



DOI: 10.18721/JEST.25403
УДК 532.529:536.24

Н.Н. Кортиков

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМОЙ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Предложен метод расчета неопределенностей, возникающих при использовании граничного условия третьего рода на характерных участках профиля охлаждаемой лопатки газовой турбины (плоская гладкая и оребренная стенки, а также стенка с газовой завесой). Показано, что неопределенность для гладкой стенки возрастает при увеличении значений чисел Био, при этом величина ошибки может достигнуть 1,47 % при числах Био, равных 1,0. Для оребренной стенки неопределенности повышается до 2,4 %. Наибольшая ошибка, связанная с применением граничного условия третьего рода, имеет место на пластине с выдувом завесы (неопределенность может возрасти до 11 %). Данный метод прошел валидацию на примере охлаждаемой рабочей лопатки Центрального института авиационного моторостроения. Применение граничных условий третьего рода вносит значительную погрешность при определении теплового состояния лопатки с конвективно-пленочной системой охлаждения (особенно для вогнутой поверхности лопатки). На спинке лопатки различие между подходами проявляется меньше вследствие формирования более устойчивой пленки охладителя. Учет неопределенности позволил снизить ошибку при расчете теплового состояния охлаждаемой лопатки с 8 % до 3 %

Ключевые слова: газовая турбина; конвективно-пленочная система охлаждения; неопределенность, оребренная стенка, струя, сопряженность, граничное условие третьего рода

Ссылка при цитировании:

Кортиков Н.Н. Неопределенности при моделировании теплового состояния охлаждаемой лопатки газовой турбины // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2019. Т. 25, № 4. С. 31–41. DOI: 10.18721/JEST.25403

Это статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

N.N. Kortikov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

UNCERTAINTIES IN MODELING THE THERMAL STATE OF COOLED GAS TURBINE BLADE

We have proposed a method for calculating the uncertainties arising when using a boundary condition of the third kind in characteristic sections of the profile of a cooled gas turbine blade (flat smooth wall, ribbed wall, and wall with an air curtain). It is shown that uncertainty for a smooth wall increases with increasing values of the Biot numbers, while the error can reach 1.47 % with Biot numbers equal to 1.0. For a ribbed wall, the uncertainty rises to 2.4 %. The largest error associated with application of a boundary condition of the third kind occurs on a plate with a curtain blowing (the uncertainty can increase to 11 %). This method has been validated using the example of a cooled working blade at the Central Institute of Aviation Motors. Applying boundary conditions of the third kind introduces a significant error in determining the thermal state of the

blade with a convective-film cooling system (especially for concave surface of the blade). The difference between the approaches is less pronounced on the back of the blade, due to formation of a more stable cooler film. Accounting for uncertainty allowed to reduce the error in calculating the thermal state of the cooled blade from 8 % to 3 %

Keywords: gas turbine; convective film cooling system; uncertainty, curved wall, jet, conjugation, boundary condition of third kind

Citation:

N.N. Kortikov, Uncertainties in modeling the thermal state of cooled gas turbine blade, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology, 25 (04) (2019) 31–41. DOI: 10.18721/JEST.25403

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Введение. В настоящее время основным направлением является рост параметров рабочего тела (особенно температуры) на входе в турбину авиационного газотурбинного двигателя (ГТД), что ведет к повышению КПД и удельной мощности установки, снижению удельной массы и габаритов.

Вследствие этого неуклонно повышаются требования к точности методов расчета теплового состояния, так как ошибка в 5 % для температуры поверхности лопатки турбины может привести к искажению ресурса работы двигателя, достигающего 500 часов летного времени [1].

В маневренных двигателях при температуре газа 1700–1800К широко применяются лопатки с развитым конвективно-пленочным охлаждением [2], где за счет интенсивного заградительного охлаждения уменьшается тепловой поток и снижаются температурные напряжения.

В рабочей лопатке многоканальной конструкции с развитой системой конвективно-пленочного охлаждения (рис. 1) восемь рядов перфорации диаметром $d = 0,4$ мм выполнены с различным шагом P по высоте. В местах интенсивного заградительного охлаждения относительный шаг отверстий перфорации небольшой $P/d = 3,1–3,5$, в остальных сечениях – $4,7–7,0$. Угол выхода потока через перфорацию на спинке и корыте в основном находится

в пределах 45° по отношению к касательной профиля.

Во втором, третьем и четвертом канале лопатки в качестве интенсификаторов теплообмена применяются ребра с относительным шагом $P/h = 10$. Высота ребер h во втором канале 0,4 мм, а в третьем и четвертом 0,3 мм.

На рис. 1 отмечается, что конструкция охлаждаемой лопатки содержит участки в виде **плоской и оребренной стенок, а также с выдувом газовых завес**. Воздух, текущий в каналах 1–5 системы охлаждения, и газ в виде продуктов сгорания разделены твердой стенкой лопатки, тепловое состояние которой определяется механизмом теплопередачи с использованием коэффициентов теплоотдачи (граничные условия третьего рода).

Постановка задач о конвективном теплообмене в сопряженной постановке требует использования в качестве граничных условий естественных условий сопряжения температурных полей и тепловых потоков на границе раздела твердого тела и теплоносителей [3–5].

