Интернет-журнал «Науковедение» ISSN 2223-5167 http://naukovedenie.ru/

Том 8, №1 (2016) http://naukovedenie.ru/index.php?p=vol8-1

URL статьи: http://naukovedenie.ru/PDF/25TVN116.pdf

DOI: 10.15862/25TVN116 (http://dx.doi.org/10.15862/25TVN116)

Статья опубликована 16.02.2016.

Ссылка для цитирования этой статьи:
Гринкруг М.С., Андрианов И.К. Численный подход к расчету параметров охлаждающего потока в каналах оболочковых элементов турбомашин для заданных условий на поверхности теплоотвода // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №1 (2016) http://naukovedenie.ru/PDF/25TVN116.pdf (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ. DOI: 10.15862/25TVN116

УДК 536.24

Гринкруг Мирон Соломонович
ФГБОУ ВПО «Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет», Россия, Комсомольск-на-Амуре
Заведующий кафедрой «Общая физика»
Кандидат технических наук, доцент

Андрианов Иван Константинович
ФГБОУ ВПО «Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет», Россия, Комсомольск-на-Амуре[1]
Аспирант
E-mail: ivan_andrianov_90@mail.ru

Численный подход к расчету параметров охлаждающего потока в каналах оболочковых элементов турбомашин для заданных условий на поверхности теплоотвода

Аннотация. Рассмотрена математическая модель течения теплоотводящего газового потока во внутренних каналах оболочковых элементов турбомашин. Предложено численное решение обратной задачи конвективного теплообмена по восстановлению полей скоростей и давлений движущейся теплоотводящей среды, геометрических размеров канала между стенкой оболочки и дефлекторной вставкой методом последовательных приближений. Исследована связь между причинными характеристиками течения движущейся теплоотводящей среды на основании критериальных уравнений подобия. Предложен алгоритм решения задачи по определению поля скоростей, распределения давлений в каналах охлаждения и ширины поперечного сечения канала. При исследовании конечно-разностной модели восстановления параметров течения охлаждающего газового потока использовался итерационный подход с применением достаточного условия сходимости. В работе отражена практическая значимость оптимизации системы охлаждения, обеспечивающей желаемые тепловые условия на ограждающей поверхности элемента. Представлен вариант разрешения дискретной математической модели относительно основных динамических теплофизических характеристик теплообменной системы. Рассмотренный метод расчета позволит регулировать процесс теплоотвода в зависимости от требуемого расхода охлаждающей газовой среды, что даст возможность существенно повысить эффективность процесса охлаждения, минимизируя затраты на снижение температуры охлаждающего потока и рационального расхода хладагента.

[1] 681000, Комсомольск-на-Амуре, Хабаровский край, ул. Ленина, д. 40, кв. 22

Ключевые слова: теплообмен; оболочковый элемент; температурное поле; поле скоростей; конечно-разностный метод; теплоотдача; дефлектор; система охлаждения; расход газа; поверхность теплоотвода

Разработка новых технологий, связанных с функционированием теплообменных систем в производственной сфере, непосредственно сопряжена с решением прикладных задач оптимизации, где одним из способов достижения требуемых тепловых условий является исследование причинных параметров теплообменного процесса. Возможность управления движением теплоотводящего потока представляется чрезвычайно важной проблемой, решение которой позволит обеспечить наилучшие условия работы элементов, находящихся в условиях высокотемпературного воздействия. В свою очередь данная проблема требует разработки численных методов для решения обратных теплообменных задач. Поскольку на сегодняшний день практически ни один из процессов теплопереноса не обходится без конвективного теплообмена, весьма актуальной является задача численного восстановления причинных характеристик теплообмена.

Практическая значимость данного исследования обусловлена необходимостью повышения эффективности теплоотвода при работе оболочковых элементов в условиях высокотемпературного нагружения. Реализация предложенной схемы течения позволит избежать трудностей, связанных с повышением интенсификации охлаждения, особенно при использовании систем перфорации, которые в свою очередь могут приводить к ослаблению конструкций оболочковых элементов.

