

ОБЗОР ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПЛОСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ**А.И. Мельников**melantosha@yandex.ru
SPIN-код: 3194-9880

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Выполнен обзор статей, содержащих описание экспериментальных исследований эффективности пленочного охлаждения плоской поверхности. Пленочное охлаждение является одним из основных и наиболее эффективных способов охлаждения лопаток современных высокотемпературных газовых турбин, поэтому непрерывно ведутся исследования в поисках новых путей повышения эффективности пленочного охлаждения. Основным направлением таких исследований является поиск оптимальной формы отверстий для вдува охлаждающего воздуха и оптимальной схемы расположения этих отверстий на защищаемой поверхности. Экспериментальные исследования эффективности пленочного охлаждения требуют больших временных и материальных затрат, поэтому часто при исследовании нового инженерного решения ограничиваются численными расчетами. Однако численные модели для получения адекватных результатов расчета все равно требуют верификации по экспериментальным данным. В данном обзоре рассмотрены статьи с описаниями экспериментов по определению эффективности пленочного охлаждения плоской поверхности при однорядном вдуве охладителя, в которых приведены все данные, необходимые для верификации как численных расчетных моделей, либо полуаналитических методик. Проведено сравнение экспериментальных данных с результатами расчета эффективности пленочного охлаждения по формуле Кутателадзе — Леонтьева.

Ключевые слова

Пленочное охлаждение, эффективность пленочного охлаждения, плоская поверхность, экспериментальные данные, вдув охладителя, ряд отверстий, адиабатическая стенка, верификация

Поступила в редакцию 17.10.2018
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Введение. Главным способом термодинамического совершенствования газотурбинных двигателей и установок является повышение температуры газа перед турбиной. В современных газовых турбинах данная температура превышает температуры плавления материалов, из которых изготавливают лопатки, в результате чего возникает потребность их охлаждения. С этой целью применяют системы внутреннего и внешнего охлаждения, где в качестве охладителя используется воздух, отбираемый от компрессора. Пленочное охлаждение — способ внешнего

охлаждения, принцип действия которого заключается в формировании на защищаемой поверхности пленки из относительно холодного газа. Пленочное охлаждение является одним из основных способов тепловой защиты лопаток современных высокотемпературных газовых турбин.

Для определения температурного состояния лопатки при пленочном охлаждении необходим точный расчет. В настоящее время широко развиваются численные методы расчета, однако они не являются совершенными, поскольку для их верификации требуются экспериментальные данные. Экспериментальные данные необходимы также при разработке или уточнении полуаналитических методов расчета.

Верификацию расчетов физических процессов удобно проводить на простых моделях. В случае пленочного охлаждения лопатки турбины такой моделью служит вдув охладителя через ряд отверстий на плоской поверхности. Выполним обзор современных экспериментов по исследованию эффективности пленочного охлаждения плоской поверхности со вдувом газа через ряд отверстий, в описаниях которых приведены все граничные условия, необходимые для верификации.

Основные обозначения

AR — отношение площадей поперечных сечений отверстия вдува на выходе и на входе;

D — диаметр отверстия вдува;

$DR = \frac{\rho_j}{\rho_\infty}$ — отношение плотностей вдуваемого и основного потоков;

$I = \frac{\rho_j V_j^2}{\rho_\infty V_\infty^2}$ — параметр потока импульса;

L — длина отверстия вдува;

$M = \frac{\rho_j V_j}{\rho_\infty V_\infty}$ — параметр вдува;

Ma — число Маха;

P — шаг между отверстиями в ряду;

p — статическое давление;

Re — число Рейнольдса;

T — температура;

Tu — степень турбулентности основного невозмущенного потока;

V — скорость;

$VR = \frac{V_j}{V_\infty}$ — отношение скоростей вдуваемого и основного потоков;

α — угол наклона отверстий вдува к защищаемой поверхности;

μ — динамическая вязкость;

$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_j}$ — локальная адиабатическая эффективность пленочного

охлаждения;

$\bar{\eta}$ — поперечно осредненная эффективность пленочного охлаждения;

ρ_{∞} — плотность основного потока;

ρ_j — плотность вдуваемого потока на выходе из отверстия.

Индексы

∞ — основной поток;

aw — адиабатическая стенка;

j — вдуваемый поток.

Геометрия отверстий в рассматриваемых экспериментах. В данном обзоре рассмотрены эксперименты, в которых применяются различные отверстия для вдува охладителя. Их эскизы изображены на рис. 1.