При этом, главная трудность, возникающая при рассмотрении сопряженных задач, состоит в уточнении взаимосвязи между локальными плотностями теплового потока и температурными напорами на неизотермических поверхностях раздела.

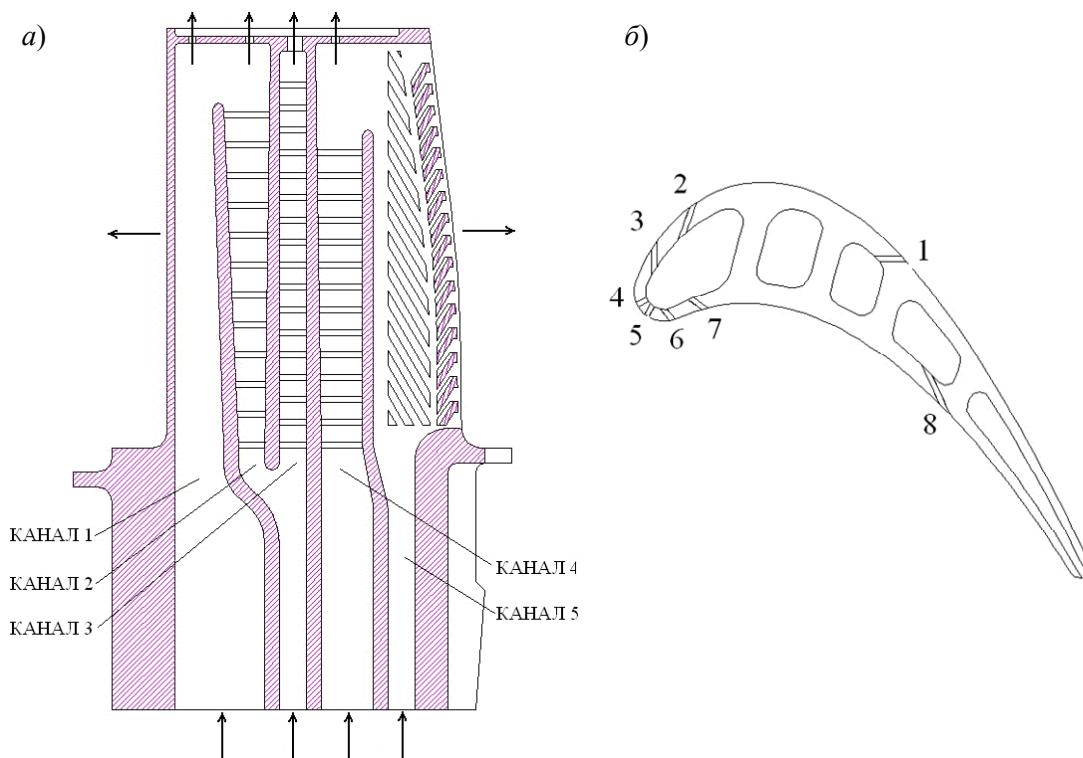


Рис. 1. Конструктивная схема лопатки (а) и схема расположения отверстий перфорации в поперечном сечении (б)

Fig. 1. The design of the blade (a) and the location of the perforation holes in the cross section (б)

Обобщенный закон Ньютона – Рихмана в виде уравнения (1) определяет связь между температурным напором $\vartheta_w = T_w - T_\infty$ и плотностью теплового потока на стенке q_w . Если используется только первый член ряда, то приходим к граничному условию третьего рода. При применении двух слагаемых этого ряда величина теплового потока будет учитывать более «тонкие» процессы, связанные с неизо-термичностью поверхности тела [6]:

$$q_w = \alpha \left[\vartheta_w + \sum_{k=1}^{\infty} g_k x^k \frac{d^k \vartheta_w}{dx^k} \right], \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{q_w - q_w^*}{q_w^*} = \sum_{k=1}^{\infty} g_k \frac{x^k}{\vartheta_w} \frac{d^k \vartheta_w}{dx^k},$$

где q_w^* – плотность теплового потока на изо-термической поверхности; g_k – коэффициенты разложения ряда.

Величину $\sigma = (q_w - q_w^*) / q_w^*$ можно трактовать как неопределенность, возникающую при вычислении величины теплового потока на стенке в случае использования граничного условия третьего рода на неизотермической поверхности.

Сквозной алгоритм рассмотрения совместных процессов теплопроводности в твердом теле и конвективного теплообмена в жидкости является особенностью численных методов расчета задач сопряженного теплообмена [7–10]. Это приводит к существенному увеличению числа ячеек сеточной модели (до 23 миллионов [11]) и времени расчета теплового состояния лопатки по сравнению с решением задачи теплопроводности в теле лопатки с граничными условиями третьего рода.

Вышеуказанные недостатки можно устранить, если при постановке задачи (в рамках решения задачи теплопроводности) опреде-

лить неопределенности для теплового потока (и температуры) на стенке, возникающие в случае использования граничных условий третьего рода.

Целью данной работы является разработка метода расчета неопределенностей $\sigma = g_1 \frac{x}{\vartheta_w} \cdot \frac{d\vartheta_w}{dx}$, возникающих при использовании граничного условия третьего рода на характерных участках профиля лопатки турбины.