Таким образом, в данном исследовании рассматривается обратная задача конвективного теплообмена. Объектом данного исследования является движущийся тепловой газовый поток, омывающий наружную поверхность оболочки, подвергаемой высокотемпературному воздействию. На основании заданных теплофизических условий на граничной поверхности оболочки, требуется определить параметры теплоотводящей газовой среды, движущейся во внутренней полости.

В рамках данного исследования необходимо разграничить причинные и следственные характеристики. Под причинными характеристиками конвективного теплообмена будем понимать термодинамические параметры системы: поля скоростей и давлений охлаждающего потока, а также геометрический размер канала между стенкой элемента и дефлекторной вставкой, сопряженные через движущийся охлаждающий поток. Тогда следственной характеристикой теплообменного процесса выступают температурное поле на граничной поверхности теплоотвода оболочки, распределение коэффициентов теплоотдачи и тепловое состояние охлаждающего потока, изменяющегося в направлении течения. Особенности расчета параметров теплообменного процесса на поверхности теплоотвода отражены в работе [1].

Исследование процесса теплопереноса в движущейся среде затрагивает вопросы гидродинамики, поэтому описание процесса теплопроводности требует обращения к фундаментальным закономерностям течения высокотемпературной газовой среды в работах [2], [3], [4]. Особенно важным данное исследование представляется в тех случаях, когда температурное поле на поверхности теплоотвода является неоднородным, что в свою очередь порождает неравномерность распределения коэффициентов теплоотдачи и неоднородное поле скоростей движущейся газовой среды. На сегодняшний день расчет течения теплового газового потока исследован в работах [5], [6], [7]. Оценка изменений полей скоростей в межлопаточном канале турбин достаточно подробно исследована работе [8]. Особенности влияния формы поперечного сечения канала течения теплового потока рассмотрены в работе [9].

В работе [10] предложена математическая модель, описывающая течение конвективного теплообменного процесса в каналах оболочковых элементов турбомашин. Однако не представлен алгоритм численного решения предложенной дискретной модели для возможных случаев течения в зависимости от геометрии канала. Таким образом, в рамках поставленной проблемы требуется восстановить термодинамические параметры теплообменной системы в соответствии с предложенным алгоритмом расчета. Положим, что охлаждающий поток направлен по контуру сечения оболочки, тогда расход теплоотводящей среды будет изменяться только по высоте оболочкового элемента, а в направлении выбранного сечения будет оставаться неизменным. При этом для повышения интенсивности теплообмена во внутренней полости оболочки имеется дефлекторная вставка. В результате, зная требуемые теплофизические характеристики на граничной поверхности теплоотвода, можно управлять параметрами движущегося охлаждающего потока между стенкой оболочки и дефлектором.

Определяющим процесс течения является массовый расход G теплоотводящего газа, который рассчитывается согласно соотношению:

$$G = \rho \upsilon F ,$$

где υ – скорость течения потока, F – площадь поперечного сечения канала, ρ – плотность газа.