Основные расчетные формулы. При проведении экспериментов по исследованию эффективности пленочного охлаждения поверхности измеряют распределение температуры адиабатической стенки T_{aw} , т. е. стенки, теплопроводностью которой можно пренебречь. Таким образом, T_{aw} теоретически соответствует температуре пристеночного газового слоя. По температуре T_{aw} , температуре основного потока T_{∞} и температуре вдуваемого охладителя T_j определяют локальные значения адиабатической эффективности пленочного охлаждения η .

Адиабатическую эффективность пленочного охлаждения (*adiabatic film cooling effectiveness*) в отечественной литературе также называют эффективностью газовой завесы.

В расчетах используют понятие поперечно осредненной эффективности

$$\bar{\eta}(X) = \frac{1}{P} \int_{-P/2}^{P/2} \eta(X, Z) dZ.$$

Оно характеризует общий эффект газовой завесы на ширине шага отверстий.

Для решения стационарных задач по расчету эффективности пленочного охлаждения кроме геометрии отверстий необходимо знать следующие граничные условия.

• Параметры основного потока на входе в область охлаждения:

– статическое давление p_{∞} (в дальнейшем, в силу постоянства площади поперечного сечения канала и относительно малой протяженности охлаждаемого участка, будем считать, что статические давления основного потока на входе и на выходе в область охлаждения примерно одинаковы);

– температура T_{∞} ;

– скорость V_{∞} .

• Параметры вдуваемого потока на выходе из отверстий:

– статическое давление p_j (его можно считать равным статическому давлению основного потока);

– температура T_j ;

– скорость V_j .

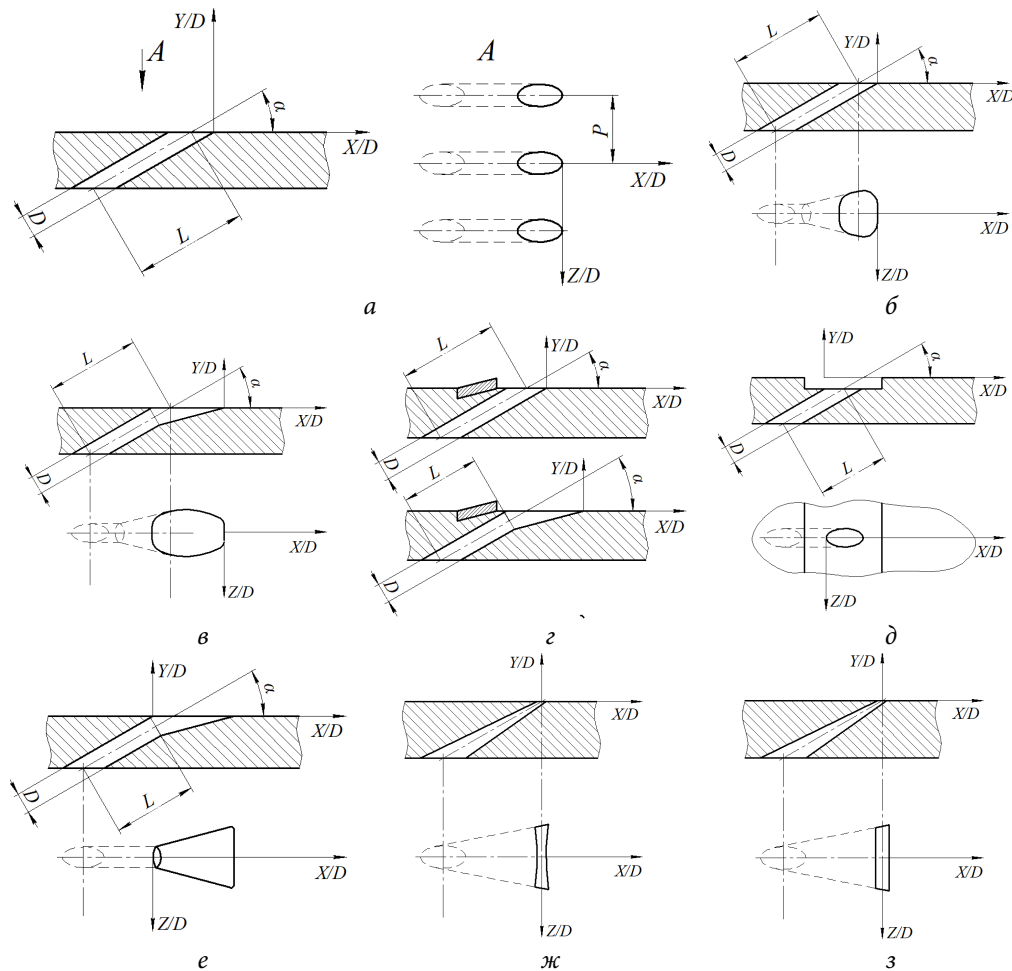


Рис. 1. Отверстия для вдува охладителя в основной поток:

а — цилиндрические отверстия; б — профилированное отверстие типа *fan-shaped hole*; в — профилированное отверстие типа *laidback fan-shaped hole*; г — цилиндрическое отверстие в траншее; е — профилированное диффузорное отверстие; ж — отверстие типа *waist-shaped hole*; з — отверстие щелевого типа

В различных статьях граничные условия приведены в различных формах, поэтому приходится пересчитывать граничные условия, пользуясь приведенными ниже зависимостями.