Теплопередача через неизотермическую плоскую стенку

Гладкая стенка. Используя значения коэффициентов теплопроводности материала стенок лопаток (например, сплав ЖС6У [12]), ее толщину и коэффициенты теплоотдачи на обеих сторонах поверхности профиля, числа Био с наружной Bi_1 и внутренней Bi_2 сторон стенки лопатки находятся в диапазоне 0,4–1,2.

Безразмерный температурный перепад (глубина охлаждения) на поверхности пластины записывается в виде:

$$\theta_w = \frac{T_{\infty 1} - T_{w1}}{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}} = \frac{q_w}{\alpha_1(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})} = \frac{1}{1 + Bi_1 / Bi_2 + Bi_1}, \quad (2)$$

где T_{w1} , $T_{\infty 1}$, $T_{\infty 2}$ – температура одной из поверхностей плоской стенки и омывающих с разных сторон жидкостей соответственно; α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи на различных сторонах пластины; $Bi_1 = \alpha_1 \Delta / \lambda_s$, $Bi_2 = \alpha_2 \Delta / \lambda_s$ – числа Био; Δ – толщина пластины; λ_s – теплопроводность материала плоской стенки.

Числа Нуссельта на изотермической поверхности определяются как

$$Nu_x = 0,332 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re_x^{1/2}, \quad (3)$$

$$Nu_x = 0,0295 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re_x^{0,8}$$

для ламинарных и турбулентных течений соответственно. Здесь Re_x и Pr – числа Рейнольдса и Прандтля; x – координата, отсчитываемая вдоль пластины.

Если режимы течения жидкостей различные, то числа Био записываются как $Bi_1 = D_1 x^{-n}$, $Bi_2 = D_2 x^{-m}$. Тогда неопределенность величины плотности теплового потока вычисляется по формуле:

$$\sigma = g_1 \frac{\left[n + (n-m) \frac{1}{Bi_2} \right]}{\left(1 + \frac{1}{Bi_1} + \frac{1}{Bi_2} \right)}. \quad (4)$$

При ламинарном течении коэффициент g_1 равняется 0,62, для турбулентного – $g_1 = 0,22$ [6]. Анализ формулы (4) показывает, что ошибка σ стремится к максимальной величине σ_{\max} при $x \rightarrow 0$

$$\sigma_{\max} = g_1 n \text{ при } (n, m \geq 0);$$

$$\sigma_{\max} = g_1 (n - m) \text{ при } (n \geq 0, m \leq 0). \quad (5)$$

Таким образом, при разнонаправленном изменении чисел Био ($n \geq 0$, $m \leq 0$) на сторонах пластины, что имеет место в случае противопоточного движения теплоносителей, наблюдается повышение σ_{\max} по сравнению с прямоточным течением ($n, m \geq 0$).

На рис. 2 дается трехмерная диаграмма, построенная по результатам расчета по формуле (4) неопределенности σ (ось z) в зависимости от чисел Bi_1 (ось x) и Bi_2 (ось y).

Анализ данных на рис. 2 позволяет заключить, что неопределенность возрастает при увеличении значений чисел Био, при этом величина ошибки может достигнуть 1,47% при $Bi_1 = Bi_2 = 1,0$.

Оребренная стенка. Для оребренной стенки дополнительно вводятся параметры [13]: $\beta = F_{p,c} / F_1$ – коэффициент оребрения;

$$\alpha_{p,c} = \alpha_c \frac{F_c}{F_{p,c}} + \alpha_p z E \frac{F_p}{F_{p,c}}$$

– приведенной коэффициент теплоотдачи; z – число ребер; $F_{p,c} = F_c + z F_p$ – площадь оребренной стенки; F_p – площадь боковой поверхности ребра; F_1 – площадь неоребренной стороны стенки; α_c – коэффициент теплоотдачи на поверхности между ребрами; α_p – коэффициент теплоотдачи на поверхности ребра; E – эффективность ребра.

