

Расчет и конструирование машин

УДК 669.713.7

Локальная теплоотдача в граничных условиях турбомашин

А.А. Кишкин¹, А.А. Зуев¹, В.П. Леонов²

¹ Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика М.Ф. Решетнева, 660014, Красноярск, Российская Федерация, пр. им. газеты Красноярский рабочий, д. 31.

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Local heat transfer under the boundary conditions of turbomachinery

A.A. Kishkin¹, A.A. Zuev¹, V.P. Leonov²

¹ Siberian State Aerospace University, Krasnoyarsky Rabochy Av., 31, 660014 Krasnoyarsk, Russian Federation.

² Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



e-mail: spsp99@mail.ru, dla2011@inbox.ru, crio@power.bmstu.ru



В настоящее время возможность моделирования работы и процессов, протекающих в турбомашинах различного назначения, является актуальной. Учет особенностей течения с теплообменом при разработке методик расчета и моделирования рабочих параметров представляет важную научную и инженерную задачу, входящую в число определяющих при разработке новых образцов турбомашин. Учет теплоотдачи рабочих тел к элементам конструкции при реализации различных течений в полостях турбомашин обусловлен повышением теплотемпературы протекаемых процессов и увеличением времени работы системы в целом, а также повышенным требованиям к надежности и увеличению времени наработки на отказ. Разработана методика моделирования и расчета параметров потока рабочего тела в полостях турбомашин, учитывающая теплоотдачу в элементы конструкции. На основе интегрального соотношения уравнения энергии температурного пограничного слоя и закона теплообмена в турбулентном пограничном слое получены выражения для определения локальных коэффициентов теплоотдачи прямолинейного и вращательных течений.

Ключевые слова: турбомашина, температурный пограничный слой, коэффициент теплоотдачи, уравнение энергии.



Modeling the working processes in turbomachines of various purposes is of particular interest nowadays. It is very important to take into account the peculiarities of heat transfer when developing new methods of calculation and simulation of working parameters of new types of turbomachines. Accounting for the heat transfer from the working medium to the structural elements is dictated by the increased heat density of turbomachines, the growing working time of the system as a whole, and the enhanced requirements for reliability and uptime. A technique for computing and simulating the working fluid flow in the cavities of turbomachines taking into account the heat transfer to structural elements is developed. The integral form of the energy equation describing a thermal boundary layer and the heat transfer law describing a turbulent boundary layer are used to deduce relationships for determining the local heat transfer coefficients of rectilinear and rotational flows.

Keywords: turbomachine, thermal boundary layer, heat transfer coefficient, energy equation.

Учет особенностей теплоотдачи в полостях компрессорных и расширительных турбомашин является актуальной задачей. В настоящее время моделирование течения с теплоотдачей при реализации потенциального и вихревого вращательного течения в проточных частях турбомашин в основном осуществляется двумя методами: использованием эмпирических уравнений и численными методами решения дифференциальных уравнений в частных производных. Первый метод требует достаточно больших временных и материальных затрат на постановку и проведение экспериментальных исследований, а также не всегда обеспечивает требуемую точность расчета гидродинамических и тепловых характеристик вращательных течений с учетом теплоотдачи. Численные методы достаточно сложны в использовании при проведении инженерных расчетов и для их реализации требуется специализированное программное обеспечение. Аналитический метод позволяет получить аналитические зависимости, применимые для инженерных расчетов в широком диапазоне возможных вариаций конструктивных и режимно-эксплуатационных параметров.

Возможны режимы эксплуатации, особенно агрегатов подачи, на которых даже незначительный подогрев криогенного рабочего тела может вызвать его закипание и, как следствие, падение эксплуатационных характеристик, а также потерю герметичности агрегата в целом. С другой стороны, недостаточный подогрев в проточной части некоторых видов рабочих тел приводит к их высокой вязкости и снижению общего КПД турбоустановки.

Основными объектами исследования, где реализуется потенциальное и вихревое вращательное течение, являются конструктивные элементы компрессорных и расширительных турбомашин: подводящее и отводящее устройства, обратный направляющий аппарат при использовании многоступенчатого агрегата, вспомогательный гидравлический тракт [1].

