

УДК 536.24; 621.45.038

Исследование тепловой эффективности пристенной газовой завесы при вдуве через отверстия в поперечной траншее*

М.А. Пахомов, М.В. Филиппов, И.А. Чохар, В.И. Терехов

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

E-mails: pakhomov@ngs.ru, mfilippov181096@gmail.com, dstarter@ngs.ru,
terekhov@itp.nsc.ru

Представлены результаты экспериментального исследования тепловой эффективности в пристенной газовой завесе, вдуваемой через наклонные цилиндрические отверстия вдоль гладкой поверхности, и при организации вдува вторичного потока через цилиндрические отверстия в поперечную траншею. Выполнены измерения полей тепловой эффективности пристенной завесы с использованием инфракрасной камеры. В случае вдува в траншею характерным для экспериментальных данных является незначительное влияние параметра вдува на тепловую эффективность пристенной завесы для всех исследованных в работе траншей. Установлено, что увеличение глубины траншеи приводит к увеличению тепловой эффективности пристенной газовой завесы. Максимальное увеличение тепловой эффективности достигается для траншеи относительной глубины $h/d = 0,94$. Выполнены сопоставления данных собственных измерений с экспериментальными и численными результатами работ других авторов для случаев вдува через отверстия в поперечную траншею.

Ключевые слова: пристенная газовая завеса, тепловая эффективность, вдув через цилиндрические отверстия, поперечная траншея.

Введение

Непрерывной рост температуры газа перед турбиной является основным способом повышения ее тепловой эффективности и снижения удельной массы и габаритов. Одним из самых теплонагруженных элементов конструкции газовых турбин являются рабочие лопатки. Температура газа перед ними превышает тепловой предел прочности этих элементов. В связи с этим возникает необходимость охлаждения лопаток с целью сохранения их работоспособности [1–3]. Проблема решается, с одной стороны, путем повышения термической стойкости используемых конструкционных материалов, а с другой — совершенствованием методов тепловой защиты рабочих поверхностей от воздействия высокотемпературных газовых потоков, описание которых можно найти в списках

* Экспериментальные результаты получены при финансовой поддержке гранта Российского научного фонда (проект РНФ 19-79-30075).

литературы монографий [1–3] и обобщающих обзорах [4–9]. В этих работах было приведено большое количество экспериментальных и расчетных данных и получены полуэмпирические зависимости для расчета параметра тепловой эффективности для различных конфигураций и условий течения основного и вторичного потоков.

Для охлаждения рабочих поверхностей обычно используется вдув пристенных газовых завес (вторичного потока) через систему дискретных отверстий и их смешение с основным течением [1–3]. Это приводит к дополнительным аэродинамическим потерям и к снижению общей эффективности газовой турбины. Поэтому уменьшение количества вдуваемого вторичного потока при сохранении уровня охлаждения теплонагруженных элементов газовой турбины является важным вопросом. Несмотря на продолжительное изучение данной тематики и существование большого числа научных групп из различных стран, занимающихся решением указанной проблемы, тепловая защита стенки от воздействия высокоэнthalпийного набегающего потока остается актуальной задачей при разработке современных и перспективных газовых турбин.

Вдув через систему наклонных отверстий в защищаемой поверхности наиболее распространен при охлаждении лопаток газовых турбин и стенок камер сгорания. Несмотря на простоту организации такого вдува [1], данный метод тепловой защиты имеет довольно сложную физику течения даже для случая вдува по нормали в поперечный сносящий поток [10–12]. Картина течения при этом значительно усложняется и имеет ярко выраженный трехмерный характер [11–13]. В случае наклонного вдува в поток через эллиптическое отверстие структура течения становится еще более сложной [13, 14]. В результате взаимодействия вторичной пристенной струи и выходных кромок отверстия со сносящим основным течением возникает система крупномасштабных вихрей [12–14].

Значительным недостатком указанного метода охлаждения является неравномерность охлаждения в трансверсальном направлении [3, 7, 9]. То есть вторичная пристенная струя выдувается в виде тонких «полосок», и рабочая поверхность защищается непосредственно за отверстием вдува [7–9]. Другими негативными факторами при использовании вдува через цилиндрические отверстия являются малая протяженность зоны с высокой эффективностью, а также снижение тепловой эффективности при параметрах вдува $m = \rho_2 U_2 / \rho_1 U_1 > 1$. Здесь ρ — плотность газа, U — средняя скорость газа, нижние индексы 1 и 2 соответствуют параметрам основного и вторичного потоков. Параметр вдува m представляет собой отношение массовых скоростей вторичного и основного течений и является одним из важнейших параметров в теории пристенных газовых завес [1, 2]. При малых параметрах вдува ($m < 1$) основной поток прижимает пристенную струю к рабочей стенке, что положительно сказывается на ее тепловой защите [9]. При $m > 1$ струя сильнее проникает вглубь основного потока, что приводит к заметному снижению тепловой эффективности пристенной завесы. Процесс смешения происходит на некотором удалении от стенки [2, 9], и взаимодействие противорвращающегося парного вихря (в англоязычной литературе — Counter Rotating Vortex Pair — CRVP) с основным течением способствует подсосу горячего основного потока к защищаемой рабочей поверхности [7, 9].