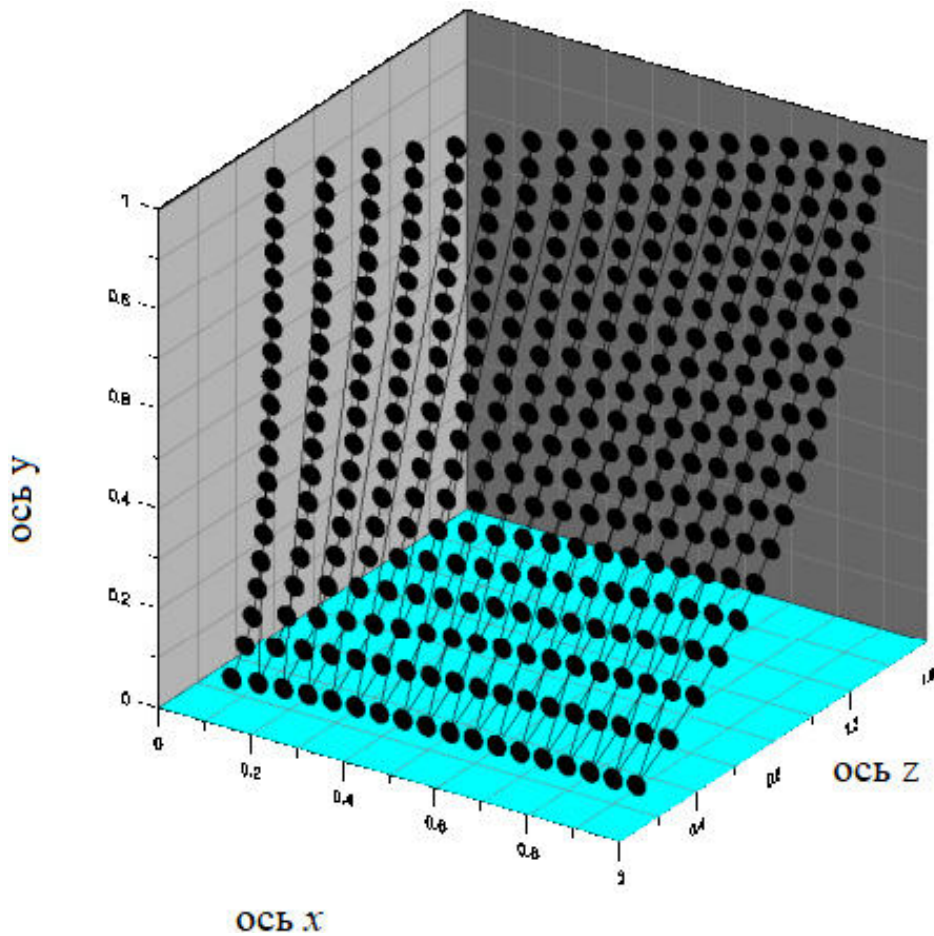


Рис. 2. Неопределенность теплового состояния неизоотермической плоской стенки в зависимости от чисел Био с обеих сторон пластины

Fig. 2. Uncertainty of the thermal state of a non-isothermal flat wall depending on the Biot numbers on both sides of the plate

Глубина охлаждения θ_w для оребренной с одной стороны стенки имеет вид [13]

$$\theta_w = \frac{1}{1 + \alpha_1 \Delta / \lambda_w + \alpha_1 / (\beta \alpha_{p,c})}. \quad (6)$$

Введем числа Био: $Bi_p = \frac{\alpha_p \Delta}{\lambda_s}$ – для поверхности ребра; $Bi_c = \frac{\alpha_c \Delta}{\lambda_s}$ – для межреберного пространства и $Bi_{p,c} = \frac{\alpha_{p,c} \Delta}{\lambda_s}$ – приведенное число Био, которое записывается в виде $Bi_{p,c} \sim x^{-k}$ ($k = 0,4$).

Неопределенность теплового состояния оребренной стенки для турбулентного режима течения рассчитывается с помощью формулы (7). Результаты расчета представлены на рис. 3.

$$\sigma = g_1 \frac{\left\{ n + \frac{1}{\beta Bi_{p,c}} [n - k \gamma_{p,c}] \right\}}{\left(\frac{1}{Bi_1} + 1 + \frac{1}{\beta Bi_{p,c}} \right)}. \quad (7)$$

Здесь $\gamma_{p,c} = \frac{\alpha_c}{\alpha_{p,c}} \frac{F_c}{F_{p,c}}$ – коэффициент неравномерности теплового потока на оребренной поверхности; Bi_1 – число Био для неоребренной стороны стенки.