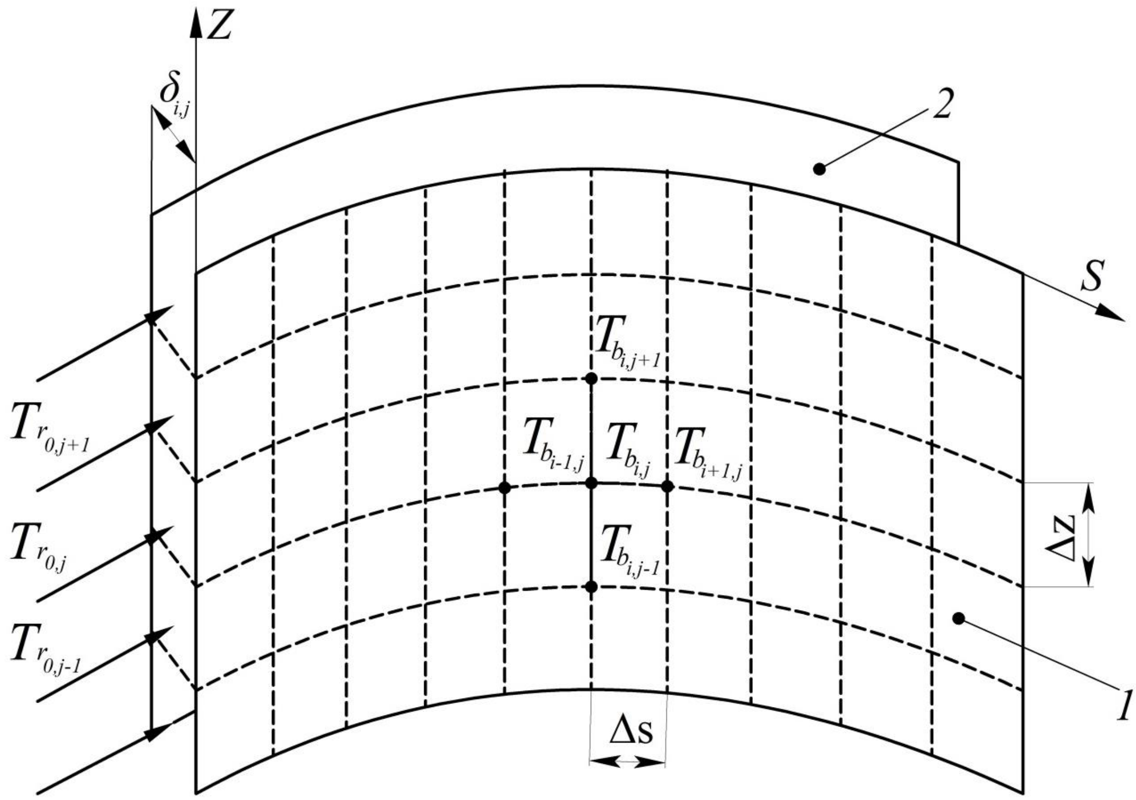

Рисунок. *Участок оболочкового элемента, омываемый охлаждающим газовым потоком: 1 – поверхность теплоотвода оболочки, 2 – поверхность дефлектора*

Построим расчетную сетку с системой узлов $s_{i+1} = s_i + \Delta s,\quad i = 0,\ 1,\ \ldots,\ n$ вдоль контура *s* и для отдельных сечений $z_{j+1} = z_j + \Delta z,\ \ j = 0,\ 1,\ \ldots,\ m$ по высоте *z* поверхности теплоотвода. Выделим элементарный участок канала, по которому проходит течение хладагента, площадью сечения $\Delta F_{i,j} = \delta_{i,j}\Delta z$, где *i*-ый узел – расчетная точка в направлении координаты *s*, *j*-ый узел – расчетная точка в направлении координаты *z*. Расход охладителя будет оставаться инвариантным вдоль контура *s* и для каждого *j*-го слоя по высоте *z* будет определяться соотношением:

$$G_j = \rho_{i,j}\upsilon_{i,j}\delta_{i,j}\Delta z\,, \tag{1}$$

где $\delta_{i,j}$ – зазор между дефлектором и внутренней поверхностью оболочки в i,j – точке.

Для описания конвективного теплообменного процесса используем уравнение состояния, объединяющее основные теплофизические характеристики системы:

$$p_{i,j} = \rho_{i,j} R T_{r_{i,j}}\,, \tag{2}$$

где $p_{i,j}$ – давление, R – газовая постоянная охлаждающего агента, $T_{r_{i,j}}$ – температура газовой среды в *i*,*j*-ой точке на поверхности теплоотвода.

Выражая из уравнения (2) плотность охладителя и подставляя в соотношение (1), получим уравнение для определения геометрических размеров канала между оболочкой и дефлектором:

$$\delta_{i,j} = \frac{G_j R T_{r_{i,j}}}{p_{i,j}\upsilon_{i,j} dz}\,. \tag{3}$$

В условиях данной задачи, взаимозависимыми являются параметры течения охлаждающего потока, подлежащие определению: скорость, давление и геометрический размер канала. Для расчета скорости охлаждающего потока в узлах контура, необходимо рассмотреть критериальные уравнения подобия, связывающие коэффициент теплоотдачи и термодинамические параметры охладителя при его течении во внутренних каналах между оболочкой и дефлектором. Зависимость теплоотдачи охладителя и параметров охлаждающего потока определяется уравнением, описывающим течение хладагента в узком канале, которое получено А.С. Сукомелом, В.М. Мухиным и В.И. Величко [11, с. 254]:

$$\mathrm{Nu} = 0.022\,\mathrm{Re}^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.43}\left(\frac{T_r}{T_b}\right)^{0.42}\varepsilon_l\,, \tag{4}$$