К настоящему времени применяется много различных способов, направленных на уменьшение интенсивности CRVP и на увеличение тепловой эффективности пристенной завесы. К такого рода способам относятся организация встречного вдува (вторичный поток вдувается навстречу основному течению) [15], изменение формы кромки выходного отверстия с целью повышения тепловой эффективности [16], подача пристенной струи из кратеров различной формы и глубины [17]. Одним из относительно

простых способов организации пристенных газовых завес является ее вдув через наклонные цилиндрические отверстия в поперечную траншею [7]. Основное преимущество данного метода заключается в том, что смешение вторичного и основного течений происходит по большей части в поперечной траншее. Это приводит к тому, что дискретные струи охладителя в траншее смешиваются с основным потоком и из траншеи вытекает поток охладителя в виде «пленки», а не отдельные пристенные струи.

За последние 15 лет были выполнены экспериментальные [7, 18–24] и численные [25–30] исследования развития таких течений. Эксперименты, проведенные с целью изучения локальной и интегральной тепловой эффективности пристенных струй при вдуве в поперечную траншею, описывались в работах [7, 18, 19, 21–23]. Локальные измерения структуры течения и уровня турбулентности осуществлялись в работах [20, 24]. В численных работах в основном применялись различные модификации двухпараметрических моделей турбулентности $k-\varepsilon$ RNG и $k-\omega$ SST [25–27, 28] с использованием коммерческого CFD-пакета Fluent. В работах [28–30] были выполнены исследования тепловой эффективности с применением модели переноса реинольдсовых напряжений (RSM) [28, 29] и метода крупных вихрей (LES) [30]. Исключение составляет работа авторов [29], где использовался собственный вычислительный модуль для описания динамики и теплопереноса в пристенных газовых завесах.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование тепловой эффективности пристенной газовой завесы в поперечном направлении при вдуве охладителя через отверстия в поперечную траншею. Также ставилась задача улучшения понимания эффективности охлаждения и равномерности распределения тепловой защиты в поперечном направлении. Данное исследование является продолжением ранее выполненных работ [23, 29]. В них проводились измерения и численные расчеты тепловой эффективности при вдуве пристенной завесы через цилиндрические отверстия в поперечную траншею только для оси центрального отверстия. В настоящей работе выполняются измерения тепловой эффективности в нескольких сечениях по ширине траншеи.

Экспериментальный стенд

На рис. 1 показаны схемы экспериментального участка для случаев вдува газа без траншеи (рис. 1а) и с траншеей (рис. 1б и 1с). В экспериментах для основного и вторичного течений использовался предварительно осушенный и очищенный от примесей атмосферный воздух. Основной поток двигался от вентилятора по прямоугольному каналу с поперечным сечением 150×20 мм ($Z \times H$, где Z и H — ширина и высота канала соответственно). Средняя скорость основного течения $U_1 = 10$ м/с, массовый расход $G_1 = 32,5$ г/с, температура $T_1 = 293$ К. Число Рейнольдса, определенное по параметрам основного течения, составляло $Re_1 = U_1 H / \nu_1 = 1,33 \cdot 10^4$ (здесь ν — кинематическая вязкость). Интенсивность турбулентности основного потока на входе в рабочий участок не превышала 2 %.

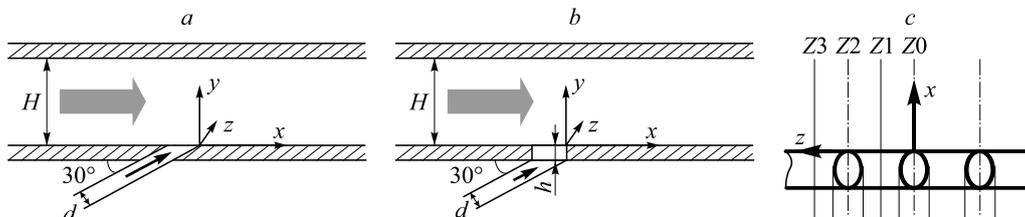


Рис. 1. Схемы классического вдува пристенной газовой завесы (а) и через отверстия в поперечную траншею (b и c).

Предвключенный участок перед местом вдува имел длину $X = 500$ мм ($X/H = 25$). Перепад давления воздуха основного потока контролировался цифровым дифференциальным манометром с точностью измерения 0,1 Па.

Все эксперименты проводились для однорядной системы из трех отверстий диаметром $d = 3,2$ мм, расположенных под углом $\alpha = 30^\circ$, при отсутствии и наличии установленной поперечной траншеи (см. рис. 1). Центральное отверстие располагалось на оси канала. Расход вторичного потока воздуха от компрессора устанавливался регулятором массового расхода Bronkhorst EL-FLOW точностью 0,01 г/с. Расстояние между осями соседних отверстий составляло 10 мм ($z/d = 3,13$), что при ширине канала $Z = 150$ мм ($Z/d = 46,8$) минимизировало влияние боковых стенок на исследование процесса смешения основного и вторичного течений. Рассматривались траншеи глубиной $h = 1, 2, 3$ и 5 мм при фиксированной ширине $w = 6,4$ мм, при этом соотношения сторон каверны были следующими: $h/w = 0,16, 0,38, 0,47, 0,78$ и $h/d = 0,32, 0,76, 94, 1,56$. Длина подводящих трубок для подачи вторичного течения $l = 160$ мм ($l/d = 50$). Расстояние x отсчитывалось от подветренной кромки отверстия или стенки траншеи, а поперечное расстояние z — от центральной линии среднего (второго) отверстия.

