

УДК 536.24

*Андрианов И.К., Гринкруг М.С.**Комсомольский–на–Амуре государственный технический университет*

ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕПЛОТДАЧИ ДЛЯ ТРЕБУЕМОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ НА ПОВЕРХНОСТИ КОНТАКТА ЛОПАТКИ И ТЕПЛОЗАЩИТНОГО ПОКРЫТИЯ ПРИ ПОПЕРЕЧНОЙ СХЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ

Аннотация. Получены определяющие соотношения теплообменного процесса при внутреннем поперечном охлаждении оболочковой лопатки газотурбинного двигателя для требуемого температурного поля на поверхности контакта лопатки и покрытия, подверженной наибольшему температурному нагружению. Разработан метод расчета коэффициентов теплоотдачи от внутренней поверхности лопатки к охлаждающему агенту на основе построения конечно–разностной схемы. При выводе разностных соотношений учитывались зависимость теплофизических свойств многослойных теплозащитных покрытий от температуры, вида материала, толщины слоя. Получена рекуррентная формула для оценки температуры охладителя, изменяющейся по контуру лопатки. Ключевые слова: теплоотдача, теплозащитное покрытие, поперечное охлаждение, лопатка.

*I. Andrianov, M. Grinkrug**Komsomolsk-on-Amur State Technical University (Komsomolsk-on-Amur, Russia)*

NUMERICAL METHOD OF HEAT EMISSION CALCULATION FOR THE REQUIRED TEMPERATURE FIELD ON THE CONTACT SURFACE OF A BLADE AND THERMAL BARRIER COATING IN A CROSS – COOLING SCHEME

Abstract. We have derived constitutive equations of the heat exchange process in the case of internal cross-cooling of a gas-turbine engine blade for the desired temperature field on the contact surface of the blade and the coating exposed to the greatest thermal load. The method is developed for calculating heat transfer coefficients from the inner surface of the blade to the cooling agent by constructing a finite-difference scheme. In deriving difference relations, the dependence of thermal properties of multilayer thermal barrier coatings on temperature, type of material and layer thickness is taken into account. A recurrence formula is obtained for estimating the coolant temperature changing along the contour of the blade. Keywords: heat transfer, thermal barrier coating, cross-cooling, blade.

На сегодняшний день в газотурбинных двигателях широко используются охлаждаемые лопатки оболочкового типа. Рабочий цикл таких лопаток во многом зависит от теплового состояния, условий работы систем охлаждения и оптимизации процессов теплоотдачи. Актуальность данного исследования обусловлена тем, что на сегодняшний день повышение начальной температуры газа в газотурбинных двигателях приводит к широкому применению различных систем воздушного охлаждения. Проведено довольно много исследований [3; 4], посвященных решению прямой задачи теплопроводности, разрабатываются различные методы анализа, оценки теплового состояния лопатки, однако практически отсутствуют исследования по решению обратных задач теплообмена, в частности, когда задается необходимое температурное поле и в зависимости от него рассчитываются теплозащитные параметры лопатки.

В настоящий момент изучено достаточно большое количество аспектов, связанных с расчетами температурных полей лопаток, состояния теплозащитных покрытий, которые отражены в работах [1; 2; 4]. Акцент современных исследований на анализ теплового состояния лопаток вызван тем, что именно температура, которая может достигать значений свыше 2000 К, оказывает негативное влияние на эксплуатационные характеристики лопатки. Это приводит к необходимости понижать температуру газового потока по сравнению со значениями, которые принципиально может обеспечить система охлаждения. В связи с этим весьма целесообразным является разработка метода, позволяющего задавать необходимое температурное поле на поверхности лопатки, подвергаемой максимальному температурному нагружению.