Цель работы — разработка методики моделирования и расчета параметров потока рабочего тела в полостях турбомашин с учетом теплоотдачи в элементы конструкции.

При обобщенной постановке задачи о течении жидкости при теплообмене с поверхностью агрегатов таких как компрессоры, детандеры, насосы криогенных компонентов и т. п., необходимо учитывать изменение температуры потока по длине рабочего канала, поскольку вязкость, как функция температуры, в основном

определяет режим течения и, как следствие, гидравлические потери.

Для случая течения несжимаемой жидкости необходимо и достаточно совместного решения уравнений движения и энергии в граничных условиях пространственного пограничного слоя, а для сжимаемой жидкости необходимо дополнение системы уравнением состояния.

При значении числа Прандтля $Pr = 1$ (что наиболее характерно для большинства газообразных рабочих тел [2]) толщины динамического и теплового пограничных слоев одинаковы. Для аппроксимации распределения скоростей в динамическом пограничном слое воспользуемся степенным законом [3]

$$u/U = (y/\delta)^{1/m}, \quad (1)$$

где u — текущая скорость в динамическом пограничном слое; U — скорость в ядре потока; y — текущая координата пограничного слоя; δ — толщина динамического пограничного слоя; m — степень распределения скорости в пограничном слое в зависимости от режима течения.

Рассмотрим локальные коэффициенты теплоотдачи для степенного закона распределения профиля скорости (1) по толщине пограничного слоя для следующих случаев: прямолинейное равномерное течение; вращательное течение потока по закону твердого тела и потенциального вращательного течения [4].

Для прямолинейного равномерного течения вводится допущение, что диссипацией энергии пренебрегается, а диссипативный член, определяемый работой сил трения, учитывается в уравнении энергии ядра потока. В этом случае интегральное соотношение для уравнения энергии прямолинейного равномерного потока [5, 6] примет следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} (\delta_{t\varphi}^{**}) = \frac{\lambda}{\rho C_p U^{m+1}} \times \left(\frac{m}{\alpha_n^{m-1} \sqrt{2} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \frac{1}{(\delta_{t\varphi}^{**})^{\frac{2}{m+1}}}, \quad (2)$$

где φ — продольная координата (аналог пространственной координаты x для плоского случая); $\delta_{t\varphi}^{**}$ — толщина потери энергии температурного пограничного слоя; λ — коэффициент теплопроводности рабочего тела; ρ — плотность рабочего тела; C_p — изобарная теплоемкость рабочего тела; α_n — коэффициент ламинарного подслоя динамического пограничного

слоя; ν — кинематическая вязкость рабочего тела.

В интегральном соотношении для уравнения энергии (2) температурного пространственного пограничного слоя для прямолинейного равномерного течения разделим переменные и проинтегрируем от нуля до текущего значения переменных:

$$\int_0^{\delta_{t\varphi}^{**}} (\delta_{t\varphi}^{**})^{\frac{2}{m+1}} d\delta_{t\varphi}^{**} = \frac{\lambda}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \int_0^\varphi d\varphi.$$

В результате получим следующее выражение для толщины потери энергии температурного пограничного слоя:

$$\delta_{t\varphi}^{**} = \left(\frac{\lambda \varphi}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \right)^{\frac{m+1}{3+m}} \times \left(\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2m+2}{(m+1)(3+m)}} \left(\frac{3+m}{m+1} \right)^{\frac{m+1}{3+m}}. \quad (3)$$

Здесь φ — продольная, линейная координата (т. е. для плоского случая φ принимает значение длины участка).

Запишем закон теплоотдачи

$$St = \frac{\lambda}{\rho C_p U} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{T - T_0}{T_\delta - T_0} \right) = \frac{\lambda}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \times \frac{1}{(\delta_{t\varphi}^{**})^{\frac{2}{m+1}}}, \quad (4)$$

где T — текущее значение температуры в температурном пограничном слое; T_0 — температура на стенке; T_δ — температура рабочего тела в ядре потока и на границе температурного пограничного слоя.