Средняя скорость вторичного течения $U_2 = 6,9-20,7$ м/с, параметр вдува $m = \rho_2 U_2 / \rho_1 U_1 = 0,63-1,88$, а число Рейнольдса, определенное по параметрам вторичного потока, $Re_2 = U_2 d / \nu_2 = (1,2-3,7) \cdot 10^3$. Профили скорости основного и вторичного течений перед входом в измерительный участок соответствовали гидродинамически полностью развитому течению. Для исследования тепловой эффективности пленочного охлаждения использовалась обратная схема: основной поток холодный, а вторичный — нагретый. Такой способ широко распространен при проведении модельных экспериментов по исследованию тепловой эффективности пристенных газовых завес [1, 2]. Температура вдуваемого горячего вторичного течения $T_2 = 330$ К, отношение плотностей основного и вторичного течений $DR = \rho_1 / \rho_2 = 1,1$. Нагрев вторичного течения происходил в электронагревателе, в котором была установлена термопара, и контролировался измерителем-регулятором с точностью $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Для стабильного поддержания температуры в ходе эксперимента нагреватель и подводящие трубки были обернуты теплоизолирующим материалом.

На верхней стенке рабочего канала было установлено смотровое окно из селенида цинка ZnSe (материал прозрачен в инфракрасном диапазоне в полосе 0,5–20 мкм) размером 80×100 мм и толщиной 5 мм. При исследовании полей температуры на адиабатической поверхности стенки использовался метод тепловизионной термографии, который осуществлялся с помощью тепловизора Testo 890-2 с неохлаждаемой микроболометрической матрицей 640×480, имеющей спектральный диапазон 8–14 мкм, диапазон измеряемых температур составлял от –20 до 1200 °С, чувствительность равнялась 0,08 °С. Неопределенность измерения температуры составляла $\pm 2\%$. Для исключения погрешности отражения от поверхности стекла смотрового окна тепловизор устанавливался под углом 10°. Рабочая поверхность, на которой измерялась эффективность завесы, была выполнена из текстолита толщиной 10 мм. Для соблюдения условий адиабатичности она дополнительно была теплоизолирована слоем базальтовой минеральной ваты толщиной 50 мм. Для увеличения коэффициента излучения стенка канала была окрашена в черный матовый цвет.

Тепловая эффективность при вдуве вторичного пристенного потока через круглые отверстия в поперечную траншею

Локальная тепловая эффективность

Ранее авторами [29] было показано, что наибольшая величина локальной тепловой эффективности имеет место для траншеи глубиной $h = 3$ мм ($h/d = 0,94$) при вариации значений параметра вдува m . Поэтому для проводимых экспериментов, результаты которых приведены на рис. 2–4, ниже представлены данные по распределениям локальной тепловой эффективности вдоль длины канала только для этой глубины траншеи. Визуализационные картины полей тепловой эффективности пристенной газовой завесы приведены на рис. 2. Параметр тепловой эффективности в экспериментах определялся по формуле

$$\eta = (T_1 - T_{AW}) / (T_1 - T_2), \quad (5)$$

где T и T_{AW} — температуры газа и адиабатической стенки в рассматриваемом сечении соответственно. Черные штриховые линии показывают положение передней и задней стенок траншеи. Эксперименты проводились для условий вдува через отверстия без траншеи ($h = 0$ мм) и для вдува через наклонные отверстия в траншею при ее глубине $h = 3$ мм. При вдуве газа через наклонные отверстия вдоль гладкой стенки ($h = 0$ мм) тепловая эффективность имеет заметно меньшую величину в продольном и трансверсальном направлениях. При вдуве через отверстия в траншею ($h = 3$ мм) защищенная поверхность занимает большую площадь в трансверсальном направлении. Более высокая равномерность поля температур за местом вдува объясняется предварительным перемешиванием охладителя в траншее [7, 9]. Задняя кромка траншеи затрудняет выход потока охладителя из отверстия в основной поток. Поэтому поток сначала заполняет траншею, а затем растекается внутри траншеи в трансверсальном направлении и после этого истекает из нее более равномерно в виде пленки. Это способствует более равномерному распределению температуры вторичного потока и величины тепловой эффективности адиабатической стенки в трансверсальном направлении, что согласуется с выводами [7, 9].

На рис. 3 и 4 показано влияние глубины траншеи h на локальную тепловую эффективность пристенной газовой завесы. Рассматриваются случаи вдува без траншеи ($h = 0$ мм,

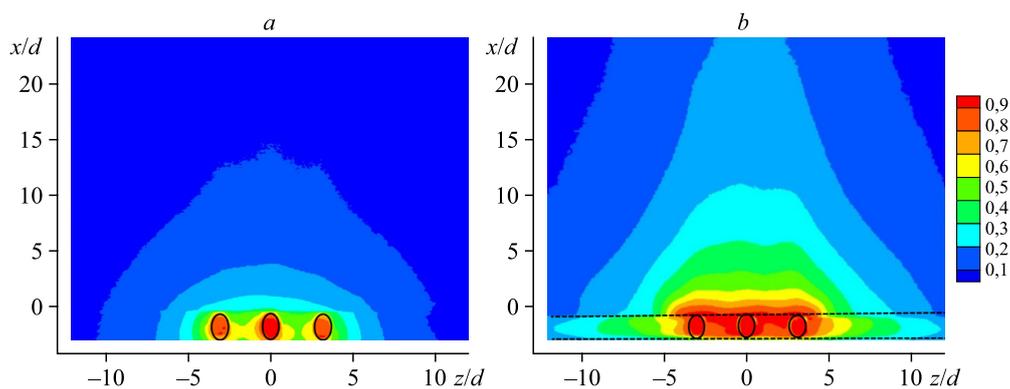


Рис. 2. Визуализационные картины в плоскости xz локальной тепловой эффективности для случаев вдува без поперечной траншеи ($h = 0$ мм) и с траншеей ($h = 3$ мм).