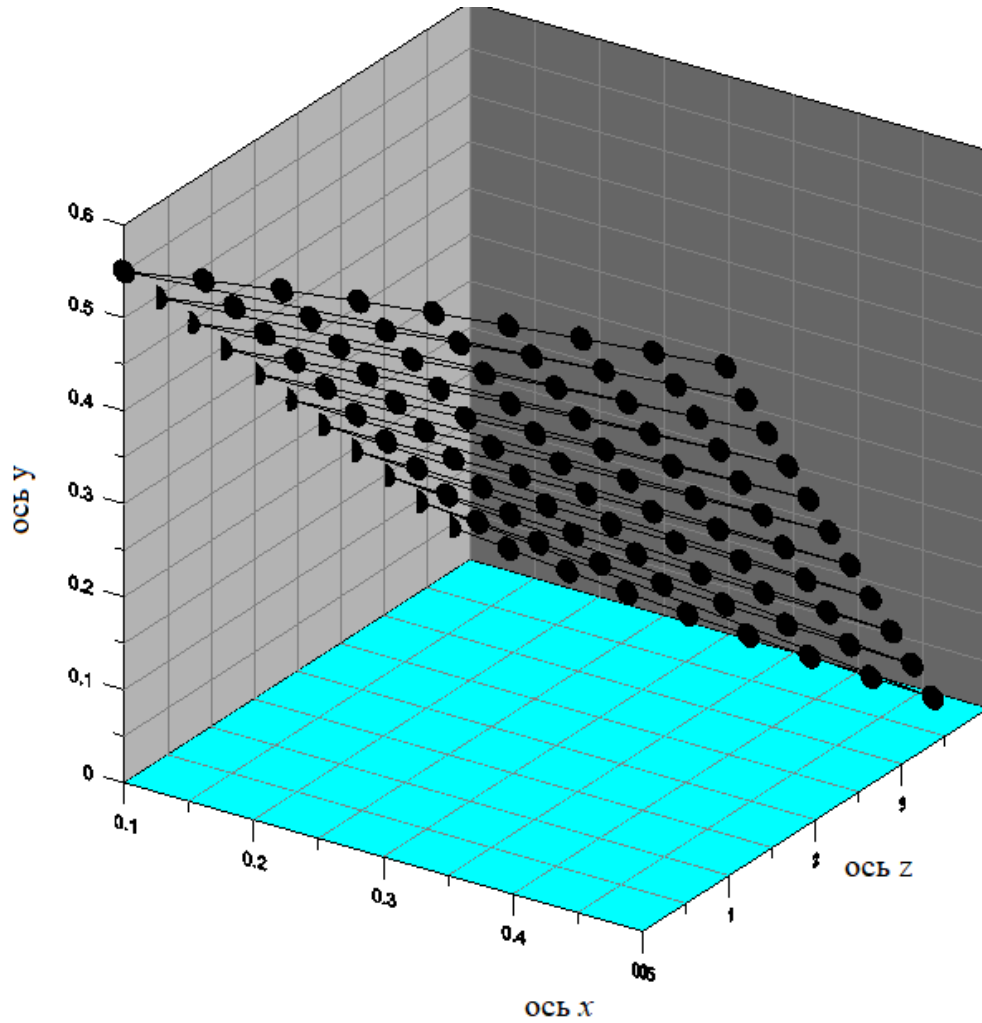


Рис. 3. Значения неопределенности (ось z) теплового состояния на оребренной стенке в зависимости от параметров $\beta Bi_{p,c}$ (ось x) и $\gamma_{p,c}$ (ось y) при $Bi_1 = 1,0$

Fig. 3. Uncertainty values (z axis) of the thermal state on the ribbed wall depending on the parameters $\beta Bi_{p,c}$ (x axis) and $\gamma_{p,c}$ (y axis) at $Bi_1 = 1,0$

Рис. 3 показывает повышение значения неопределенности на оребренной плоской стенке (до 2,4 %) при $\gamma_{p,c} = 0,05$ в диапазоне $0,25 \leq \beta Bi_{p,c} \leq 0,5$ и снижение (до 1 %) при $\gamma_{p,c} = 0,5$. В частности, для канала с оребренной стенкой системы охлаждения лопатки (рис. 1, a) $\beta = 1,078$, $\gamma_{p,c} = 0,59$ и $\sigma = 1,42$ %.

Плоская стенка с газовой завесой. Глубина охлаждения плоской стенки при наличии газовой завесы на одной из ее

поверхностей определяется с помощью выражения [14]

$$\theta_{\Sigma} = \bar{\eta} + \theta_w (1 - \bar{\eta}), \quad (8)$$

где $\theta_{\Sigma} = \frac{T_{\infty,1} - T_{w,1}}{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}$ – суммарная эффективность

(глубина) охлаждения; $\bar{\eta} = \frac{T_{\infty,1} - T_{ad,1}}{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}$ – осред-

ненная по ширине защищаемой поверхности эффективность пленочного охлаждения, где

$T_{ad,1}$ – температура смеси газов на адиабатной стенке; θ_w – конвективная составляющая конвективно – пленочной системы охлаждения.

В этом случае ошибка, связанная с использованием граничного условия третьего рода, запишется в виде

$$\sigma = g_1 \frac{x}{\theta_\Sigma} \cdot \frac{d\theta_\Sigma}{dx} = g_1 \frac{[nBi_1\theta_w^2(1-\bar{\eta}) - l(1-\theta_w)\bar{\eta}]}{(\bar{\eta} + \theta_w - \theta_w\bar{\eta})}. \quad (9)$$

При получении формулы (9) считалось, что эффективность пленочного охлаждения может быть представлена в виде степенной зависимости $\bar{\eta} = D_3 x^{-l}$. Величина и знак показателя степени l зависит от величины параметра вдува M и положения завесы x/d на защищаемой поверхности (рис. 4).

Ошибка от использования граничного условия третьего рода в задачах завесного охлаждения при $x \rightarrow 0$ запишется в виде

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= -g_1 l \text{ при } n > 0 \text{ и } (n + l) > 0; \\ \sigma_{\max} &= g_1 n \text{ при } n > 0 \text{ и } (n + l) < 0 \end{aligned} \quad (10)$$

На рис. 4 можно видеть типичный характер изменения эффективности завесного охлаждения в зависимости от места вдува [11]. Значение $\bar{\eta}$ равно нулю в месте выпуска, поскольку поверхность между отверстиями не покрыта охлаждающим воздухом.

Далее $\bar{\eta}$ увеличивается, когда охлаждающий воздух расширяется по ширине с удалением от места вдува. Максимум достигается в месте, где обеспечивается наилучшее покрытие поверхности и где можно ожидать формирование сплошной пленки. Показатель степени $l = -0,86$ вблизи места вдува завесы (при $x/d < 15$). Он определен с помощью данных на рис. 4 для параметра вдува $M = 1,3$.

Результаты расчета по формуле (9) представлены в виде трехмерной диаграммы на рис. 5. Здесь по оси абсцисс указываются границы изменения конвективной составляющей глубины охлаждения θ_w , по оси ординат – диапазон изменения эффективности пленочного охлаждения $\bar{\eta}$. В качестве третьей координаты (ось z) на рис. 5 выступают значения неопределенности.