где T_b – температурное поле на поверхности теплоотвода оболочки, ε_l – поправочный коэффициент, принимающий значения $\varepsilon_l = 1$ при $\dfrac{s}{d} \geq 15$, $\varepsilon_l = 1.38\left(\dfrac{s}{d}\right)^{-0.12}$ при $\dfrac{s}{d} < 15$, $d = 2\delta$ – гидравлический диаметр канала, Nu – критерий Нуссельта, Pr – критерий Прандтля, Re – критерий

Аналогичная запись соотношения (4) используется для моделирования течения в работе [10, с. 117], но в упрощенной записи. Преобразуем соотношение (4) с помощью критериев подобия тепловых процессов:

$$\frac{2\alpha_r \delta}{\lambda_r} = 0.022\left(\frac{2\upsilon\delta}{\nu}\right)^{0.8}\left(\frac{\mu c_p}{\lambda_r}\right)^{0.43}\left(\frac{T_r}{T_b}\right)^{0.42}\varepsilon_l, \quad (5)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости охлаждающего вещества, λ_r – коэффициент теплопроводности охладителя, c_p – изобарная теплоемкость, где α_r – коэффициент теплоотдачи от поверхности теплоотвода к охлаждающему потоку, ν – коэффициент кинематической вязкости.

Представим полученное соотношение (5) для *i,j* – точки расчетной сетки при течении охлаждающего агента вдоль контура *s* с учетом поправочного коэффициента ε_l:

$$\frac{2\alpha_{r_{i,j}}\delta_{i,j}}{\lambda_{r_{i,j}}} = \frac{3}{100}\left(\frac{2\upsilon_{i,j}\delta_{i,j}}{\nu_{i,j}}\right)^{0.8}\left(\frac{\mu_{i,j}c_{p_{i,j}}}{\lambda_{r_{i,j}}}\right)^{0.43}\left(\frac{T_{r_{i,j}}}{T_{b_{i,j}}}\right)^{0.42}\left(\frac{i\Delta s}{2\delta_{i,j}}\right)^{-0.12} \text{ при } \frac{\Delta s(i)}{2\delta_{i,j}} < 15, \quad (6)$$

$$\frac{2\alpha_{r_{i,j}}\delta_{i,j}}{\lambda_{r_{i,j}}} = 0.022\left(\frac{2\upsilon_{i,j}\delta_{i,j}}{\nu_{i,j}}\right)^{0.8}\left(\frac{\mu_{i,j}c_{p_{i,j}}}{\lambda_{r_{i,j}}}\right)^{0.43}\left(\frac{T_{r_{i,j}}}{T_{b_{i,j}}}\right)^{0.42} \text{ при } \frac{\Delta si}{2\delta_{i,j}} \geq 15. \quad (7)$$

Поскольку давление и скорость представляются взаимозависимыми термодинамическими параметрами, исключим геометрический размер канала $\delta_{i,j}$ из уравнений (6) и (7) путем подстановки выражения для зазора (3) в уравнения теплоотдачи. В результате, зависимость между давлением и скоростью в определенной точке контура выразится соотношениями:

$$p_{i,j} = \frac{C_{i,j}}{\upsilon_{i,j}^{11}}, \text{ при } \frac{i\Delta s}{2\delta_{i,j}} < 15, \quad (8)$$

$$p_{i,j} = \frac{D_{i,j}}{\upsilon_{i,j}^{5}}, \text{ при } \frac{i\Delta s}{2\delta_{i,j}} \geq 15, \quad (9)$$