Вид сверху; овалы и пунктирные линии черного цвета — отверстия для вдува вторичного пристенного потока и границы траншеи соответственно;

$m = 0,94$, $U_1 = 10$ м/с, $T_1 = 291$ К, $T_2 = 323$ К. $G_2 = 0,272$ г/с; $h = 0$ (а), 3 (б) мм.

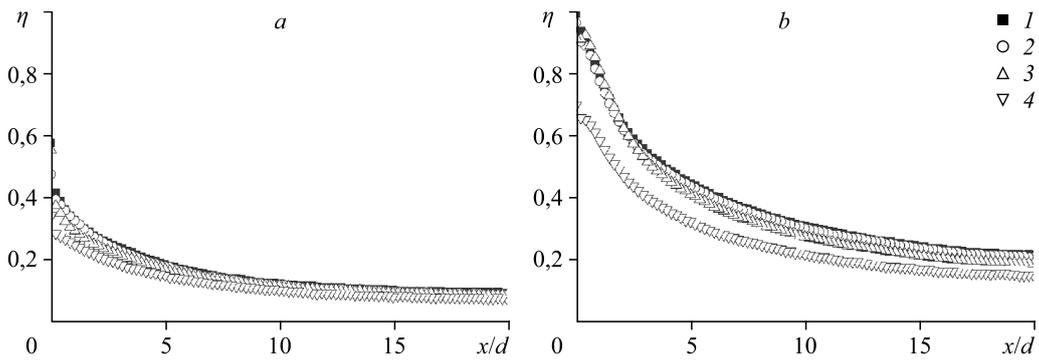


Рис. 3. Распределения локальной тепловой эффективности по длине канала для различных расстояний от оси центрального отверстия: Z0 ($z = 0$ мм, $z/d = 0$) (1), Z1 ($z = 5$ мм, $z/d = 1,6$) (2), Z2 ($z = 10$ мм, $z/d = 3,13$) (3) и Z3 ($z = 15$ мм, $z/d = 4,69$) (4) при $h = 0$ (a), 3 (b) мм; $m = 0,94$.

$h/d = 0$) и с траншеей глубиной $h = 3$ мм для расстояний от оси центрального отверстия Z0, Z1, Z2 и Z3. Отметим, что на рис. 3 и 4 приведены каждая вторая экспериментальная точка в распределении тепловой эффективности. По мере продвижения от оси центрального отверстия к стенкам канала происходит уменьшение величины локальной тепловой эффективности как для случая классического вдува без траншеи, так и для случая вдува через отверстия в траншее (см. рис. 3). При этом для случая вдува без траншеи максимальное снижение достигает двух раз (см. рис. 3a), а для вдува в траншею — 40 % (см. рис. 3b) в начальном сечении при $x/d = 0$.