Цель данного исследования заключается в том, чтобы повысить эффективность охлаждения лопаток оболочкового типа. В соответствии с данной целью была поставлена следующая задача: разработать метод численного расчета коэффициентов теплоотдачи от лопатки к охлаждающему агенту с учетом расхода воздуха, необходимого для охлаждения оболочки до нужной температуры, и рассчитать соответствующее тепловое состояние в каналах лопатки. Зная распределения коэффициентов теплоотдачи, можно

регулировать процесс охлаждения лопаток за счет оптимального теплоотвода: определения необходимых скоростей течения охладителя, расхода воздуха, геометрических размеров внутренних полостей лопатки.

В данной работе рассматривается внутреннее поперечное охлаждение лопатки. Поперечное охлаждение отличается течением потока воздуха поперек пера лопатки, выходящего через специальные отверстия в области выходной кромки или корытца. Особенностью данной схемы охлаждения является то, что охладитель прокачивается через систему специально организованных каналов внутри профиля [2, с. 288].

При исследовании теплового состояния лопатки наиболее термонагруженной является наружная поверхность лопатки a (рис. 1), поскольку на этой поверхности температура достигает наибольших значений. Для расчета распределения коэффициентов теплоотдачи положим, что температурное поле $T_{a_i,j}$ на поверхности контакта лопатки и покрытия является известным. Соответственно, задавая требуемое температурное поле $T_{a_i,j}$, определим, как должно изменяться тепловое состояние покрытия и лопатки в заданных условиях.

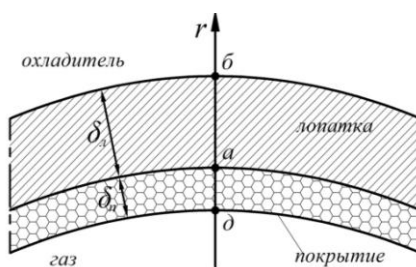


Рис. 1. Участок корытца лопатки с покрытием.

На сегодняшний день разработано и широко применяется большое количество методов расчета коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке, наиболее эффективный из которых предложен в работе Л.М. Зысиной–Моложен [2]. Поскольку принцип работы лопаток в условии агрессивной газовой среды, несмотря на постоянное изменение

и совершенствование систем внутреннего охлаждения, остается прежним и связан лишь с изменением температуры и продуктов сгорания газового потока, распределение коэффициентов теплоотдачи от газового потока к поверхности покрытия будем считать заданным.

Построим на поверхности лопатки сетку и все исследуемые теплофизические параметры будем представлять в виде сеточных функций. Равномерно разобьем поверхность лопатки с покрытием на n шагов по контуру и m шагов по высоте, тогда

$$\Delta s = \frac{L}{n}, \quad \Delta z = \frac{H}{m},$$

где Δs – длина шага по контуру сетки; Δz – длина шага по высоте сетки; L – длина контура участка лопатки; H – высота пера лопатки.

Произвольная точка на поверхности имеет координаты i и j , где $i = \overline{0, n}$, $j = \overline{0, m}$. Поскольку геометрические характеристики в области корытца при $r_{a_{i,j}} - \delta_n \leq r_{k_{i,j}} \leq r_{a_{i,j}} + \delta_n$ и спинки при $r_{a_{i,j}} - \delta_n \leq r_{s_{i,j}} \leq r_{a_{i,j}} + \delta_n$ (δ_n – толщина теплозащитного покрытия, δ_n – толщина лопатки) различаются, расчет теплоотдачи будем проводить отдельно на вогнутой и выпуклой поверхностях.

Рассмотрим перенос теплоты через покрытие к лопатке в области корытца, описываемый следующими процессами: теплоотдача от газа к поверхности теплозащитного покрытия, теплопередача по толщине покрытия и перенос теплоты через поверхность соприкосновения к стенке лопатки. Для того, чтобы учесть изменение температуры по толщине лопатки и покрытия, представим функцию температуры в виде квадратичной зависимости по радиусу кривизны в рассматриваемой точке на поверхности:

$$T_{l_{i,j}} = A_1 r_{k_{i,j}}^2 + A_2 r_{k_{i,j}} + A_3, \quad T_{n_{i,j}} = B_1 r_{k_{i,j}}^2 + B_2 r_{k_{i,j}} + B_3, \quad (1)$$

где A_1, A_2, A_3 – константы для i, j – точки лопатки, подлежащие определению; B_1, B_2, B_3 – константы для i, j – точки поверхности покрытия, подлежащие определению; $T_{n_{i,j}}$ – температура теплозащитного покрытия в i, j – точке; $T_{l_{i,j}}$ – температура лопатки в i, j – точке, $r_{k_{i,j}}$ – координата,

изменяющаяся в радиальном направлении по толщине лопатки и покрытия в области корытца.