где $D_{i,j} = \left[0.011\left(\frac{2G_j RT_{r_{i,j}}}{\nu_{i,j}\Delta z}\right)^{-0.8}\left(\frac{\mu_{i,j}c_{p_{i,j}}}{\lambda_{r_{i,j}}}\right)^{-0.43}\left(\frac{T_{r_{i,j}}}{T_{b_{i,j}}}\right)^{-0.42}\frac{\alpha_{r_{i,j}}}{\lambda_{r_{i,j}}}\frac{G_j RT_{r_{i,j}}}{\Delta z}\right]^5$,

$$C_{i,j} = \left[\left(\frac{2G_j RT_{r_{i,j}}}{\nu_{i,j}\Delta z}\right)^{-0.8}\left(\frac{\mu_{i,j}c_{p_{i,j}}}{\lambda_{r_{i,j}}}\right)^{-0.43}\left(\frac{T_{r_{i,j}}}{T_{b_{i,j}}}\right)^{-0.42}\left(\frac{i\Delta s\Delta z}{2G_j RT_{r_{i,j}}}\right)^{0.12}\frac{3\alpha_{r_{i,j}}G_j RT_{r_{i,j}}}{50\lambda_{r_{i,j}}\Delta z}\right]^{\frac{25}{2}}.$$

Процесс движения газового потока опишем на основании закона сохранения импульса с учетом действия сил трения. Для этого воспользуемся уравнением Бернулли в дифференциальной форме:

Том 8, №1 (январь - февраль 2016)
publishing@naukovedenie.ru

$$dp + d\left(\frac{\rho\upsilon^2}{2}\right) + \lambda_f \frac{\rho\upsilon^2}{2}\frac{ds}{d_г} = 0. \tag{10}$$

где λ_f – коэффициент трения поверхности оболочки.

Подставим выражение плотности из уравнения состояния (2) в (13) и заменим полные дифференциалы dp *и* $d\left(\frac{\rho\upsilon^2}{2}\right)$ конечными левыми разностями для *i*-ой точки расчетного контура:

$$2R\left(p_{i,j} - p_{i-1,j}\right) + \frac{p_{i,j}\upsilon_{i,j}^2}{T_{r_{i,j}}} - \frac{p_{i-1,j}\upsilon_{i-1,j}^2}{T_{r_{i-1,j}}} + \frac{\lambda_f}{2}\frac{p_{i-1,j}\upsilon_{i-1,j}^2}{T_{r_{i-1,j}}\delta_{i-1,j}}\Delta s = 0. \tag{11}$$

Применительно к разностному уравнению (11) рассмотрим в отдельности каждый из вариантов расчета поля скоростей в зависимости от условий течения при $\frac{i\Delta s}{2\delta_{i,j}} < 15$ и при $\frac{i\Delta s}{2\delta_{i,j}} \geq 15$. Определим условия применения каждого из соотношений (8) и (9). Преобразуем $\frac{i\Delta s}{2\delta_{i,j}} < 15$ с помощью выражений (8) и (3) к следующему виду:

$$\upsilon_{i,j} > \left(i\frac{C_{i,j}\Delta z\Delta s}{30G_j RT_{r_{i,j}}}\right)^{\frac{1}{10}}. \tag{12}$$

Разностное уравнение (11) представлено в неявном виде, поскольку скорость хладагента $\upsilon_{i,j}$ зависит от давления $p_{i,j}$ на текущем шаге. В результате, разрешая систему уравнений (8) и (11) при условии (12) получим нелинейное уравнение относительно скорости течения охладителя $\upsilon_{i,j}$:

$$\upsilon_{i,j}^{11}\left[\frac{p_{i-1,j}^2\lambda_f\Delta z\Delta s}{2G_j RT_{r_{i-1,j}}^2}\upsilon_{i-1,j}^3 - \frac{p_{i-1,j}}{T_{r_{i-1,j}}}\upsilon_{i-1,j}^2 - p_{i-1,j}\right] + \frac{C_{i,j}}{T_{r_{i,j}}}\upsilon_{i,j}^2 + 2RC_{i,j} = 0. \tag{13}$$

Нелинейность разностного уравнения (13) приводит к необходимости проведения итерационного процесса с помощью метода последовательных приближений. Заменим разностное уравнение (13) эквивалентным $\upsilon_{i,j} = F\left(\upsilon_{i,j}\right)$:

$$\upsilon_{i,j} = \upsilon_{i,j} + \beta_{i,j}\left[\upsilon_{i,j}^{11}\left[\frac{p_{i-1,j}^2\lambda_f\Delta z\Delta s}{2G_j RT_{r_{i-1,j}}^2}\upsilon_{i-1,j}^3 - \frac{p_{i-1,j}}{T_{r_{i-1,j}}}\upsilon_{i-1,j}^2 - p_{i-1,j}\right] + \frac{C_{i,j}}{T_{r_{i,j}}}\upsilon_{i,j}^2 + 2RC_{i,j}\right]. \tag{14}$$

где $\beta_{i,j}$ – итерационный параметр.