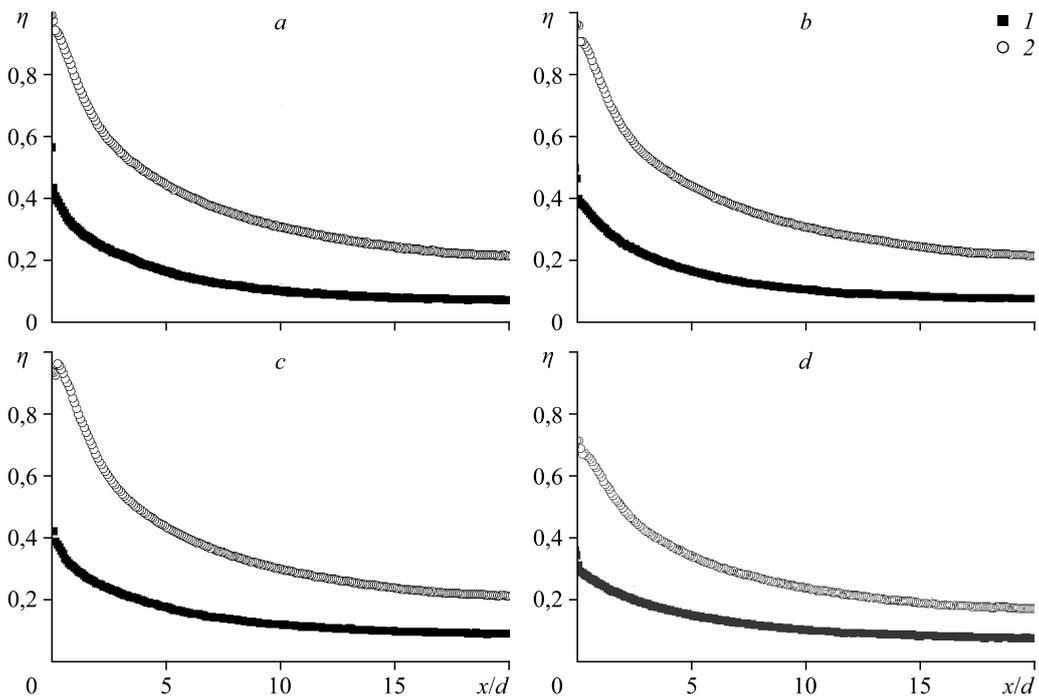


Рис. 4. Влияние глубины траншеи h на тепловую эффективность пристенной газовой завесы для расстояний от оси центрального отверстия Z0 ($z = 0$ мм, $z/d = 0$) (a), Z1 ($z = 5$ мм, $z/d = 1,6$) (b), Z2 ($z = 10$ мм, $z/d = 3,13$) (c) и Z3 ($z = 15$ мм, $z/d = 4,69$) (d). $m = 0,94$; $h = 0$ (1), 3 (2) мм.

Наличие поперечной траншеи вызывает значительный рост локальной тепловой эффективности в сравнении со случаем классического вдува без траншеи для всех исследованных расстояний $Z0-Z3$ (см. рис. 4). Также в случае вдува в траншею наблюдается большая равномерность распределения тепловой эффективности по ширине канала в сравнении со случаем классического вдува через круглые отверстия. Это подтверждают данные авторов, представленные на рис. 3 и 4, и согласуются с выводами других экспериментальных и численных работ по рассматриваемой тематике. Очевидно, что наибольшая величина локальной тепловой эффективности получена для сечений $Z0$ и $Z2$, а наименьшая — для $Z3$. Величина тепловой эффективности пристенной завесы значительно снижается по мере продвижения вниз по потоку как в случае наличия траншеи, так и в ее отсутствие. Экспериментально показано, что локальная тепловая эффективность имеет практически равномерное распределение по сечениям $Z0-Z2$ для вдува в траншею (отличие не превышает 7 % при $x/d = 0$) и только для сечения $Z3$ равномерность заметно ухудшается (разница составляет примерно 35 %).

Интегральная тепловая эффективность

На рис. 5а и 5б показано соответственно влияние относительной глубины траншеи h/d и параметра вдува m на осредненную тепловую эффективность для различных расстояний по продольной координате. Здесь $\bar{\eta} = \frac{1}{z} \int_{-z/2}^{z/2} \eta dz$ — осредненная в трансверсальном направлении тепловая эффективность, $z = 10$ мм. Результаты изменения осредненной тепловой эффективности $\bar{\eta}$ вдоль оси центрального отверстия ($Z0, z/d = 0$) для вдува в поперечную траншею в зависимости от ее глубины приведены на рис. 5а для нескольких сечений по длине канала. Как видно из анализа представленных данных, значение параметра $\bar{\eta}$ значительно возрастает по мере увеличения глубины траншеи, достигает максимума $\bar{\eta} / \bar{\eta}_0 \approx 2,2$ при $h/d = 0,94$, а затем снижается и достигает $\bar{\eta} / \bar{\eta}_0 \approx 2$ при $h/d = 1,56$, где $\bar{\eta}_0$ — интегральная тепловая эффективность вдува без траншеи ($h = 0$ мм). Такой характер поведения тепловой эффективности получен для всех исследованных расстояний ($x/d \leq 20$).

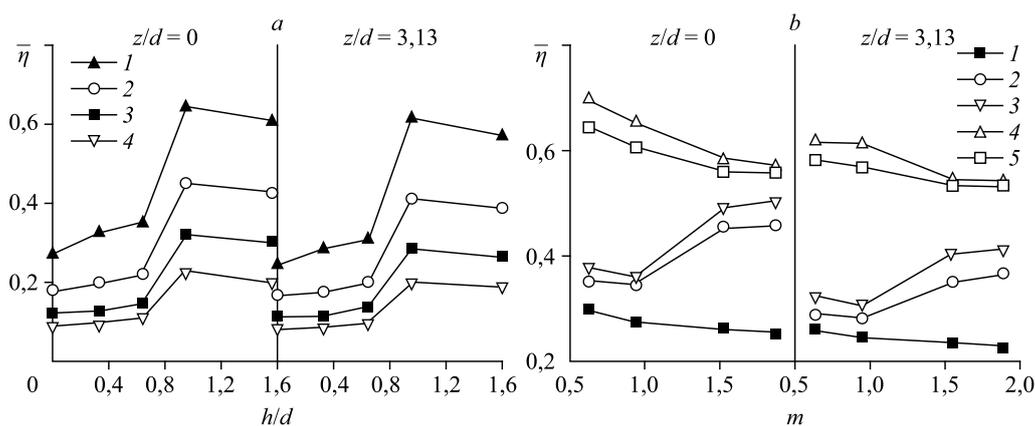


Рис. 5. Влияние глубины траншеи h/d (а) и параметра вдува m (б) на величину интегральной тепловой эффективности при $z/d = 0$ и 3,13.

Непрерывные линии с маркерами — данные настоящего эксперимента;
а: $m = 0,94, x/d = 2$ (1), 5 (2), 10 (3), 20 (4); б: $x/d = 2, h = 0$ (1), 1 (2), 2 (3), 3 (4), 5 (5) мм.