Часто не задана одна из температур, но задано отношение плотностей вдуваемого и основного потоков DR , тогда

$$\frac{T_\infty}{T_j} = \frac{\rho_j}{\rho_\infty} = DR.$$

Это соотношение следует из уравнения состояния газа основного и вдуваемого потоков:

$$p_{\infty} = \rho_{\infty} R_{\infty} T_{\infty};$$

$$p_j = \rho_j R_j T_j,$$

где R_{∞} и R_j —газовые постоянные основного и вдуваемого потоков соответственно.

В большинстве экспериментов в качестве основного и вдуваемого тела используется воздух, поэтому $R_{\infty} = R_j = R \approx 287$ Дж/(кг·К).

Режим охлаждения характеризует безразмерный параметр вдува M . Он связан соотношениями плотностей DR и скоростей VR следующим образом:

$$M = DR \cdot VR.$$

Нередко в статьях вместо параметра вдува используют параметр потока импульса I . Для данного параметра можно записать следующие соотношения:

$$I = DR \cdot VR^2 = M \cdot VR.$$

Зная I и VR , можно найти M :

$$M = \frac{I}{VR}.$$

Если не задана одна из скоростей, ее можно найти из отношения скоростей VR :

$$VR = \frac{V_j}{V_{\infty}} = \frac{M}{DR} = \frac{I}{M} = \sqrt{\frac{I}{DR}}.$$

В некоторых статьях дано число Маха Ma_{∞} основного потока вместо его скорости.

$$Ma_{\infty} = \frac{V_{\infty}}{\sqrt{kR_{\infty}T_{\infty}}},$$

где k —постоянная адиабаты, для воздуха $k \approx 1,4$.

Тогда скорость можно найти так

$$V_{\infty} = Ma_{\infty} \sqrt{kR_{\infty}T_{\infty}}.$$

Описание статей. В работе *Sinha et. al.*, 1991 [1] проведено 12 экспериментов по определению локальной и осредненной эффективности пленочного охлаждения на осевой линии. Рассмотрен вдув охлаждающего воздуха через ряд из семи цилиндрических отверстий с $L/D = 3,5$. Эксперименты проведены для отношений плотностей $DR = 1,2; 1,6$ и $2,0$. Также выполнены измерения поперечного распределения эффективности в двух сечениях ($X/D = 1$ и 15) для случая $DR = 2,0$ при $M = 0,5; 0,8$ и $1,0$. Измерения проводятся на участке от $X/D = 1$ до 60 . В данной работе используется экспериментальная установка,

в которой вдуваемый воздух охлаждается в теплообменном аппарате жидким азотом.

В статье *Schmidt et al.*, 1996 [2] описаны эксперименты для $DR = 2,0$ и $M = 0,6; 1,0$ и $2,0$ при различных степенях турбулентности $Tu = 0,3; 10$ и 17% . В ней представлены экспериментальные данные о локальной эффективности на осевой линии в диапазоне от $X/D = 1$ до 90 . Поперечно осредненная эффективность рассчитана для трех сечений: $X/D = 3; 25$ и 90 . Также приведено распределение локальной эффективности в четырехпоперечных сечениях: $X/D = 3; 8; 10$ и 40 — для шероховатой и гладкой поверхности. Рассмотрен вдув через ряд из пяти цилиндрических отверстий с $L/D = 6$.

В работе *Kohli et al.*, 1997 [3] рассмотрен вдув через ряд из девяти цилиндрических отверстий двух конфигураций: наклоненных к поверхности под углами $\alpha = 35^\circ$ и 55° . При $\alpha = 55^\circ$ $L/D = 2,8$. Для обоих значений углов α измерения проведены при $DR = 1,6$ для $M = 0,5$ и $1,0$ на участке от $X/D = 1$ до 60 . Для случая с $\alpha = 55^\circ$ указаны значения поперечно осредненной эффективности в четырех сечениях: $X/D = 3; 6; 10$ и 15 . Также в данной работе для случая $\alpha = 55^\circ$ описаны поля распределения температуры газа в продольном осевом и в шести поперечных сечениях ($X/D = 0; 3; 6; 10; 15$ и 30) при $M = 0,4$ и $DR = 1,6$. Кроме того, при тех же параметрах в продольном осевом сечении приведено поле значений уровня турбулентности. В экспериментальной установке вдуваемый воздух охлаждается жидким азотом, как и в [1].