Поскольку значения давления $p_{i-1,j}$ и скорости потока $\upsilon_{i-1,j}$ в предыдущих узлах расчетной сетки известны, найдем достаточное условие сходимости итерационного процесса относительно переменной $\upsilon_{i,j}$:

$$\left|\frac{\partial f_{i,j}}{\partial \upsilon_{i,j}}\right| < 1. \tag{15}$$

Дифференцируем выражение (14) согласно условию (15):

$$\frac{\partial f_{i,j}}{\partial \upsilon_{i,j}} = 1 + \beta_{i,j}\left[11\upsilon_{i,j}^{10}\left[\frac{p_{i-1,j}^2 \lambda_f \Delta z \Delta s}{2G_j RT_{r_{i-1,j}}^2}\upsilon_{i-1,j}^3 - \frac{p_{i-1,j}}{T_{r_{i-1,j}}}\upsilon_{i-1,j}^2 - p_{i-1,j}\right] + 2\frac{C_{i,j}}{T_{r_{i,j}}}\upsilon_{i,j}\right].$$

В результате линеаризованное уравнение для определения скорости течения теплоотводящего потока на участке $[s_{i-1}, s_i]$ представится в следующем виде:

$$\upsilon_{i,j}^{(k+1)} = F_1\left(\upsilon_{i,j}^{(k)}\right),\ k = 0,\ 1,\ldots,\ n. \tag{16}$$

Для обеспечения сходимости определим итерационный параметр $\beta_{i,j}$ из более жесткого условия $\frac{\partial f_{i,j}}{\partial \upsilon_{i,j}} = 0$. В качестве начального приближения $\upsilon_{i,j}^{(0)} = \upsilon_{i-1,j}$ используем значение скорости в предыдущем узле для ускорения сходимости:

$$\beta_{i,j} = -\frac{1}{11\upsilon_{i-1,j}^{10}\left[\frac{p_{i-1,j}^2 \lambda_f \Delta z \Delta s}{2G_j RT_{r_{i-1,j}}^2}\upsilon_{i-1,j}^3 - \frac{p_{i-1,j}}{T_{r_{i-1,j}}}\upsilon_{i-1,j}^2 - p_{i-1,j}\right] + 2\frac{C_{i,j}}{T_{r_{i,j}}}\upsilon_{i-1,j}}.$$

Критерий окончания итерационного процесса определяется условием для заданной погрешности ε:

$$\left|\frac{\upsilon_{i,j}^{(k+1)} - \upsilon_{i,j}^{(k)}}{\upsilon_{i,j}^{(k)}}\right| \le \varepsilon. \tag{17}$$

Рассмотрим второй случай расчета поля скоростей, для которого уравнение теплоотдачи удовлетворяет условию $\frac{i\Delta s}{2\delta_{i,j}} \ge 15$. С учетом уравнений (3) и (9) область применения уравнения теплоотдачи для расчета скорости потока будет определяться неравенством:

$$\upsilon_{i,j} \le \left[i\frac{D_{i,j}\Delta s \Delta z}{30 G_j RT_{r_{i,j}}}\right]^{\frac{1}{4}}. \tag{18}$$

Аналогично первому варианту решения, получим разностное уравнение для определения скорости охлаждающего потока в зависимости от давления $p_{i-1,j}$ и скорости

$\upsilon_{i-1,j}$ на предыдущих шагах. Подставим выражение (9) в разностное уравнение (11), в результате преобразований получим эквивалентное уравнение:

$$\upsilon_{i,j}^5\left[\frac{\lambda_f}{2}\frac{p_{i-1,j}^2\upsilon_{i-1,j}^3}{G_j R T_{r_{i-1,j}}^2}\Delta z\Delta s-2Rp_{i-1,j}-\frac{p_{i-1,j}\upsilon_{i-1,j}^2}{T_{r_{i-1,j}}}\right]+2RD_{i,j}+D_{i,j}\frac{\upsilon_{i,j}^2}{T_{r_{i,j}}}=0. \quad (19)$$