Математическая модель теплообменного процесса, протекающего при воздействии газового потока на лопатку с покрытием, строится на основании дифференциальных уравнений теплопроводности Фурье:

$$\frac{\partial}{\partial r_{i,j}} \left(\lambda_{n,i,j} \frac{\partial T_{n,i,j}}{\partial r_{i,j}} \right) + \frac{\lambda_{n,i,j}}{r_{i,j}} \frac{\partial T_{n,i,j}}{\partial r_{i,j}} + \frac{1}{r_{i,j}^2} \left[\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial z} \right) \right]_{i,j} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial r_{i,j}} \left(\lambda_{n,i,j} \frac{\partial T_{n,i,j}}{\partial r_{i,j}} \right) + \frac{\lambda_{n,i,j}}{r_{i,j}} \frac{\partial T_{n,i,j}}{\partial r_{i,j}} + \frac{1}{r_{i,j}^2} \left[\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_n \frac{\partial T_n}{\partial z} \right) \right]_{i,j} = 0. \quad (3)$$

Для решения поставленной задачи теплопроводности определим краевые условия. С помощью граничных условий I-го рода зададим распределение температур в радиальном направлении для i, j – точки на поверхности теплоотвода, омываемой охладителем, и поверхности, омываемой высокотемпературным газом:

$$T_{\delta_{i,j}} = A_1 (r_{a,i,j} + \delta_n)^2 + A_2 (r_{a,i,j} + \delta_n) + A_3, \quad (4)$$

$$T_{\delta_{i,j}} = B_1 (r_{a,i,j} - \delta_n)^2 + B_2 (r_{a,i,j} - \delta_n) + B_3, \quad (5)$$

где $T_{\delta_{i,j}}$ – температура наружной поверхности покрытия.

Для того, чтобы учесть воздействие высокотемпературной газовой среды, используем условие теплопроводности III-го рода, где известными считаются коэффициенты теплоотдачи от газа к теплозащитному покрытию. Данные условия описывают закон теплообмена на поверхностях теплоподвода и теплоотвода:

$$-\frac{\partial T_{n,i,j}}{\partial r_{i,j}} \Big|_{r_{i,j}=r_{\delta_{i,j}}} = \frac{\alpha_{z_{i,j}}}{\lambda_{n\delta_{i,j}}} (T_{z_{i,j}} - T_{\delta_{i,j}}), \quad (6)$$

$$-\frac{\partial T_{n,i,j}}{\partial r_{i,j}} \Big|_{r_{i,j}=r_{\delta_{i,j}}} = \frac{\alpha_{a_{i,j}}}{\lambda_{n\delta_{i,j}}} (T_{\delta_{i,j}} - T_{a_{i,j}}), \quad (7)$$

где $\alpha_{z_{i,j}}$ – коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности покрытия; $\lambda_{n\delta_{i,j}}$ – коэффициент теплопроводности покрытия на поверхности δ ; $T_{z_{i,j}}$ – температура газового потока.

Передача теплоты от покрытия к лопатке описывается с помощью граничного условия VI-го рода: равенство температурных полей и плотностей тепловых потоков на поверхности контакта лопатки и покрытия:

$$T_{a_{i,j}} = A_1 r_{a_{i,j}}^2 + A_2 r_{a_{i,j}} + A_3, \quad T_{n_{i,j}} = B_1 r_{a_{i,j}}^2 + B_2 r_{a_{i,j}} + B_3, \quad (8), (9)$$

$$\lambda_{na_{i,j}} \left. \frac{\partial T_{n_{i,j}}}{\partial r_{i,j}} \right|_{r_{i,j}=r_{a_{i,j}}} = \lambda_{na_{i,j}} \left. \frac{\partial T_{a_{i,j}}}{\partial r_{i,j}} \right|_{r_{i,j}=r_{a_{i,j}}}, \quad (10)$$

где $\lambda_{na_{i,j}}$ – коэффициент теплопроводности на поверхности лопатки.