В статье *Gritsch et al.*, 1998 [4] рассмотрен вдув через одно отверстие с $L/D = 6$. Проведено 9 экспериментов по определению эффективности пленочного охлаждения для трех различных отверстий вдува: цилиндрического, профилированного, типа *fan-shaped hole* (см. рис. 1, б), и профилированного, типа *laidback fan-shaped hole* (см. рис. 1, в). Эксперименты проведены при $DR = 1,85, M = 0,5; 1,0; 1,5$, для каждого типа отверстий при невысокой степени турбулентности основного потока ($Tu < 2\%$). Значения локальной эффективности определены на осевой линии в диапазоне от $X/D = 1$ до 10 . Поля распределения локальной эффективности по защищаемой поверхности и значения поперечно осредненной эффективности описаны на участке от $X/D = 1$ до 8 . Приведено поперечное распределение эффективности в одном сечении $X/D = 6$ для каждого типа отверстий при $M = 0,5; 1,0$ и $1,5$. Выполнено исследование влияния числа Маха основного потока на значения поперечноосредненной эффективности при $Ma_\infty = 0,3; 0,6; 1,2$ и $M = 0,5; 1,0; 1,5$. Особенностью экспериментальной установки является вдув охладителя из канала, параллельного основному, что позволило провести в данной работе исследование влияния скорости охладителя в параллельном канале на эффективность охлаждения, при этом рассматриваются два случая выдува охладителя в основной поток: вдоль и поперек потока. В данном исследовании измерения были проведены для двух значения числа Маха в канале охладителя (0 и $0,3$) при $M = 0,5; 1,0; 1,5$.

В работе *Lutum et al.*, 1999 [5] исследовано влияние относительной длины отверстия выдува на эффективность пленочного охлаждения. Рассмотрен ряд из семи наклонных цилиндрических отверстий. Экспериментально получена локальная и осредненная эффективности при пяти различных отношениях длины отверстия к его диаметру ($L/D = 1,75; 3,5; 5,7$ и 18). В экспериментах $DR = 1,15$, $M = 0,52; 0,81; 1,15$ и $1,56$, $Tu = 3,5\%$. Значения эффективности охлаждения определяются на участке от $X/D = 5$ до 50 .

В статье *Saumweber et al.*, 2003 [6] описываются 18 экспериментов по определению осредненной эффективности для ряда из трех отверстий вдува с $L/D = 6$. Рассмотрены отверстия трех типов, таких же, как в работе [4]. Эксперименты проведены при $DR = 1,7$, $Tu = 3,6; 7,5; 11\%$. Для цилиндрических отверстий $M = 0,5; 0,75; 1,0; 1,25; 1,5$. Для профилированных отверстий $M = 0,5; 0,75; 1,0; 1,5; 2,5$. Значения поперечно осредненной эффективности пленочного охлаждения в данной работе определены на участке от $X/D = 2$ до 22 .

В работе *Gritsch et al.*, 2005 [7] исследовано влияние на эффективность пленочного охлаждения геометрии отверстий вдува при вдуве через ряд из пяти отверстий. В экспериментах используются профильные отверстия 16 различных конфигураций (см. рис. 1, в): $L/D = 7,5; 9,5; 11,5$; $AR = 2,5; 3,5; 4,2; 4,7$; $P/D = 4; 6; 8$; $DR = 1,7$; $M = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5$. Приведены графики распределения поперечно осредненной эффективности на интервале от $X/D = 2$ до 48 .

В статье *Barigozzi et al.*, 2007 [8] рассмотрен вдув через ряд из трех отверстий с $L/D = 7$. Эксперименты выполнены с отверстиями четырех конфигураций: цилиндрическое, цилиндрическое за выступом (см. рис. 1, з), профилированное (см. рис. 1, в) и профилированное за выступом (см. рис. 1, г). Приведено распределение поперечно осредненной эффективности при $DR = 0,95$, $M = 0,3; 0,5; 1,0$. Для ряда простых цилиндрических отверстий для случая $M = 0,3$ представлено также распределение локальной эффективности на осевой линии. Значения эффективности указаны на участке от $X/D = 1$ до 15 . В статье также представлены поля температур в поперечных сечениях $X/D = 2$ и 6 для отверстий каждого типа при различных значениях параметра вдува. Заметим, что в экспериментах, описанных в данной статье, вдуваемый поток горячее основного.