Результаты расчетов, представленные на рис. 5, показывают, что уменьшение конвективной составляющей в выражении (9) при неизменном значении $\bar{\eta}$ влечет за собой увеличение неопределенности. В частности, при $\theta_w = 0,5$ и $\bar{\eta} = 0,15$ неопределенность $\sigma = 3,28\%$. С уменьшением $\theta_w = 0,1$ и сохранении прежнего значения $\bar{\eta} = 0,15$ неопределенность σ возрастает до 11% .

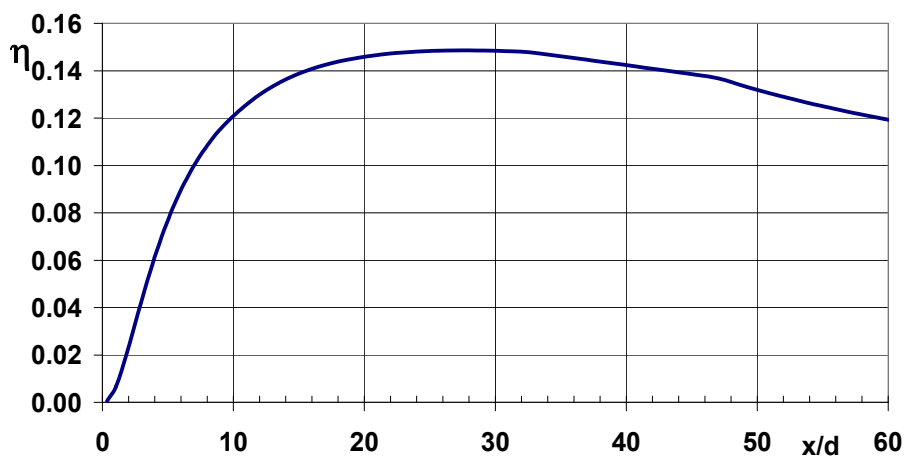


Рис. 4. Изменение эффективности завесного охлаждения вдоль пластины

Fig. 4. Changing the efficiency of film cooling along the plate

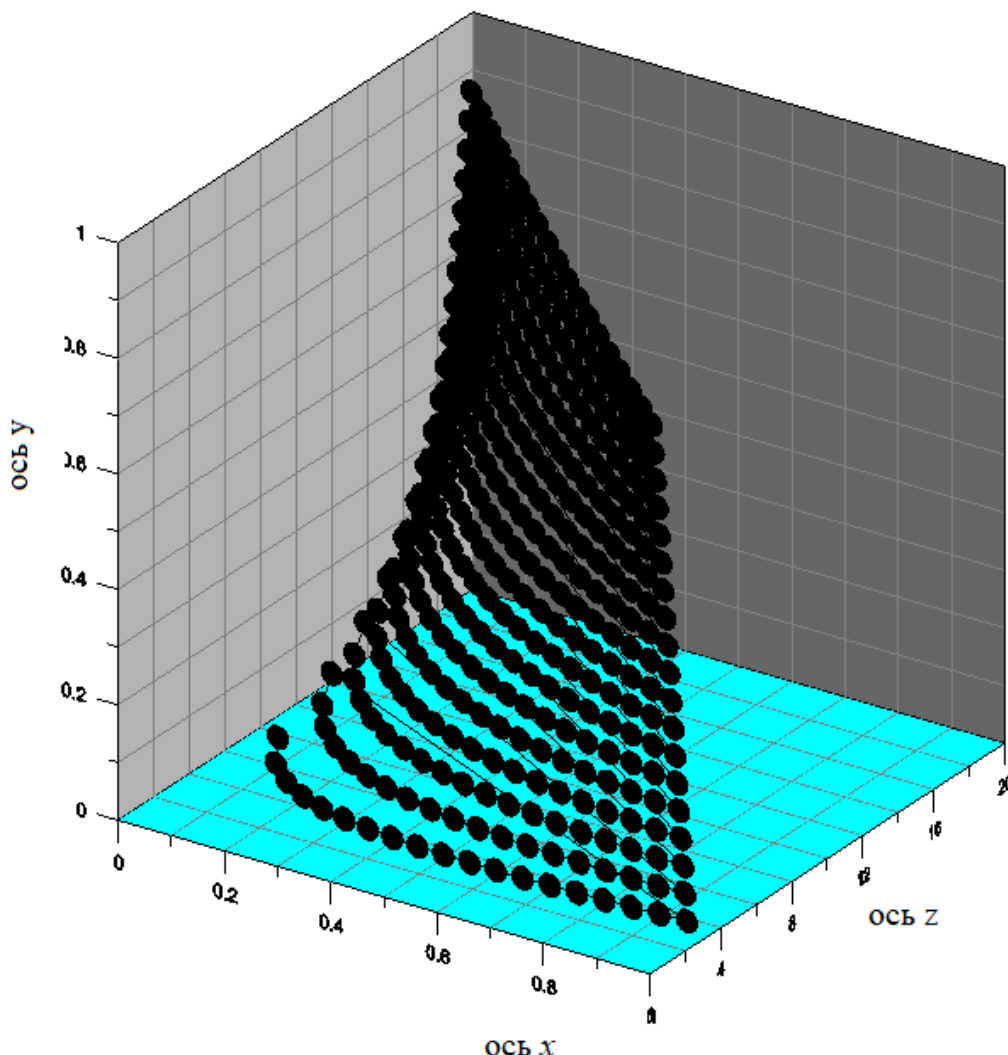


Рис. 5. Трехмерная диаграмма для расчета неопределенности теплового состояния пластины при выдуве газовой завесы

Fig. 5. Three-dimensional diagram for calculating the uncertainty of the thermal state of the plate when blowing a gas curtain

Неопределенность теплового состояния охлаждаемой рабочей лопатки

Значения неопределенностей для плоской стенки позволяют заключить, что наибольшая погрешность, связанная с применением граничного условия третьего рода, имеет место на пластине с выдувом завесы. Завеса является наиболее сильным «тепловым стоком», что провоцирует появление существенной неизотермичности в окрестности отверстий перфораций.

