждения. Это можно объяснить тем, что V-образная форма способствует лучшему распределению потока теплоносителя по плоской пластине.

На рис. 10 приведено количественное сравнение пространственно осредненной тепловой эффективности пленочного охлаждения по продольной координате для V-образной и поперечной траншей. Видно, что более высокие значения эффективности пленочного охлаждения получены с помощью траншеи формы V2 при всех параметрах вдува, в то время как эффективность траншеи с обычной канавкой является самой слабой. Уровень улучшения охлаждения для V2 может превышать 100 %.

Заключение

Проведено исследование тепловой эффективности пленочного охлаждения V-образной траншеи и ее сравнение с эффективностью прямоугольной поперечной траншеи, а также с базовым случаем. Основные выводы, которые можно сделать из этого исследования, сводятся к следующему:

— улучшение пленочного охлаждения может быть достигнуто за счет использования V-образной траншеи с углом наклона стенок 75° при всех значениях параметра вдува, при которых поток охладителя хорошо распределяется вдоль стенок и в поперечном направлении;

— анализ теплового поля и структуры вращающегося вихря показывает, что размер последнего может быть уменьшен за счет установки цилиндрического отверстия в траншее, особенно при использовании V-образной канавки;

— форма траншеи оказывает большое влияние на общий перепад давления, при этом все V-образные траншеи обеспечивают лучшую производительность при высоких параметрах вдува по сравнению с траншеей прямоугольной формы и базовым случаем.

Таким образом, использование новой геометрии траншеи в форме V2 при угле наклона стенок 75° является наиболее эффективным методом повышения теплозащитных свойств пленочного охлаждения, одновременно этот вариант траншеи дает снижение общих потерь давления по сравнению с V-образной траншеей с тупым углом наклона стенок 115° и очень острым углом 25° .

Список обозначений

D — диаметр отверстия пленочного охлаждения, мм,	M — параметр вдува,
H — высота траншеи, мм,	T — температура, К,
L — размах (ширина) плоской пластины, мм,	U — скорость, м/с,
l — длина отверстия вдува, мм,	x, y, z — декартова система координат,
	W — ширина траншей, мм.

Греческие символы

η — локальная адиабатическая эффективность,	ρ — плотность, кг/м ³ ,
$\langle \eta \rangle$ — латерально осредненная адиабатическая эффективность,	ε — скорость диссипации турбулентной кинетической энергии, м ² /с ³ .

Индексы

∞ — состояние свободного потока,	c — условия во входной камере (заполненном пространстве (plenum)).
aw — адиабатическая стенка,	