Тогда локальный коэффициент теплоотдачи в виде числа Стантона для прямолинейного равномерного течения примет вид

$$St = \frac{\lambda}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{\lambda \varphi}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \right)^{\frac{m+1}{3+m}} \times \left(\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2(m+1)}{(m+1)(3+m)}} \times \left(\frac{3+m}{m+1} \right)^{\frac{m+1}{3+m}} \right]^{\frac{2}{m+1}}.$$

Выполнив преобразования, получим следующее выражение для числа Стантона:

$$St = \frac{\left[\frac{\lambda}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \right]^{\frac{m+1}{3+m}}}{\varphi^{\frac{2}{3+m}} \left[(3+m)/(m+1) \right]^{\frac{2}{3+m}}} \times \left(\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{3+m}}. \quad (5)$$

Учитывая, что

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}; \quad Re_U = \frac{\rho U \varphi}{\mu},$$

выражение для определения локального коэффициента теплоотдачи в виде числа Стантона для прямолинейного равномерного течения (5) преобразуется к следующему виду:

$$St = \frac{1}{Pr^{\frac{m+1}{3+m}}} \left[\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} (m+2)(m+3) Re_U} \right]^{\frac{2}{3+m}}. \quad (6)$$

Поскольку для газов $Pr \approx 1$ выражение (6) упрощается:

$$St = \left[\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} (m+2)(m+3) Re_U} \right]^{\frac{2}{3+m}}. \quad (7)$$

Для вращательного течения потока с учетом пренебрежения диссипативным членом, интегральное соотношение уравнения энергии для вращательного течения [5, 6] и закона распределения профиля (1) примет вид

$$J\varepsilon \frac{\partial}{\partial R} (\delta_{t\varphi}^{**}) + \frac{J\varepsilon}{R} \delta_{t\varphi}^{**} - \frac{\lambda}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \times \left(\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \frac{1}{(\delta_{t\varphi}^{**})^{\frac{2}{m+1}}} = 0, \quad (8)$$

где J — относительная характерная толщина, $J = \delta_{r\psi}^{**}/(\varepsilon\delta_{t\varphi}^{**})$ ($\delta_{t\varphi}^{**}$ — толщина потери энергии в продольном направлении, $\delta_{r\psi}^{**}$ — толщина потери энергии в поперечном направлении); ε — тангенс угла скоса донной линии тока (для вращательного потенциального течения $\varepsilon = \sqrt{(1+H)/L}$, для вращательного течения по закону твердого тела над неподвижным основанием $\varepsilon = \sqrt{(1+H)/[(4K-11J)M]}$, для вращательного течения по закону твердого тела над ротором $\varepsilon = \sqrt{(1+H)J/[3LJ+4L(K-2J)]}$, где H, K, L, M — относительные характерные толщины динамического пространственного пограничного слоя); R — радиус полости (радиальная координата).

При вращательном течении, для которого справедлив закон твердого тела $U/R = \omega = \text{const}$, интегральное соотношение уравнения энергии (8) преобразуется к следующему виду:

$$\frac{\partial}{\partial R} \delta_{t\varphi}^{**} + \frac{\delta_{t\varphi}^{**}}{R} - \frac{\lambda}{J\varepsilon\rho C_p \omega^{m+1}} \times \left(\frac{m}{\alpha_n^{m-1} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \frac{1}{R^{m+1} (\delta_{t\varphi}^{**})^{m+1}} = 0. \quad (9)$$

Введя промежуточные обозначения $\delta_{t\varphi}^{**} = y$ (при $\text{Pr} = 1$ $\delta_{t\varphi} = \delta$):

$$A = \frac{\lambda}{J\varepsilon\rho C_p \omega^{m+1}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{m-1} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}},$$

уравнение (9) принимает форму уравнения Бернулли:

$$\frac{dy}{dR} + \frac{y}{R} - \frac{A}{R^{\frac{2}{m+1}} y^{\frac{2}{m+1}}} = 0.$$

Данное уравнение приводится к линейному методом подстановки в виде произведения двух функций $y = a\vartheta$:

$$\frac{da}{dR} \vartheta + \frac{d\vartheta}{dR} a + a \frac{\vartheta}{R} = \frac{A}{a^{m+1} \vartheta^{m+1} R^{m+1}};$$

$$a \left(\frac{d\vartheta}{dR} + \frac{\vartheta}{R} \right) + \vartheta \frac{da}{dR} = \frac{A}{a^{m+1} \vartheta^{m+1} R^{m+1}},$$