Известно [1–3], что в случае классического вдува пристенной завесы через цилиндрические отверстия в защищаемой поверхности при росте величины параметра вдува тепловая эффективность пристенной завесы понижается. Снижение тепловой эффективности в измерениях достигает 25 % при изменении параметра вдува m от 0,63 до 1,88 (см. рис. 5b). Это качественно согласуется с данными, приведенными в обобщающих монографиях [1–3]. Для измерений, выполненных в настоящей работе, характерно увеличение тепловой эффективности при малых глубинах траншеи ($h = 1$ и 2 мм, $h/d = 0,31$ и 0,62). При больших значениях глубины траншеи ($h \geq 3$ мм, $h/d \geq 0,94$) получено снижение величины тепловой эффективности при увеличении m . Причины этого требуют дополнительного исследования локальной структуры течения.

Сравнения с данными других работ для случая вдува пристенной газовой завесы через цилиндрические отверстия в траншее

Авторы выполнили сравнение полученных результатов с данными измерений работ [18, 19, 21, 23] и численных расчетов [26, 28, 29]. Условия проведения экспериментов и численных расчетов приведены в табл. 1 и 2. Необходимо отметить, что конфигурация, числа Рейнольдса, скорости основного и вторичного течений и уровень

Таблица 1

Условия проведения экспериментальных работ, посвященных исследованию тепловой эффективности при вдуве пристенной завесы через отверстия в поперечной траншее

Источник	Метод измерений	Основные параметры основного и вторичного течений	Исследованные параметры
Работа [18]	ИК*	$d = 4,1$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $U_1 = 30,8$ м/с, $T_1 = 296$ К, $T_2 = 231$ К, $h = 2,05$ мм, $m = 0,3 - 2$, $h/d = 0,5$, $Re_H = 1,06 \cdot 10^6$, $Re_d = 0,7 \cdot 10^4$, $DR = 1,3$, $Tu_1 = 5$ %.	Локальная и осредненная тепловые эффективности
Работа [19]	ИК	$d = 12,7$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $U_1 = 13,8$ м/с $T_1 = 321$ К, $T_2 = 296$ К, $h = 9,5$ мм, $m = 0,5 - 2$, $h/d = 0,75$, $Re_d = 1,1 \cdot 10^4$, $Re_H = 7,3 \cdot 10^4$, $DR = 1,08$, $Tu_1 = 2$ %.	Локальная и осредненная тепловые эффективности
Работа [21]	Термопарные измерения	$d = 3,2$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $U_1 = 35 - 37$ м/с, $T_1 = 298 - 306$ К, $T_2 = 338 - 353$ К, $h = 2,4$ мм, $m = 0,5 - 2,5$, $h/d = 0,75$, $Re_d = 0,7 \cdot 10^4$, $Re_H = 1 \cdot 10^5$, $DR = 0,84 - 0,87$, $Tu_1 = 1$ %.	Локальная и осредненная тепловые эффективности
Работа [23]	ИК	$d = 3,2$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $U_1 = 10$ м/с, $T_1 = 293$ К, $T_2 = 330$ К, $h = 1 - 5$ мм, $m = 0,6 - 1,9$, $h/d = 0,3 - 1,6$, $Re_d = (0,1 - 0,3) \cdot 10^4$, $Re_H = 1,3 \cdot 10^4$, $DR = 0,9$	Локальная и осредненная тепловые эффективности
Настоящее исследование	ИК	$d = 3,2$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $U_1 = 10$ м/с, $T_1 = 293$ К, $T_2 = 330$ К, $h = 1 - 5$ мм, $m = 0,6 - 1,88$, $h/d = 0,3 - 1,6$, $Re_d = (0,1 - 0,3) \cdot 10^4$, $Re_H = 1,3 \cdot 10^4$, $DR = 0,9$, $Tu_1 = 2$ %.	Локальная и осредненная тепловые эффективности

* ИК — инфракрасная камера, $Re_d = U_2 d / \nu_2$, $Re_H = U_1 H / \nu_1$, H — высота канала.

Таблица 2

Условия проведения численных работ по исследованию вдува пристенной завесы через отверстия в поперечной траншее

Источник	Метод измерений	Основные параметры основного и вторичного течений	Исследованные параметры
Работа [26]	RANS* + realizable $k-\epsilon$ (Fluent)	$d = 3,2$ и $12,7$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $U_1 = 13,8$ и $30,8$ м/с, $T_1 = 321$ и 300 К, $T_2 = 296$ и 231 К, $h = 2,4 - 12,7$ мм, $m = 0,5 - 2$, $h/d = 0,5 - 1$, $Re_d = 0,7 \cdot 10^4$, $Re_H = 1,06 \cdot 10^6$, $DR = 1,08$ и $1,3$, $Tu_1 = 1$ и 2 %.	Локальная и осредненная тепловые эффективности
Работа [28]	RANS + SMC*	$d = 3,2$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $U_1 = 35$ м/с, $T_1 = 303$ К, $T_2 = 338 - 353$ К, $h = 2,4$ мм, $m = 0,5 - 2,5$, $h/d = 0,75$, $Re_d = 0,7 \cdot 10^4$, $Re_H = 10^5$, $DR = 0,85$, $Tu_1 = 1$ %.	Локальная и осредненная тепловые эффективности
Работа [30]	LES* (Fluent)	$d = 12,7$ мм, $\alpha = 35^\circ$, $U_1 = 20$ м/с, $T_1 = 300$ К, $T_2 = 150$ К, $m = 0,5$ и 1 , $h/d = 0,75$, $Re_d = 1,6 \cdot 10^4$, $DR = 2$, величина Tu_1 авторами не указана.	Локальная и осредненная тепловые эффективности, осредненная и пульсационная структура потока, завихренность и Q -критерий