В работе *Yiping Lu et al.*, 2007 [9] описаны эксперименты по исследованию вдува охладителя через ряд из шести цилиндрических отверстий, находящихся в траншее (см. рис. 1, д). Рассмотрены траншеи различной ширины и глубины. Также для сравнения проведены эксперименты с простыми цилиндрическими (см. рис. 1, а) и с профилированными (см. рис. 1, е) отверстиями. Показано распределение осредненной эффективности для восьми конфигураций отверстий. $DR = 1,07$, $M = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$, $Tu = 2\%$.

В работе *Cun-liang Liu et al.*, 2012 [10] приведены данные исследования эффективности пленочного охлаждения при вдуве через ряд из пяти отверстий. Рассмотрены три варианта отверстий: отверстия типа *waist-shaped* (см. рис. 1, ж)

с $AR = 1,2$ и два отверстия щелевого типа (*consolehole*) с $AR = 0,67$ (см. рис. 1, з). Приведены данные по осредненной эффективности для $DR = 0,94$, $I = 0,5$; 1,0; 2,0; 4,0. Экспериментальные данные в данной работе дополнены численным расчетом.

Геометрические параметры отверстий и граничные условия экспериментов, описанных в перечисленных выше статьях, представлены в табл. 1.

При верификации расчетных моделей можно использовать теорию подобия физических процессов. Поэтому при исследовании эффективности пленочного охлаждения интерес представляют безразмерные параметры, такие как параметр вдува, отношение плотностей, отношение скоростей, параметр потока импульса, геометрические параметры, приведенные к диаметру отверстий вдува. Диапазоны изменения параметров, характеризующих режим истечения вдуваемого газа, а также диапазоны продольной координаты, на которых проводились измерения в рассмотренных экспериментах, определены их минимальными и максимальными значениями (табл. 2).

Анализ некоторых экспериментальных данных. Проанализируем экспериментальные данные из *Sinha et al.* 1991 [1], сравнив их с результатами расчета эффективности пленочного охлаждения по известной формуле Кутателадзе — Леонтьева [11], полученной для случая вдува охладителя через щель высотой s :

$$\eta = \left[1 + 0,25 \operatorname{Re}_j^{-0,25} \left(\frac{X}{Ms} \right) \right]^{-0,8},$$

где $\operatorname{Re}_j = \frac{\rho_j V_j s}{\mu_j}$ — число Рейнольдса вдуваемого потока.

Поскольку в данной работе рассмотрен вдув охладителя в основной поток через ряд отверстий, для расчета эффективности пленочного охлаждения по вышеприведенному соотношению необходимо воспользоваться понятием эквивалентной щели [12], имеющей высоту

$$s_э = \frac{\pi D^2}{4P}.$$

Тогда число Рейнольдса

$$\operatorname{Re}_j = \frac{\rho_j V_j s_э}{\mu_j},$$

а эффективность пленочного охлаждения

$$\eta = \left[1 + 0,25 \operatorname{Re}_j^{-0,25} \left(\frac{X}{Ms_э} \right) \right]^{-0,8}.$$

Таблица 1

Основные условия проведения рассмогранных экспериментов

Источник	Геометрия				Граничные условия								
	AR	α , град	D, мм	P/D	L/D	Число отверстий	p_{∞} , атм	T_{∞} , К	V_{∞} , м/с	p , атм	T , К	V , м/с	Tu , %
Sinha et. al., 1991 [1]	1	35	12,7	3	3,5	7	≈ 1	300	20	≈ 1	var	var	0,2
Schmidt et. al., 1996 [2]	1	30	12,7	6,5	6	5	≈ 1	300	10	≈ 1	150	var	var
Kohli et. al., 1997 [3]	1	35; 55	11,1	3	2,8	9	≈ 1	300	var	≈ 1	190	6,3	0,2
Gritsch et. al., 1998 [4]	1; > 1	30	10	—	6	1	≈ 1	540	280	≈ 1	290	var	< 2
Lutumet al., 1999 [5]	1	35	4	2,86	var	7	≈ 1	337	115	≈ 1	293	var	3,5
Saumweber et. al., 2003 [6]	1; > 1	30	5	4	6	3	≈ 1	540	140	≈ 1	386	var	var
Gritschetal., 2005 [7]	> 1	30	4	var	var	5	1	340	110	≈ 1	295	var	4
Barigozziet al., 2007 [8]	1; > 1	30	5	6	7	3	≈ 1	293	20	≈ 1	308	var	0,5
YipingLuet al., 2007 [9]	1; > 1	30	12,7	3	2	6	≈ 1	321	13,8	≈ 1	296	var	2
Cun-liang Liu et al., 2012 [10]	> 1; < 1	35	10	3,5	-	5	≈ 1	310	17	≈ 1	330	var	2