Решая полученную систему уравнений (1–3), (5–6), (9), получим уравнение четвертой степени для определения температурного поля на наружной поверхности покрытия $T_{\partial_{i,j}}$:

$$\begin{aligned} & 2\lambda_{na_{i,j}} (W_{11}T_{\partial_{i,j}}^2 + W_{12}T_{\partial_{i,j}} + W_{13}) (W_{14}T_{\partial_{i,j}} + W_{15}) + \left[2r_{a_{i,j}} (W_{11}T_{\partial_{i,j}}^2 + W_{12}T_{\partial_{i,j}} + W_{13}) + \right. \\ & + W_{21}T_{\partial_{i,j}}^2 + W_{22}T_{\partial_{i,j}} + W_{23} \left. \right] \left[(W_{11}T_{\partial_{i,j}}^2 + W_{12}T_{\partial_{i,j}} + W_{13})C_1 + (W_{21}T_{\partial_{i,j}}^2 + W_{22}T_{\partial_{i,j}})C_2 + \right. \\ & + W_{23}C_2 + (W_{31}T_{\partial_{i,j}}^2 + W_{32}T_{\partial_{i,j}} + W_{33})C_3 \left. \right] + \left[2r_{a_{i,j}} (W_{11}T_{\partial_{i,j}}^2 + W_{12}T_{\partial_{i,j}} + W_{13}) + \right. \\ & + W_{21}T_{\partial_{i,j}}^2 + W_{22}T_{\partial_{i,j}} + W_{23} \left. \right] \left[C_4 + \frac{\lambda_{na_{i,j}}}{r_{a_{i,j}}} \right] (W_{14}T_{\partial_{i,j}} + W_{15}) + \left[\left(\frac{T_{a_{i+1,j}} - T_{a_{i-1,j}}}{2\Delta s} \right)^2 + \right. \\ & + \left. \left(\frac{T_{a_{i,j+1}} - T_{a_{i,j-1}}}{2\Delta z} \right)^2 \right] \eta_{na_{i,j}} (W_{14}T_{\partial_{i,j}} + W_{15})^2 - \left[\frac{\lambda_{na_{i,j}}}{r_{a_{i,j}}} \frac{(T_{a_{i+1,j}} - T_{a_{i-1,j}})(r_{a_{i+1,j}} - r_{a_{i-1,j}})}{2\Delta s} - \right. \\ & \left. - \left(\frac{T_{a_{i+1,j}} - 2T_{a_{i,j}} + T_{a_{i-1,j}}}{\Delta s^2} + \frac{T_{a_{i,j+1}} - 2T_{a_{i,j}} + T_{a_{i,j-1}}}{\Delta z^2} \right) \lambda_{na_{i,j}} \right] (W_{14}T_{\partial_{i,j}} + W_{15})^2 = 0, \end{aligned} \quad (11)$$

где $W_{11} = -\eta_{n\partial}$, $W_{12} = \eta_{n\partial}(T_a + 273) - \alpha_2 \delta_n - \xi_{n\partial}$, $W_{14} = \delta_n^2 \eta_{n\partial}$,

$$W_{15} = \delta_n^2 (\xi_{n\partial} - 273\eta_{n\partial}),$$

$$W_{22} = 2[\xi_{n\partial} - \eta_{n\partial}(T_a + 273)](r_a + \delta_n) + \alpha_2 \delta_n (2r_a + \delta_n),$$