причем функция ϑ должна удовлетворять условию

$$\frac{d\vartheta}{dR} + \frac{\vartheta}{R} = 0.$$

Решением последнего уравнения является $\vartheta = 1/R$. Определим толщину потери энергии температурного пространственного пограничного слоя для вращательного течения по закону твердого тела:

$$a = \frac{m+3}{m+1} \sqrt{\frac{AR^2(m+3)}{2(m+1)}};$$

$$y = \delta_{t\varphi}^{**} = \frac{1}{R} \frac{m+3}{m+1} \sqrt{\frac{AR^2(m+3)}{2(m+1)}} = \frac{m+3}{m+1} \sqrt{\frac{A(m+3)}{2(m+1)}} R^{\frac{m-1}{m+1}}. \quad (10)$$

С учетом закона теплообмена (4) число Стантона для вращения по закону твердого тела и профиля (1) имеет вид

$$\text{St} = \frac{\lambda}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{(m-1)} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \times \left\{ \frac{\lambda}{J\varepsilon\rho C_p \omega^{m+1}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{m-1} \nu^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \times \left(\frac{m+3}{2(m+1)} R^{\frac{m-1}{m+1}} \right)^{\frac{m+1}{m+3}} \right\}^{-\frac{2}{m+1}}. \quad (11)$$

Проведя преобразования уравнения (1) с учетом того, что

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda}; \quad \text{Re}_\omega = \frac{\rho \omega R^2}{\mu} = \frac{\omega R^2}{\nu} = \frac{UR}{\nu},$$

получим выражение для определения локального коэффициента теплоотдачи в виде числа Стантона для вращательного течения по закону твердого тела:

$$\text{St} = \frac{1}{\text{Pr}^{\frac{m+1}{m+3}}} \left(\frac{2J\varepsilon m}{\alpha_n^{m-1} (m+2)(m+3) \text{Re}_\omega} \right)^{\frac{2}{m+3}}. \quad (12)$$

При $\text{Pr} \approx 1$ для газов локальный коэффициент теплоотдачи в виде числа Стантона для вращательного течения по закону твердого тела имеет вид

$$\text{St} = \left(\frac{2J\varepsilon m}{\alpha_n^{m-1} (m+2)(m+3) \text{Re}_\omega} \right)^{\frac{2}{m+3}}. \quad (13)$$

Для потенциального вращательного течения ($UR = C = \text{const}$) также используется интегральное соотношение уравнения энергии для вращательного течения (8):

$$\frac{d\delta_{t\varphi}^{**}}{dR} + \frac{\delta_{t\varphi}^{**}}{R} - \frac{\lambda}{J\varepsilon\rho C_p C^{m+1}} \times$$

$$\times \left(\frac{m}{\alpha_n^{m-1} v^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \frac{R^{m+1}}{(\delta_{t\varphi}^{**})^{\frac{2}{m+1}}} = 0. \quad (14)$$

Введя обозначения для промежуточных преобразований $\delta_{t\varphi} = y$, получим

$$B = \frac{\lambda}{J\epsilon\rho C_p C^{m+1}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{m-1} v^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}}.$$

Уравнение (14) решается аналогично предыдущему случаю подстановкой $y = a\vartheta$, причем

$$\vartheta = \frac{1}{R}; \quad a = \frac{B^{m+3} R^2}{2^{m+3}}.$$

Окончательно имеем следующее выражение:

$$\delta_{t\varphi}^{**} = (B/2)^{m+1/m+3} R. \quad (15)$$

Учитывая выражение (15), определим локальный коэффициент теплоотдачи для потенциального вращательного течения в виде критерия Стантона

$$St = \frac{\lambda}{\rho C_p U^{\frac{2}{m+1}}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{m-1} v^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \times \left\{ \frac{\lambda}{J\epsilon\rho C_p C^{m+1}} \left(\frac{m}{\alpha_n^{m-1} v^{\frac{m-1}{2}} (m+1)(m+2)} \right)^{\frac{2}{m+1}} \times \left. \times \frac{R}{\frac{m+1}{2^{m+3}}} \right\}^{\frac{m+1}{m+3}}. \quad (16)$$