Таблица 2

Диапазоны изменения безразмерных параметров в экспериментах по определению эффективности пленочного охлаждения

Источник	M		DR		VR		I		X/D	
	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
Sinha et. al., 1991 [1]	0,25	1,00	1,20	2,00	0,21	0,50	0,05	0,50	1	60
Schmidt et. al., 1996 [2]	0,40	2,00	2,00	2,00	0,20	1,00	0,08	2,00	1	90
Kohli et. al., 1997 [3]	0,50	1,00	1,60	1,60	0,31	0,63	0,16	0,63	1	50
Gritsch et. al., 1998 [4]	0,50	1,50	1,85	1,85	0,27	0,81	0,14	1,22	1	10
Lutumet al., 1999 [5]	0,52	1,56	1,15	1,15	0,46	1,38	0,24	2,15	5	50
Saumweber et. al., 2003 [6]	0,50	2,50	1,70	1,70	0,29	1,47	0,15	3,68	2	22
Gritschetal., 2005 [7]	0,50	2,50	1,70	1,70	0,29	1,47	0,15	3,68	2	48
Barigozziet al., 2007 [8]	0,30	1,00	0,95	0,95	0,32	1,05	0,10	1,05	1	15
YipingLuet al., 2007 [9]	0,50	2,00	1,07	1,07	0,47	1,87	0,23	3,74	2	22
Cun-liang Liu et al., 2012 [10]	0,69	1,94	0,94	0,94	0,73	2,06	0,5	4,00	3	35

Результаты сравнения экспериментальных данных с аналитическим соотношением представлены на рис. 2.

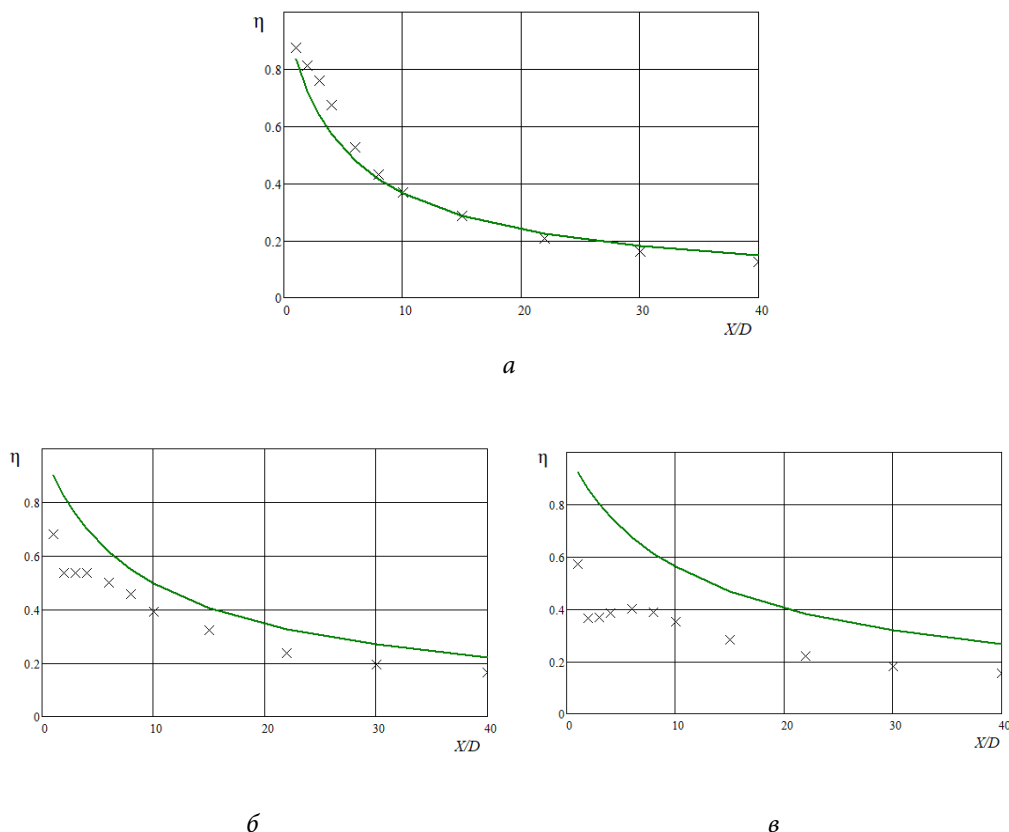


Рис. 2. Сравнение значений локальной эффективности на оси X в эксперименте *Sinha et al.*, 1991 [1] (точки) с результатами расчета эффективности пленочного охлаждения по формуле Кутателадзе — Леонтьева (кривая) при $DR = 2,0$:

$a - M = 0,5$; $б - M = 0,8$; $в - M = 1,0$

Как видно на рис. 2, при $M = 0,5$ результаты эксперимента и расчета хорошо совпадают, но при $M = 0,8$ и $1,0$ аналитическая кривая ложится выше экспериментальных точек. Это объясняется тем, что аналитическая формула Кутателадзе — Леонтьева получена на основе интегральных уравнений пограничного слоя для щелевого вдува и не учитывает струйный характер истечения охладителя из отверстий. При $M = 0,8$ и $1,0$ наблюдается отрыв струи охладителя от защищаемой поверхности на начальном участке, в результате чего охладитель интенсивнее смешивается с основным потоком и эффективность охлаждения падает.

Заключение. Среди отобранных статей наиболее содержательными в плане наличия комплексных экспериментальных данных являются статьи *Sinha et al.* 1991 [1], *Schmidt et al.*, 1996 [2], *Gritsch et al.*, 1998 [4]. Эти статьи содержат данные как по локальным, так и по осредненным эффективностям. Также в них приведе-

ны поперечные распределения локальной эффективности для некоторых сечений. На указанные выше статьи часто ссылаются в различных научных работах по исследованию пленочного охлаждения. К этому ряду также следует отнести статью *Lutum et al.*, 1999 [5], но в ней не приведены поперечные распределения эффективности.

Для повышения эффективности пленочного охлаждения лопаток современных газовых турбин применяют профилированные отверстия. Поэтому наиболее актуальными являются статьи *Gritsch et al.*, 1998 [4], *Saumweber et al.*, 2003 [6], *Gritsch et al.*, 2005 [7], *Barigozzi et al.*, 2007 [8], *Yiping Lu et al.*, 2007 [9], *Cun-liang Liu et al.*, 2012 [10]. Однако в статьях [6–10] не приведены поперечные распределения эффективности пленочного охлаждения в виде графиков, с которых удобно снимать данные.

При верификации стоит критично относиться к экспериментальным данным, поскольку в экспериментах невозможно обеспечить наличие идеальной адиабатической стенки, в результате чего экспериментальные значения эффективности пленочного охлаждения могут быть несколько искажены.

Литература

- [1] Sinha A.K., Bogard D.G., Crawford M.E. Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density Ratio. *J. Turbomach.*, 1991, vol. 113, no. 3, pp. 442–449.
- [2] Schmidt D.L., Bogard D.G. Effects of freestream turbulence and surface roughness on film cooling. *Proc. ASME*, 1996, paper no. 96-GT-462, pp. V004T09A049.
- [3] Kohli A., Bogard D.G. Adiabatic effectiveness, thermal fields, and velocity field for film cooling with large angle injection. *Proc. ASME*, 1995, paper no. 95-GT-219, pp. V004T09A044.
- [4] Gritsch M., Schulz A., Wittig S. Adiabatic wall effectiveness measurements of film cooling holes with expanded exits. *J. Turbomach.*, 1998, vol. 120, no. 3, pp. 549–556.
- [5] Lutum E., Johnson B.V. Influence of the hole length-to-diameter ratio on film cooling with cylindrical holes. *J. Turbomach.*, 1999, vol. 121, no. 2, pp. 209–216.
- [6] Saumweber C., Schulz A., Wittig S. Free-stream turbulence effects on film cooling with shaped holes. *J. Turbomach.*, 2003, vol. 125, no. 1, pp. 65–73.
- [7] Gritsch M., Colban W., Schär H., Döbbling K. Effect of hole geometry on the thermal performance of fan-shaped film cooling holes. *J. Turbomach.*, 2005, vol. 127, no. 4, pp. 718–725.
- [8] Barigozzi G., Franchini G., Perdichizzi A. The effect of an upstream ramp on cylindrical and fan-shaped hole film cooling. Part II — adiabatic effectiveness results. *Proc. ASME*, 2007, paper no. GT2007-27079, pp. 115–123.
- [9] 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. *Proc. ASME*, 2007, paper no. GT2007-27388, pp. 339–349.