$$\begin{aligned}
W_{32} &= \eta_{n0} T_a (r_a + \delta_n)^2 - \alpha_z r_a \delta_n (r_a + \delta_n) + r_a (273\eta_{n0} - \xi_{n0}) (r_a + 2\delta_n), \\
W_{23} &= -[2T_a (\xi_{n0} - 273\eta_{n0}) + \alpha_z T_z \delta_n] (r_a + \delta_n), \\
W_{13} &= T_a (\xi_{n0} - 273\eta_{n0}) + \alpha_z \delta_n T_z, \\
W_{33} &= \alpha_z r_a \delta_n T_z (r_a + \delta_n) + T_a (\xi_{n0} - 273\eta_{n0}) (r_a + \delta_n)^2, \\
W_{31} &= -2r_a \eta_{n0} (\delta_n + r_a), \quad W_{21} = 2\eta_{n0} (\delta_n + r_a).
\end{aligned}$$

В соотношении (11) частные производные по s и z расписываются с помощью конечно-разностных аппроксимаций производных в средних точках. Уравнение достаточно просто разрешается с использованием метода Феррари, метода Декарта-Эйлера. Опираясь на граничные условия теплопроводности, можем выразить константы B_1, B_2, B_3 относительно температурного поля $T_{\delta_{i,j}}$.

Используя граничные условия теплопроводности I-го рода для внутренней поверхности лопатки $T_{\delta_{i,j}}$, внешней поверхности лопатки $T_{a_{i,j}}$ и граничные условия VI-го рода – условия равенства температур и тепловых потоков в области контакта лопатки и покрытия, можем аналитически решить систему уравнений (4), (7–8), (10–11). В результате соотношение для определения температуры на внутренней поверхности лопатки, омываемой хладагентом, будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
& \left(2E_{11}r_{a_{i,j}} + E_{21} \right)^2 \eta_n T_{\delta_{i,j}}^2 + \left[\left(2E_{11}r_{a_{i,j}} + E_{21} \right) \left(2E_{12}r_{a_{i,j}} + E_{22} \right) \eta_n + \left(2E_{11}r_{a_{i,j}} + E_{21} \right) \left(\frac{\lambda_{aa_{i,j}}}{r_{a_{i,j}}} + \right. \right. \\
& \left. \left. + \left(2E_{12}r_{a_{i,j}} + E_{22} \right) \eta_n + 2E_{11}\lambda_{aa_{i,j}} \right) \right] T_{\delta_{i,j}} + 2E_{12}\lambda_{aa_{i,j}} + \left(2E_{12}r_{a_{i,j}} + E_{22} \right) \left[\frac{\lambda_{aa_{i,j}}}{r_{a_{i,j}}} + \right. \\
& \left. + \left(2E_{12}r_{a_{i,j}} + E_{22} \right) \eta_n \right] + \lambda_{na} \left[\frac{T_{a_{i+1,j}} - 2T_{a_{i,j}} + T_{a_{i-1,j}}}{\Delta s^2} + \frac{T_{a_{i,j+1}} - 2T_{a_{i,j}} + T_{a_{i,j-1}}}{\Delta z^2} \right] + \\
& + \eta_n \left[\left(\frac{T_{a_{i+1,j}} - T_{a_{i-1,j}}}{2\Delta s} \right)^2 + \left(\frac{T_{a_{i,j+1}} - T_{a_{i,j-1}}}{2\Delta z} \right)^2 \right] - \frac{(T_{a_{i+1,j}} - T_{a_{i-1,j}})(r_{a_{i+1,j}} - r_{a_{i-1,j}})}{4\Delta s^2} \frac{\lambda_{na}}{r_a} = 0,
\end{aligned} \tag{12}$$

$$\text{где } E_{11} = \frac{1}{\delta_a^2}, \quad E_{21} = \frac{-2r_{a_{i,j}}}{\delta_l^2}, \quad E_{31} = \frac{r_{a_{i,j}}^2}{\delta_a^2},$$

$$E_{12} = \frac{\delta_l \lambda_{na_{i,j}} (2B_1 r_{a_{i,j}} + B_2) - T_{a_{i,j}} \lambda_{la_{i,j}}}{\delta_l^2 \lambda_{la_{i,j}}},$$