На рис. 6 представлены расчетные и опытные данные по распределению темпера-

туры поверхности профиля лопатки с конвективно-пленочным охлаждением. Результаты расчетов получены с помощью пакета *STAR CCM+* [15] и методом ЦИАМ [13], который использует интегральные соотношения пограничного слоя.

В качестве оси абсцисс выбрана безразмерная дуговая координата \bar{L} , которая отсчитывается от задней кромки лопатки по асовой стрелке: сначала вдоль корытной части лопатки и далее вдоль ее спинки.



Рис. 6. Сравнение результатов расчета с опытными данными [11] (1,2 – сопряженный и полу-сопряженный подходы соответственно; 3 – метод Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ) с применением граничного условия третьего рода

Fig. 6. Comparison of calculation results with experimental data [11] (1,2 – conjugate and semi-conjugate approaches, respectively; 3 – method of the Central Institute of Aviation Motors (TsIAM) using a boundary condition of the third kind

Наилучшее соответствие результатов расчета и опытных данных наблюдается при использовании сопряженного подхода (кривая 1). Применение полу-сопряженного подхода (кривая 2) приводит к завышению температуры лопатки на 12,7 % вблизи задней кромки лопатки. Места выдува завес на вогнутую поверхность из канала 8 (рис. 1, б) и на спинку лопатки из канала 1 обозначаются стрелками (4 – выдув на спинку; 5 – на корыто лопатки).

Маркер в виде квадрата 3 на рис. 6 соответствуют значениям, полученным по методу ЦИАМ. Он находится выше опытной точки в месте выдува на корыте лопатки (расхождение составляет 8 %). Учет неопределенности на основе выражения (9) позволяет снизить ошибку в расчете температуры лопатки с 8 до 3 %.

Таким образом, применение граничных условий третьего рода вносит значительную погрешность при определении теплового состояния лопатки с конвективно – пленочной

системой охлаждения (особенно, для вогнутой поверхности лопатки [16]). На спинке лопатки различие между подходами проявляется меньше вследствие формирования более устойчивой пленки охладителя.

Заключение

Разработан метод расчета неопределенностей, возникающих при использовании граничного условия третьего рода, на характерных участках профиля лопатки турбины (плоская гладкая и оребренная стенки, а также стенка с газовой завесой). Показано, что наибольшая ошибка, связанная с применением граничного условия третьего рода, имеет место на пластине с выдувом завесы. Данный метод прошел валидацию на примере охлаждаемой рабочей лопатки ЦИАМ. Учет неопределенности позволяет снизить ошибку в расчете температуры охлаждаемой лопатки с 8 до 3 % на вогнутой поверхности лопатки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Работы ведущих авиадвигателестроительных компаний по созданию перспективных авиационных двигателей (аналитический обзор) / под ред. В.А. Скибина, В.И. Солонина. М.: ЦИАМ. 2004. 424 С.
- [2] **Takeishi K.** Progress of film cooling in industrial gas turbine vanes and blades. Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC12, 2017; Stockholm, Sweden. 16 p.
- [3] **Luikov A.V.** Conjugate Convective Heat Transfer Problems // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1974. Vol. 17, no. 2. P. 257–265.
- [4] **Karvinen R.** Simultaneous use of analytical and numerical methods in conjugated heat transfer // Proceedings of CHT-08 (ICHMT International Symposium on Advanced in Computational Heat Transfer). 2008. CHT-08-103. 13 p.
- [5] **Mironova M., Kortikov N.** Conjugated heat transfer on rotating bodies: theory and application in turbomachinery // Proceedings of 6th Baltic Heat Transfer Conference. Tampere. Finland. August 24–26. 2011. 6 p.
- [6] Conjugate problems in convective heat transfer/Dorfman A. Sh., Taylor & Francis Group, LLC. London – New York. 2010. 381 p.
- [7] **Caldichoury I.** Conjugated heat transfer problems and coupled between the incompressible CFD (ICFD) solver and thermal solver, applications, results and examples // 9th European LS – DYNA Conference. 2013. 9 p.
- [8] **Corral R., Wang Z., Chaquet J.M.G.** Pastor. Loosely coupled fluid/solid heat transfer analysis using a dynamic HTC approach // Proceedings of 10th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC10, 2013; Lapperanta. University of Technology. 2013. Finland. 11 p.
- [9] **Mhetras Sh., Han Je-Chin,** Rudolph Ron. Film-cooling effectiveness from shaped film cooling holes for a gas turbine blade // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008 June 9–13, 2008, Berlin, Germany. GT-2008-50916.
- [10] **Krivosova V., Lebedev A., Simin N., Zolotogorov M., Kortikov N.** Experimental and numerical analysis of high temperature gas turbine nozzle vane and film cooling effectiveness // Proceedings of ASME Turbo Expo – 2011, June 6–10, 2011. Vancouver, Canada. GT-2011-45294. 9 p.
- [11] **Kortikov N.N., Kuznetsov N.B., Sadovnikova T.Yu.** Improvement of approaches for simulating the thermal State of perforated blades used in high temperature gas turbines // Thermal Engineering. 2012, Vol. 59, no. 1. P. 13–19.
- [12] **Каблов Е.Н., Петрушин Н.В., Светлов И.Л., Демонис И.М.** Литейные жаропрочные сплавы нового поколения//75 лет. Авиационные материалы. М.: ВИАМ. 2007. С. 27–44.
- [13] **Галицейский Б.М., Совершенный В.Д., Формалев В.Ф., Черный М.С.** Тепловая защита лопаток турбин / под ред. Б.М. Галицейского. М. Изд-во МАИ, 1996. 356 с.
- [14] **Венедиктов В.Д.** Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение. 1990. 240 с.
- [15] STAR–CCM+ Documentation. CD – adapco. Version 10.02. 2015. 10819 p.
- [16] **Barigozzi G., Ravelli S., Armellini A., Macignat C., Casarsa L.** Experimental investigation of unsteadiness associated with film cooling flow ejection from the vane pressure side. 10-th European conference on turbomachinery // Fluid Dynamics and Thermodynamics. Conference proceedings. Lapperanta. University of Technology. April 15–19. 2013. Finland. P. 697–707.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