- [10] Cun-liang L., Hui-ren Z., Jiang-tao B., Du-chun X. Experimental and numerical investigation on the film cooling of waist-shaped slot holes comparing with converging slot holes. *J. Turbomach.*, 2012, vol. 134, no. 1, pp. 011021-1–011021-11.
- [11] Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепловая завеса при турбулентном пограничном слое газа. *ТВТ*, 1963, Т. 1, № 2, с. 281–290.
- [12] Леонтьев А.И., Волчков Э.П., Лебедев В.П. *Тепловая защита стенок плазмотронов*. Низкотемпературная плазма. Т.15. Новосибирск, Наука СО, 1995, 328 с.

Мельников Антон Игоревич — студент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

REVIEW OF EXPERIMENTAL STUDIES OF THE EFFICIENCY OF FILM COOLING OF A FLAT SURFACE

A.I. Melnikov

melantosha@yandex.ru

SPIN-code: 3194-9880

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper deals with the review of articles containing descriptions of experimental researches of efficiency of film cooling of a flat surface. Film cooling is one of the main and most effective ways of cooling the blades of modern high-temperature gas turbines, therefore, continuously conducted research in search of new ways to improve the efficiency of film cooling. The paper is concerned that the main direction of such studies is to find the optimal shape of the holes for the cooling air injection and the optimal arrangement of these holes on the protected surface. Experimental studies of the efficiency of film cooling require a lot of time and material costs, so often in the study of new engineering solutions are limited to numerical calculations. However, numerical models to obtain adequate results of calculation still need to be verified by experimental data. The author showed that in this review were studied the articles describing experiments to determine the efficiency of film cooling of a flat surface with a single-row coolant injection, which provides all the data necessary for verification as numerical computational models or semi-analytical techniques. The author compared the experimental data with the results of calculating the efficiency of film cooling by the Kutateladze — Leontiev formula.

Keywords

Film cooling, efficiency of film cooling, flat surface, measured data, blowing of cooler, line of bore, adiabatic wall, verification

Received 17.10.2018

© Bauman Moscow State Technical University, 2018

References

- [1] Sinha A.K., Bogard D.G., Crawford M.E. Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density Ratio. *J. Turbomach.*, 1991, vol. 113, no. 3, pp. 442–449.
- [2] Schmidt D.L., Bogard D.G. Effects of freestream turbulence and surface roughness on film cooling. *Proc. ASME*, 1996, paper no. 96-GT-462, pp. V004T09A049.
- [3] Kohli A., Bogard D.G. Adiabatic effectiveness, thermal fields, and velocity field for film cooling with large angle injection. *Proc. ASME*, 1995, paper no. 95-GT-219, pp. V004T09A044.
- [4] Gritsch M., Schulz A., Wittig S. Adiabatic wall effectiveness measurements of film cooling holes with expanded exits. *J. Turbomach.*, 1998, vol. 120, no. 3, pp. 549–556.
- [5] Lutum E., Johnson V.V. Influence of the hole length-to-diameter ratio on film cooling with cylindrical holes. *J. Turbomach.*, 1999, vol. 121, no. 2, pp. 209–216.
- [6] Saumweber C., Schulz A., Wittig S. Free-stream turbulence effects on film cooling with shaped holes. *J. Turbomach.*, 2003, vol. 125, no. 1, pp. 65–73.

-
- [7] Gritsch M., Colban W., Schär H., Döbbling K. Effect of hole geometry on the thermal performance of fan-shaped film cooling holes. *J. Turbomach.*, 2005, vol. 127, no. 4, pp. 718–725.
- [8] Barigozzi G., Franchini G., Perdichizzi A. The effect of an upstream ramp on cylindrical and fan-shaped hole film cooling. Part II — adiabatic effectiveness results. *Proc. ASME*, 2007, paper no. GT2007-27079, pp. 115–123.
- [9] 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. *Proc. ASME*, 2007, paper no. GT2007-27388, pp. 339–349.
- [10] Cun-liang L., Hui-ren Z., Jiang-tao B., Du-chun X. Experimental and numerical investigation on the film cooling of waist-shaped slot holes comparing with converging slot holes. *J. Turbomach.*, 2012, vol. 134, no. 1, pp. 011021-1–011021-11.
- [11] Kutateladze S.S., Leont'yev A.I. Thermal curtain at turbulent boundary gas layer. *TVT*, 1963, vol. 1, no. 2, pp. 281–290.
- [12] Leont'yev A.I., Volchkov E.P., Lebedev V.P. Teplovaya zashchita stenok plazmotronov. Nizkotemperaturnaya plazma. T.15 [Thermal protection of plasmatron walls. Low-temperature plasma. Vol. 15]. Novosibirsk, Nauka SO publ., 1995, 328 p.

Melnikov A.I. — student, Department of Gas Turbine Power Plants and Renewable Energy, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.