$$E_{22} = \frac{\delta_l \lambda_{na_{i,j}} (\delta_l - 2r_{a_{i,j}}) (2B_1 r_{a_{i,j}} + B_2) + 2r_{a_{i,j}} \lambda_{la_{i,j}} T_{a_{i,j}}}{\delta_l^2 \lambda_{la_{i,j}}},$$

$$E_{32} = \frac{r_{a_{i,j}} \delta_l \lambda_{na_{i,j}} (r_{a_{i,j}} - \delta_l) (2B_1 r_{a_{i,j}} + B_2) + \lambda_{la_{i,j}} T_{a_{i,j}} (\delta_l^2 - r_{a_{i,j}}^2)}{\delta_l^2 \lambda_{la_{i,j}}}.$$

Получив определяющие соотношения (11) и (12) для расчета изменения теплового состояния покрытия и лопатки, можем определить требуемую теплоотдачу на омываемой хладагентом поверхности лопатки. Поскольку температура охлаждающего агента на входе известна, можем определить коэффициент теплоотдачи на входной кромке, используя условие теплоотдачи внутренней стенки лопатки к охлаждающему агенту:

$$\alpha_{\theta_{0,j}} = \frac{[\lambda_{la_{0,j}} (T_{\theta_{0,j}} - T_{a_{0,j}}) - \delta_l \lambda_{na_{0,j}} (2B_1 r_{a_{0,j}} + B_2)] (r_{a_{0,j}} + \delta_l) \lambda_{l\theta_{0,j}} + \delta_l^2 \lambda_{la_{0,j}} (T_{\theta_{0,j}} - T_{\theta_{0,j}})}{\delta_l \lambda_{na_{0,j}} (\delta_l + 2r_{a_{0,j}}) (2B_1 r_{a_{0,j}} + B_2) + 2r_{a_{0,j}} \lambda_{la_{0,j}} (T_{a_{0,j}} - T_{\theta_{0,j}})} \lambda_{l\theta_{0,j}} + \frac{[\delta_l \lambda_{na_{0,j}} (\delta_l + 2r_{a_{0,j}}) (2B_1 r_{a_{0,j}} + B_2) + 2r_{a_{0,j}} \lambda_{la_{0,j}} (T_{a_{0,j}} - T_{\theta_{0,j}})] \lambda_{l\theta_{0,j}}}{\delta_l^2 \lambda_{la_{0,j}} (T_{\theta_{0,j}} - T_{\theta_{0,j}})}.$$

Изменение температуры охладителя по контуру лопатки в области корытца определим из граничного условия III рода для точек от $i+1$ до n :

$$T_{\theta_{i+1,j}} = T_{\theta_{i+1,j}} + \frac{[2A_1 (r_{a_{i+1,j}} + \delta_l) + A_2] [\xi_l + \eta_l (T_{\theta_{i+1,j}} - 273)]}{\alpha_{\theta_{i+1,j}}}. \quad (13)$$

Для нахождения коэффициентов теплоотдачи от внутренней поверхности лопатки к охлаждающему воздуху в области корытца рассмотрим теплообменный процесс, связанный с теплопередачей от стенки лопатки к воздуху и нагреванием охладителя. Используя следствие из закона Ньютона-Рихмана, запишем интегральную формулу количества теплоты, отводимого от стенки лопатки к охлаждающему агенту:

$$\frac{\partial Q_1}{\partial F} = \alpha_{\epsilon} t \Delta T, \quad (14)$$

где Q_1 – количество теплоты, передаваемое от внутренней поверхности лопатки к хладагенту на участке от точки i до $i+1$, F – площадь поверхности, t – время, за которое происходит процесс теплопередачи.