Выполнив преобразования, аналогичные (12) для $Re_\omega = UR/v = C/v = \text{const}$:

$$St = \frac{1}{Pr^{\frac{m+1}{m+3}}} \left(\frac{2J\epsilon}{\alpha_n^{m-1} (m+1)(m+2) Re_\omega} \right)^{\frac{2}{m+3}}, \quad (17)$$

при $Pr \approx 1$ для газов получим

$$St = \left(\frac{2J\epsilon}{\alpha_n^{m-1} (m+1)(m+2) Re_\omega} \right)^{\frac{2}{m+3}}. \quad (18)$$

Безразмерный коэффициент теплоотдачи в виде критерия Нуссельта определяется по формуле

$$Nu = St \cdot Re \cdot Pr.$$

Вращательное течение по закону твердого тела соответствует течениям между вращающимся ротором и статором (например, течение в зазоре между рабочим колесом и корпусом турбины). Вращательное потенциальное течение соответствует течениям в подводных и отводящих устройствах турбины, а также течениям при закрутке потока за счет геометрии полости (например, при тангенциальном подводе рабочего тела).

В целях верификации полученных теоретических зависимостей для определения коэффициента теплоотдачи проведены экспериментальные исследования, которые также верифицируются с исследованиями, выполненными другими авторами. На рис. 1 показано распределение среднеинтегрального коэффициента теплоотдачи по поверхности теплообмена в виде критерия Нуссельта для вращательного течения по закону твердого тела.

Отметим, что наилучшее схождение теоретических и экспериментальных результатов исследования обеспечивает полученная зависимость (13) — не более 5%. Расчет, выполненный по зависимости, предложенной Л.А. Dorfman, дает завышенные значения критерия Нуссельта на 13,5%. Расчет, выполненный по зависимости, предложенной И.В. Шевчуком [7], имеет заниженные значения критерия Нуссельта по сравнению с расчетом в среднем на 14,5%. Более близкое распределение критерия Нуссельта при турбулентном пограничном слое на вращающемся диске имеет расчет, выполненный по корреляционной зависимости, предложенной британским ученым J.M. Owen; среднее расхождение составляет 8,5%.

Зависимость распределения параметров, осредненных по радиусу коэффициентов теп-

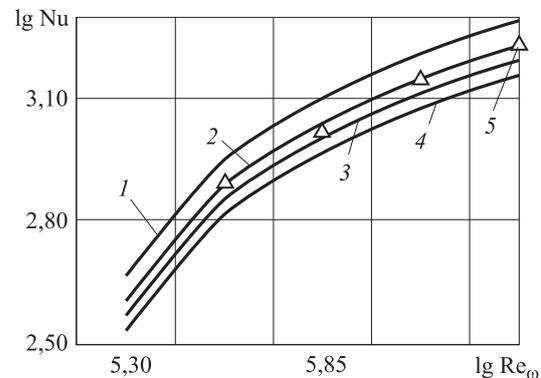


Рис. 1. Зависимость критерия Нуссельта Nu от числа Рейнольдса $Re_\omega = 2 \cdot 10^5 \dots 1,2 \cdot 10^6$ при $Pr = 0,7$ и температуре рабочего тела $T = 323 \dots 413$ К: 1 — по Л.А. Dorfman; 2 — расчет; 3 — по J.M. Owen; 4 — по И.В. Шевчуку; 5 — эксперимент

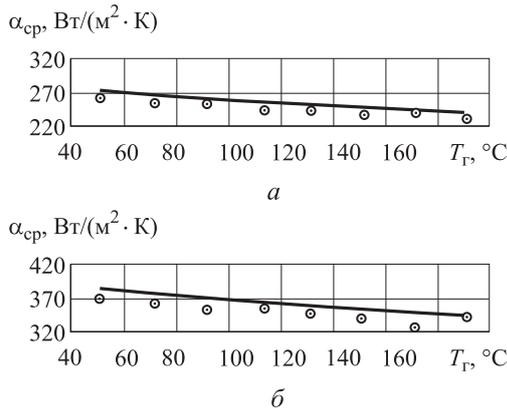


Рис. 2. Зависимость среднего по радиусу коэффициента теплоотдачи от воздуха в стенку: а — $\dot{V} = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$; б — $\dot{V} = 0,0035 \text{ м}^3/\text{с}$