КОРТИКОВ Николай Николаевич – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: n-kortikov@yandex.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 20.10.2019

REFERENCES

- [1] Raboty vedushchikh aviadvigatelestroitelnykh kompaniy po sozdaniyu perspektivnykh aviatsionnykh dvigateley (analiticheskiy obzor). Pod red. V.A. Skibina, V.I. Solonina. M.: TsIAM, 2004.
- [2] **K. Takeishi,** Progress of film cooling in industrial gas turbine vanes and blades, Proceedings of 12th European conference on turbomachinery fluid dynamics & thermodynamics, Stockholm, (2017).



- [3] **Y.B. Zudin**, Theory of periodic conjugate heat transfer, third ed., Springer, Berlin, 2017.
- [4] **J. Bibin, P. Senthilkumar, S. Sadasivan**, Applied and theoretical Aspects of conjugate heat transfer analysis: a review, Archives of Computational Methods in Engineering, 26 (2) (2019) 475–489.
- [5] **V.F. Formalev, S.A. Kolesnik, Ye.L. Kuznetsova**, Modelirovaniye sopryazhennogo teploobmena v paketakh malogabaritnykh ploskikh gazodinamicheskikh sopol s okhlazhdeniyem, Teplofizika vysokikh temperatur, 53 (5) (2015) 735–740.
- [6] **A.Sh. Dorfman**, Conjugate problems in convective heat transfer, Taylor & Francis Group. London – New York. 2010.
- [7] **Z. Wu, D. Laurence, H. Iacovides, I. Afgan**, Direct simulation of conjugate heat transfer of jet in channel crossflow. International Journal of Heat and Mass Transfer, 110 (2017) 193–208.
- [8] **A. Alrashidi**, Numerical study of conjugate heat transfer for cooling the circuit board, Journal of Electronics Cooling and Thermal Control, 6 (2016) 120–126.
- [9] **J. Wang, B. Sundén, H. Wu, J. Yang, C. Gu, Q. Wang**, Conjugated heat transfer analysis of film cooling passage with turbulator ribs, Heat Transfer Research, 47 (2) (2016) 89–103.
- [10] **V. Krivonosova, A. Lebedev, N. Simin, M. Zolotogorov, N. Kortikov**, Experimental and numerical analysis of high temperature gas turbine nozzle vane and film cooling effectiveness, Proceedings of ASME Turbo Expo – 2011, Vancouver, GT-45294 (2011).
- [11] **N.N. Kortikov, N.B. Kuznetsov, T.Yu. Sadovnikova**, Improvement of approaches for simulating the thermal state of perforated blades used in high temperature gas turbines, Thermal Engineering, 59 (1) (2012) 13–19.
- [12] **Ye.N. Kablov, N.V. Petrushin, I.L. Svetlov, I.M. Demonis**, Liteynnye zharoprochnyye splay novogo pokoleniya, Aviatsionnyye materialy. M.: VIAM, (2007) 27–44.
- [13] **B.M. Galitseyskiy, V.D. Sovershenny, V.F. Formalev, M.S. Chernyy**, Teplovaya zashchita lopatok turbin. Pod red. B.M. Galitseyskogo. M.: MAI, 1996.
- [14] **V.D. Venediktov**, Gazodinamika okhlazhdayemykh turbin. M.: Mashinostroyeniye, 1990.
- [15] STAR–CCM+ Documentation. CD – adapco. Version 10.02. 2015.
- [16] **G. Barigozzi, S. Ravelli, A. Armellini, C. Macignat, L. Casarsa**, Experimental investigation of unsteadiness associated with film cooling flow ejection from the vane pressure side. 10-th European conference on turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics. Lapperanta. University of Technology, (2013) 697–707.

THE AUTHOR

KORTIKOV **Nikolai N.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*
E-mail: n-kortikov@yandex.ru

Received: 20.10.2019