Эквивалентное уравнение будет иметь следующий вид:

$$\upsilon_{i,j}=1+\gamma_{i,j}\left[\upsilon_{i,j}^5\left[\frac{\lambda_f}{2}\frac{p_{i-1,j}^2\upsilon_{i-1,j}^3}{G_j R T_{r_{i-1,j}}^2}\Delta z\Delta s-2Rp_{i-1,j}-\frac{p_{i-1,j}\upsilon_{i-1,j}^2}{T_{r_{i-1,j}}}\right]+2RD_{i,j}+D_{i,j}\frac{\upsilon_{i,j}^2}{T_{r_{i,j}}}\right]. \quad (20)$$

Начальное приближение, итерационный параметр $\gamma_{i,j}$ и условие окончания итерационного процесса для численного расчета поля скоростей согласно (19) - (20) аналогичны, как и для первого варианта течения. Соответственно, алгоритм решения задачи восстановления причинных характеристик теплоотводящего потока можем построить на основании следующей последовательности действий:

1. Расчет поля скоростей потока в узлах контура на основании данных в предыдущих узлах разностной сетки согласно итерационной схеме (14), (16), (17).
2. Проверка условия применимости расчетной формулы согласно условию (12). При удовлетворении условия (12) переход к шагу №3. При выполнении условия (18) расчет скорости в соответствии с разностным соотношением (20).
3. Расчет давления на основании данных скорости в текущем узле согласно соотношениям (8) либо (9).
4. Расчет ширины поперечного сечения канала в текущей точке контура при известных значениях скорости и давления потока согласно уравнению (3).

Таким образом, представленный численный алгоритм расчета полей скоростей и давлений с выбором необходимого итерационного параметра, обеспечивающего сходимость процесса, позволит получить решение геометрической обратной задачи теплообмена, т.е. восстановить требуемый зазор между дефлекторной вставкой и поверхностью теплоотвода, который обеспечит требуемую теплоотдачу и тепловое состояние исследуемого элемента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андрианов И.К., Гринкруг М.С. Численный метод расчета теплоотдачи для требуемого температурного поля на поверхности контакта лопатки и теплозащитного покрытия при поперечной схеме охлаждения // Вестник Московского государственного областного университета серия «Физика-математика». – 2015 г., – №2 – с. 34-44.
2. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
3. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 5-е изд., Москва, Наука, 1978, 736 с.
5. Майкапар Г.И. Влияние угла атаки на тепловой поток в критической точке при сверхзвуковых скоростях // Ученые записки ЦАГИ. - т.10. - №1. – 1979. - С. 106 – 111.
6. O’Donovan T.S., Murray D.B., Jet impingement heat transfer: mean and root-mean-sqare heat transfer and velocity distributions // International journal of heat and mass transfer. – 2007. – v.50. - №17-18. – p. 3191 – 3301.
7. Laguerre O., Amara S.B., Flick D. Heat transfer between wall and packed bed crossed by low velocity airlow // Applied thermal engineering. – 2006. – v.26. - №16. – p. 1951 – 1960.
8. Бикбулатов А.М., Шаймухаметов Д.Р. Моделирование течения в межлопаточном канале сопловой решетки // Вестник науки и образования. - №2. – 2014. – с. 21-25.
9. Кирюхина Н.В., Горбунов А.К., Силаева Н.А. Моделирование конвективного теплообмена в призматических каналах с различной геометрией сечения. Инженерный журнал: наука и инновации, 2015, вып. 1. – с. 1-7.
10. М.С. Гринкруг, Л.В. Арсеньев, Л.С. Гринкруг, И.С. Чобан, Метод расчета оптимальных систем охлаждения оболочковых элементов судовых ГТД // Совершенствование газодинамических элементов судовых агрегатов и устройств. - Горький: ГПИ, 1986. - С. 115-119.
11. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С., Теплопередача, М.: «Энергия», 1975. - 488 с.