Интегрируя выражение (14), получим следующее соотношение для определения количество теплоты, отдаваемое охладителю:

$$Q_1 = \int_{s_i}^{s_{i+1}} \alpha_{\epsilon} (T_{\delta} - T_{\epsilon}) t \Delta z ds.$$

Процесс нагрева охлаждающего воздуха описывается выражением:

$$Q_2 = c_{p_{i,j}} m_{i,j} (T_{\epsilon_{i+1,j}} - T_{\epsilon_{i,j}}),$$

где Q_2 – количество теплоты, передаваемое от внутренней поверхности лопатки к хладагенту на участке от точки i до $i+1$, $m_{i,j}$ – масса охлаждающего агента на участке от точки i до $i+1$, $c_{p_{i,j}}$ – изобарная теплоемкость охлаждающего агента.

Приравняв количество теплоты, отданное лопаткой и приобретенное охлаждающим агентом, запишем уравнение теплового баланса $Q_1 = Q_2$ при течении охладителя в канале между дефлектором и лопаткой на участке от точки i до $i+1$:

$$\int_{s_i}^{s_{i+1}} \alpha_{\epsilon} (T_{\delta} - T_{\epsilon}) \Delta z ds = c_{p_{i,j}} G_{\epsilon_{i,j}} (T_{\epsilon_{i+1,j}} - T_{\epsilon_{i,j}}), \quad (15)$$

где $G_{\epsilon_{i,j}}$ – массовый расход охлаждающего воздуха.

Представим интеграл в левой части выражения (15) в приближенном виде с помощью метода трапеций:

$$\frac{\alpha_{\epsilon_{i+1,j}} (T_{\delta_{i+1,j}} - T_{\epsilon_{i+1,j}}) + \alpha_{\epsilon_{i,j}} (T_{\delta_{i,j}} - T_{\epsilon_{i,j}})}{2} \Delta z \Delta s = c_{p_{i,j}} G_{\epsilon_{i,j}} (T_{\epsilon_{i+1,j}} - T_{\epsilon_{i,j}}). \quad (16)$$

Подставим выражение (13) для температуры $T_{\epsilon_{i,j}}$ в уравнение (16):

$$\alpha_{\epsilon_{i+1,j}} = \frac{2c_{p_{i,j}} G_{\epsilon_{i,j}} [2A_1(r_{a_{i+1,j}} + \delta_l) + A_2 [\xi_l + \eta_l (T_{\delta_{i+1,j}} - 273)]]}{2c_{p_{i,j}} G_{\epsilon_{i,j}} (T_{\delta_{i+1,j}} - T_{\epsilon_{i,j}}) - [2A_1(r_{a_{i+1,j}} + \delta_l) + A_2] \lambda_{\epsilon_{i+1,j}} + \alpha_{\epsilon_{i,j}} (T_{\delta_{i,j}} - T_{\epsilon_{i,j}}) \Delta z \Delta s}$$

Таким образом, получено рекуррентное соотношение для определения теплоотдачи от внутренней поверхности лопатки к охладителю. С помощью данного соотношения можно определить распределение коэффициентов теплоотдачи, удовлетворяющих необходимому температурному полю $T_{a,i,j}$ на поверхности лопатки в области корытца для каждого отдельного слоя по высоте. В области спинки лопатки расчет проводится аналогично при $r_{a,i,j} - \delta_l \leq r_{s,i,j} \leq r_{a,i,j} + \delta_n$.

Полученные в исследовании соотношения позволят провести наиболее точный анализ распределения коэффициентов теплоотдачи на поверхности теплоотвода.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Веретенников С.В., Хасанов С.М. Исследование теплового состояния сопловых лопаток с циклонно-вихревой системой охлаждения // *Авиационная и ракетно-космическая техника*. 2011. С. 323–328.
2. Зысина-Моложен Л.М., Теплообмен в турбомашинах. Л: Машиностроение. 1974. С. 336.
3. Курманов Б.И., Осипов, Петрунин, Сравнительный анализ схем охлаждения выходной кромки турбинной лопатки ГТУ // *Проблемы энергетики*. 2007. № 3–4. С. 68–75.
4. Самойленко В.М. Исследование стабильности слоев защитных алюминидных покрытий // *Научный вестник МГТУ ГА*. 2006. № 108. С. 112–114.