* RANS — Reynolds Averaged Navier–Stokes, SMC — Second-Moment Closure (модель переноса рейнольдсовых напряжений), LES — Large Eddy Simulation (метод моделирования крупных вихрей), $Re_d = U_2 d / \nu_2$, $Re_H = U_1 H / \nu_1$, H — высота канала.

турбулентности во входном сечении для измерений [18, 19, 21, 23] и численных расчетов [26, 28, 29] отличаются от условий измерений, имеющих место в настоящей работе. Исключение составляет недавняя работа авторов [23], где измерения проводились на том же экспериментальном стенде и в близких начальных условиях, за исключением глубины траншеи. Отметим, что все данные табл. 1 и 2 получены при одинаковом угле вдува вторичного потока ($\alpha = 30^\circ$), за исключением численной работы [30] ($\alpha = 35^\circ$). Настоящие измерения выполнены при $m = 0,94$, $U_1 = 10$ м/с, $U_2 = 10,5$ м/с, $T_1 = 293$ К, $T_2 = 330$ К и $h = 1, 2, 3$ мм. Результаты сопоставления осредненной тепловой эффективности $\bar{\eta}$ для случаев вдува через цилиндрические отверстия в поперечную траншею с данными других работ представлены на рис. 6. Результаты сопоставления приведены в виде зависимостей осредненной тепловой эффективности $\bar{\eta}$ от безразмерного параметра

$$\xi = \frac{x}{m d} \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} Re_d \right)^{-1/4}, \text{ широко используемого в теории газовых пристенных завес [1–5],}$$

где x/d — относительная продольная координата, $Re_d = U_2 d / \nu_2 = 1687$ — число Рейнольдса, построенное по параметрам вторичного пристенного потока. Использование параметра ξ позволяет учесть влияние геометрии течения, различных скоростей вторичного потока и теплофизических условий проведения измерений. В целом наблюдается удовлетворительное согласование полученных результатов экспериментов с данными других работ. Необходимо отметить, что экспериментальные и численные данные различных работ заметно отличаются друг от друга (максимальное отличие достигает двух раз) и представленные авторами результаты находятся в общем диапазоне изменения этих данных.

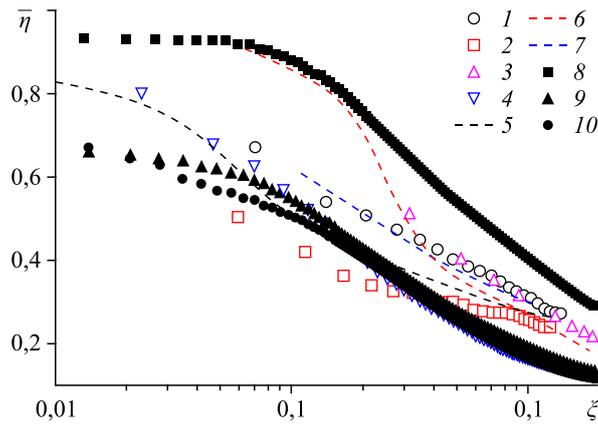


Рис. 6. Сравнение распределений интегральной тепловой эффективности по длине канала для вдува пристенной струи через цилиндрические отверстия в поперечной траншее с данными других работ.

Символы — результаты измерений; светлые символы и штриховые линии — результаты экспериментов [18] (1), [19] (2), [21] (3), [23] (4) и численных расчетов [26] (5), [29] (6), [30] (7) соответственно; темные символы — результаты измерений авторов настоящей работы для $h = 1$ ($h/d = 0,31$) (8), 2 ($h/d = 0,62$) (9) и 3 ($h/d = 0,94$) (10) мм; $m = 0,94$.

Заключение

Представлены результаты экспериментального исследования тепловой эффективности в пристенной газовой завесе, вдуваемой через наклонные отверстия в поперечную к потоку траншею. Проведено сравнение тепловой эффективности пристенной газовой завесы при вдуве через цилиндрические отверстия без траншеи и в траншею. Измерения выполнены с использованием ИК-термографии.

Тепловая эффективность газовой завесы при вдуве через отверстия в траншею значительно превышает соответствующую величину для классической подачи пристенного охладителя. При вдуве в траншею для экспериментальных данных характерным является незначительное влияние параметра вдува на тепловую эффективность пристенной завесы для всех исследованных в работе траншей. Установлено, что увеличение глубины траншеи повышает тепловую эффективность пристенной газовой завесы. Максимальное увеличение тепловой эффективности достигается для траншеи глубиной $h/d = 0,94$. Выполнены сопоставления данных собственных измерений с работами других авторов для случаев вдува через отверстия в поперечную траншею.