Список литературы

1. Goldstein R.J. Film cooling // *Advances in Heat Transfer*. 1971. Vol. 7. P. 321–379.
2. Liess C. Experimental investigation of film cooling with ejection from a row of holes for the application to gas turbine blades // *J. Engng for Gas Turbines and Power-Transactions*. 1975. Vol. 97, No. 1. P. 21–27.
3. Paradis M.A. Film cooling of gas turbine blades: a study of the effect of large temperature differences on film cooling effectiveness // *J. Engng for Gas Turbines and Power-Transactions*. 1977. Vol. 99, No. 1. P. 11–20.
4. Jabbari M.Y., Goldstein R.J. Adiabatic wall temperature and heat transfer downstream of injection through two rows of holes // *J. of Engng for Gas Turbines and Power-Transactions*. 1978. Vol. 100, No. 2. P. 303–307.
5. Lutum E., Johnso B.V. Influence of the hole length-to-diameter ratio on film cooling with cylindrical holes // *J. Turbomachinery*. 1999. Vol. 121, No. 2. P. 209–216.
6. Bernsdorf S., Rose M.G., Abhari R.S. Modeling of film cooling—part i: experimental study of flow structure // *J. of Turbomachinery-Transactions*. 2006. Vol. 128, No. 4. P. 141–149.
7. Azzi A., Lakehal D. Perspectives in modeling film cooling of turbine blades by transcending conventional two-equation turbulence models // *J. of Turbomachinery-Transactions*. 2002. Vol. 124, No. 3. P. 472–484.
8. Ziefle J., Kleiser L. Numerical investigation of a film-cooling flow structure: effect of crossflow turbulence // *J. of Turbomachinery-Transactions*. 2013. Vol. 135, No. 4. P. 141–149.
9. Nemdili F., Azzi A., Jubran B.A. Shower head film cooling effectiveness of a symmetrical turbine blade model — effect of lateral injection // *Proceedings of ASME-JSME Thermal Engng Summer Heat Transfer Conf.* July 8–12, 2007, Vancouver, British Columbia, Canada. 2009. Paper No. HT2007–32081. P. 561–567.
10. Qenawy M., Chen H., Peng D., Liu Y., Zhou W. Flow structures and unsteady behaviors of film cooling from discrete holes fed by internal crossflow // *J. of Turbomachinery-Transactions*. 2020. Vol. 142, No. 4. P. 1–14.
11. Kouchih F.B., Boualem K., Grine M., Azzi A. The effect of an upstream dune-shaped shells on forward and backward injection hole film cooling // *J. of Heat tTransfer-Transactions*. 2020. Vol. 142, No. 12. P. 1–7.
12. Goldstein R.J., Eckert E.R.G., Burggraf F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling // *Intern. J. of Heat and Mass Transfer*. 1974. Vol. 17, No. 5. P. 595–607.
13. Saumweber C., Schulz A., Wittig S. Free-stream turbulence effects on film cooling with shaped holes // *J. of Turbomachinery-Transactions*. 2003. Vol. 125, No. 1. P. 65–73.
14. Kim Y.J., Kim M. Influence of shaped injection holes on turbine blade leading edge film cooling // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2004. Vol. 47, No. 2. P. 245–256.
15. Azzi A., Jubran B.A. Numerical modeling of film cooling from converging slot-hole // *J. Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 43. P. 381–388.
16. Lee K.D., Kim K.Y. Shape optimization of a fan-shaped hole to enhance film-cooling effectiveness // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2010. Vol. 53, No. 15–16. P. 2996–3005.
17. Li L., Liu C., Ye L., Zhu H., Luo J., Liu S. Experimental investigation on effects of cross-flow Reynolds number and blowing ratios to film cooling performance of the Y-shaped hole // *Intern. J. Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 179. P. 121682-1–121682-15.
18. Bunker R.S. Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot // *Proceedings of 19. ASME Turbo Expo*, 2002. P. 129–138.
19. Lu Y., Nasir H., Ekkad S.V. Film cooling from a row of holes embedded in transverse slots // *Proceed. of ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. June 6–9, 2005, Reno, Nevada, USA. P. 585–592.
20. Lu Y., Ekkad S.V., Bunker R.S. Trench film cooling: effect of trench downstream edge and hole spacing // *Proceed. of ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. June 9–13, 2008, Berlin, Germany. P. 563–569.
21. Lu Y., Dhungel A., Ekkad S.V., Bunker R.S. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches // *J. of Turbomachinery-Transactions*. 2009. Vol. 131, Iss. 1. P. 011003-1– 011003-13.
22. Islami S.B., Alavi Tabrizi S.P., Jubran B.A., Esmacilzadeh E. Influence of trenced shaped holes on turbine blade leading edge film cooling // *J. of Heat Transfer Engng*. 2010. Vol. 31, No. 10. P. 889–906.
23. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Коваленко А.С., Шевцов С.В. Пленочное охлаждение плоской поверхности однорядности системы наклонных отверстий в траншее: влияние внешней турбулентности и ускорения потока // *Теплофизика и аэромеханика*. 2013. Т. 20, № 6. С. 731–737.
24. 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.
25. Khalatov A.A., Panchenko N.A., Borisov I.I., Severina V.V. Numerical simulation of film cooling with a coolant supplied through holes in a trench // *J. Engng. Physics and Thermophysics*. 2017. Vol. 90, No 3. P. 637–643.
26. Oguntade H.I., Andrews G.E., Burns A.D., Ingham D.B., Pourkashanian M. Improved trench film cooling with shaped trench outlets // *J. of Turbomachinery-Transactions*. 2013. Vol. 135, Iss. 2. P. 021009– 0210018.
27. Wang C., Sun X., Zhang J. Uncertainty analysis of trench film cooling on flat plate // *J. Applied Thermal Engng*. 2019. Vol. 156. P. 562–575.

28. **Boualem K., Azzi A.** Blowing ratio effect on film cooling performance for a row holes installed in different trench configurations // J. of Diffusion Foundations. 2020. Vol. 28. P. 65–75.
29. **Sinha A.K., Bogard D.G., Crawford M.E.** Film cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio // J. of Turbomachinery-Transactions, 1991. Vol. 113, No. 3. P. 442–449.
30. **Zheng D., Wang X., Zhang F., Yuan Q.** Numerical investigation on the dual effect of upstream steps and transverse trenches on film cooling performance // J. of Aerospace Engng. 2019. Vol. 32, Iss. 4. P. 1–10.
31. **Wilfert G., Fottner L.** The aerodynamic mixing effect of discrete cooling jets with mainstream flow on a highly loaded turbine blade // J. of Turbomachinery-Transactions. 1996. Vol. 118, No. 3. P. 468–478.
32. **Silieti M., Divo E.B., Kassab A.J.** The effect of conjugate heat transfer on film cooling effectiveness // Numerical Heat Transfer. Part B. Fundamentals: An Intern. J. of Computation and Methodology. 2009. Vol. 56, No. 5. P. 335–350.
33. **El Ayoubi C., Ghaly W., Hassan I.** Aerothermal shape optimization for a double row of discrete film cooling holes on the suction surface of a turbine vane // Engng Optimization. 2015. Vol. 47, No. 10. P. 1384–1404.

*Статья поступила в редакцию 30 сентября 2021 г.,
после доработки — 13 ноября 2021 г.,
принята к публикации 14 декабря 2021 г.,
после дополнительной доработки — 20 февраля 2023 г.*