Grinkrug Miron Solomonovich
Komsomolsk-na-Amure State Technical University, Russia, Komsomolsk-na-Amure

Andrianov Ivan Konstantinovich
Komsomolsk-na-Amure State Technical University, Russia, Komsomolsk-na-Amure
E-mail: ivan_andrianov_90@mail.ru

The numerical approach to the calculation of the cooling flow parameters at the shell element channels of turbomachinery for specific conditions on the heat sink surface

Abstract. The mathematical model of the heat the gas flow in the shell elements inner channels of turbomachinery has been considered. Numerical solution of the convective heat inverse problem for velocity and pressure fields heat-moving environment recovery, the geometric dimensions of the channel between the wall of the shell and baffle insert method of successive approximations was proposed. The link between cause heat-flow characteristics of the moving medium is investigated on the basis of similarity criteria equations. The algorithm for solving the problem of determining the velocity field, pressure distribution in the cooling channels and the width of the channel cross section has been proposed. The iterative approach with sufficient convergence was used in the finite-difference model investigation of the cooling gas flow parameters restoration. The practical importance of the cooling system optimization, providing the desired thermal conditions on the surface of the cladding has been shown in the work. Option permits discrete mathematical model presented on the basic dynamic thermal characteristics of the heat exchange system. The above method of calculation allows adjusting the heat removal process depending on the desired flow rate of the cooling medium gas that will enable significantly improve the efficiency of the cooling process, minimizing the cost of reducing the cooling flow temperature and management of gas flow.

Keywords: heat exchange; sheath element; temperature field; the velocity field; finite difference method; heat transfer; deflector; cooling system; gas consumption; the heat sink surface

REFERENCES

1. Andrianov I.K., Grinkrug M.S. Chislennyy metod rascheta teplootdachi dlya trebuemogo temperaturnogo polya na poverkhnosti kontakta lopatki i teplozashchitnogo pokrytiya pri poperechnoy skheme okhlazhdeniya // Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo oblastnogo universiteta seriya «Fizika-matematika». – 2015 g., – №2 – s. 34-44.
2. Patankar S. Chislennye metody resheniya zadach teploobmena i dinamiki zhidkosti. – M.: Energoatomizdat, 1984. – 152 s.
3. Lykov A.V. Teoriya teploprovodnosti. – M.: Vysshaya shkola, 1967. – 600 s.
4. Loytsyanskiy L.G. Mekhanika zhidkosti i gaza. 5-e izd., Moskva, Nauka, 1978, 736 s.
5. Maykapar G.I. Vliyanie ugla ataki na teplovoy potok v kriticheskoy tochke pri sverkhzvukovykh skorostyakh // Uchenye zapiski TsAGI. - t.10. - №1. – 1979. - S. 106 – 111.
6. O’Donovan T.S., Murray D.B., Jet impingement heat transfer: mean and root-mean-sqare heat transfer and velocity distributions // International journal of heat and mass transfer. – 2007. – v.50. - №17-18. – r. 3191 – 3301.
7. Laguerre O., Amara S.B., Flick D. Heat transfer between wall and packed bed crossed by low velocity airlow // Applied thermal engineering. – 2006. – v.26. - №16. – p. 1951 – 1960.
8. Bikbulatov A.M., Shaymukhametov D.R. Modelirovanie techeniya v mezhlopatochnom kanale soplovoy reshetki // Vestnik nauki i obrazovaniya. - №2. – 2014. – s. 21-25.
9. Kiryukhina N.V., Gorbunov A.K., Silaeva N.A. Modelirovanie konvektivnogo teploobmena v prizmaticheskikh kanalakh s razlichnoy geometriey secheniya. Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii, 2015, vyp. 1. – s. 1-7.
10. M.S. Grinkrug, L.V. Arsen'ev, L.S. Grinkrug, I.S. Choban, Metod rascheta optimal'nykh sistem okhlazhdeniya obolochkovykh elementov sudovykh GTD // Sovershenstvovanie gazodinamicheskikh elementov sudovykh agregatov i ustroystv. - Gor'kiy: GPI, 1986. - S. 115-119.
11. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S., Teploperedacha, M.: «Energiya», 1975. - 488 s.