Список литературы

1. Волчков Э.П. Пристенные газовые завесы. Новосибирск: Наука, 1983. 240 с.
2. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985. 320 с.
3. Han J.C., Dutta S., Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012. 887 p.
4. Goldstein R.J. Film cooling // Adv. Heat Transfer. 1971. Vol. 7. P. 321–378.
5. Волчков Э.П., Лебедев В.П., Терехов В.И. Теплообмен в турбулентных пристенных струйных течениях // Теплофизика и аэромеханика. 1997. Т. 4, № 2. С. 195–210.
6. Leontiev A.I. Heat and mass transfer problems in film cooling // ASME J. Heat Transfer 1999. Vol. 121. P. 509–527.
7. Bunker R.S. A review of shaped hole turbine film cooling technology // ASME J. Heat Transfer. 2005. Vol. 127. P. 441–453.
8. Acharya S., Kanani Y. Advances in film cooling heat transfer // Adv. Heat Transfer. 2017. Vol. 49. P. 91–156.

9. Zhang J.Z., Zhang S.C., Wang C.H., Tan X.M. Recent advances in film cooling enhancement: a review // Chinese J. Aeronautics. 2020. Vol. 33. P. 1119–1136.
10. Andreopoulos J., Rodi W. An experimental investigation of jets in crossflow // J. Fluid Mech. 1984. Vol. 138. P. 93–127.
11. Гиршович Т.А. Турбулентные струи в поперечном потоке. М.: Машиностроение, 1993. 251 с.
12. Fric T.F., Roshko A. Vortical structures in the wake of a transverse jet // J. Fluid Mech. 1994. Vol. 279. P. 1–47.
13. Haven B.A., Kurosaka M. Kidney and anti-kidney vortices in crossflow jets // J. Fluid Mech. 1997. Vol. 352. P. 27–64.
14. New T.H., Lim T.T., Luo S.C. Elliptic jets in cross flow // J. Fluid Mech. 2003. Vol. 494. P. 119–140.
15. Singh K., Premachandran B., Ravi M.R. Experimental and numerical studies on film cooling with reverse backward coolant injection // Int. J. Thermal Sci. 2017. Vol. 111. P. 390–408.
16. Gritsch M., Schulz A., Wittig S. Adiabatic wall effectiveness measurements of film-cooling holes with expanded exits // ASME J. Turbomach. 1998. Vol. 120. P. 549–556.
17. Khalatov A., E S.J., Wang D.Y., Borisov I. Film cooling evaluation of a single array of triangular craters // Int. J. Heat Mass Transfer. 2020. Vol. 159. P. 120055-1–120055-9.
18. Wayne S.K., Bogard D.G. High-resolution film cooling effectiveness measurements of axial holes embedded in a transverse trench with various trench configurations // ASME J. Turbomach. 2007. Vol. 129. P. 294–302.
19. 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 // ASME J. Turbomach. 2009. Vol. 131. P. 011003-1–011003-13.
20. Sundaram N., Thole K.A. Film-cooling flow fields with trenched holes on an end wall // ASME J. Turbomach. 2009. Vol. 131. P. 041007-1–041007-10.
21. 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.
22. Zhang T., Pu J., Xu S., Wang J.H., Wu W.L., Wang F.Q. Experimental study of transverse trench effect on unsteady film cooling effectiveness of backward cylindrical-holes with various compound angles // Int. J. Thermal Sci. 2021. Vol. 159. P. 106563-1–106563-15.
23. Chokhar I.A., Dyachenko A.Yu., Pakhomov M.A., Philippov M.V., Terekhov V.I. Experimental study of the effect of a transverse trench depth on film cooling effectiveness // Case Studies Thermal Engng. 2021. Vol. 25. P. 100934-1–100934-12.
24. Пахомов М.А., Терехов В.В., Филиппов М.В., Чохар И.А., Шаров К.А., Терехов В.И. Структура течения в пристенной газовой завесе при ее вдуве через круглые отверстия, расположенные в поперечной траншее // Теплофизика и аэромеханика. 2021. Т. 28, № 3. С. 331–341.
25. Islami S.B., Tabrizi S.P.A., Jubran B.A. Computational investigation of film cooling from trenched holes near the leading edge of a turbine blade // Num. Heat Transfer. Part A. 2007. Vol. 53. P. 308-322.
26. Oguntade H.I., Andrews G.E., Burns A.D., Derek B., Ingham D.B., Pourkashanian M. Improved trench film cooling with shaped trench outlets // ASME J. Turbomach. 2013. Vol. 135. P. 021009-1–021009-10.
27. Lee K.D., Kim K.Y. Film cooling performance of cylindrical holes embedded in a transverse trench // Num. Heat Transfer. Part A. 2014. Vol. 65. P. 127–143.
28. Халатов А.А., Панченко Н.А., Борисов И.И., Северина В.В. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при подаче охладителя через отверстия в траншее // Инж.-физ. журн. 2017. Т. 90, № 3. С. 670–677.
29. 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.
30. Hou R., Wen F.B., Luo Y.X., Tang X.L., Wang S.T. Large eddy simulation of film cooling flow from round and trenched holes // Int. J. Heat Mass Transfer. 2019. Vol. 144. P. 118631-1–118631-13.

*Статья поступила в редакцию 27 мая 2022 г.,
после доработки — 8 июля 2022 г.,
принята к публикации 2 сентября 2022 г.*