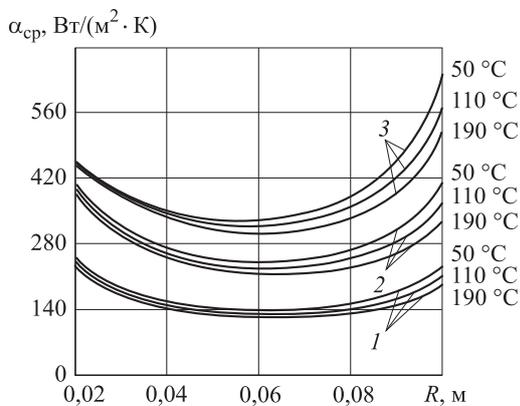


Рис. 3. Распределение локального коэффициента теплоотдачи по радиусу полости вращения при различном объемном расходе рабочего тела: 1 — $V = 0,001 \text{ м}^3/\text{с}$; 2 — $V = 0,002 \text{ м}^3/\text{с}$; 3 — $V = 0,0035 \text{ м}^3/\text{с}$

лоотдачи от воздуха в стенку (при реализации вращательного течения), от температуры рабочего тела при объемном расходе $0,002 \text{ м}^3/\text{с}$ и $0,0035 \text{ м}^3/\text{с}$, полученных по теоретическим зависимостям с наложенными результатами экспериментальных исследований, приведены на рис. 2.

По теоретическим зависимостям проведены расчетные исследования и получено распределение локального коэффициента теплоотдачи по полости вращения (рис. 3). На рис. 4 видно, что распределение коэффициента теплоотдачи по исследуемой полости вращения носит не линейный характер и обусловлено, прежде всего, распределением скорости в ядре потока.

При течении в полостях вращения возможны зоны перегрева при удовлетворительном среднеинтегральном тепловом балансе, что

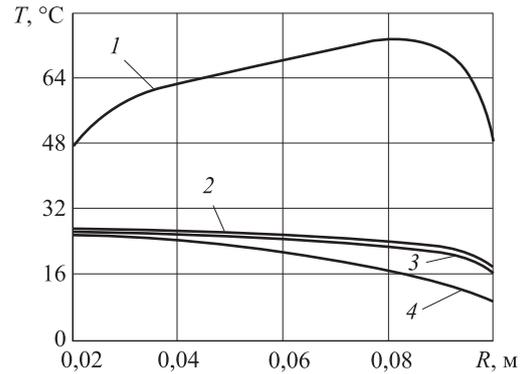


Рис. 4. Распределение по радиусу параметров температуры воздуха (1), стенки со стороны воздуха (2), стенки со стороны воды (3), воды (4) при объемном расходе воздуха $0,035 \text{ м}^3/\text{с}$, температуре воздуха на входе 50 °C

требует локального анализа теплопередачи для повышения расчетной надежности в узлах с радиальным градиентом температур и давлений: рабочие колеса компрессоров и турбин, радиальные подводящие и отводящие устройства и т. п. (рис. 4).

Необходимо отметить, что немаловажным является определение локальных параметров распределений температур и тепловых потоков по рабочим элементам конструкции, что влияет на прочность элементов конструкции и агрегата в целом. Возможны локальные зоны перегрева рабочего тела из-за диссипации энергии за счет трения, что оказывает влияние на температуру элементов конструкции агрегатов и снижает прочностные и эксплуатационные характеристики, в частности рабочих дисков и лопаток турбин.

Выводы

1. Получены аналитические выражения для определения локального коэффициента теплоотдачи в виде числа Стантона для прямолинейного равномерного течения, вращательного течения по закону твердого тела и вращательного потенциального течения.

2. Аналитические выражения для локальных коэффициентов теплоотдачи в виде критерия Стантона позволяют решить задачу численного интегрирования уравнений движения и энергии с теплоотдачей в граничных условиях турбомашин с локализацией полей распределения скоростей и температур.

Литература

- [1] Кишкин А.А., Черненко Д.В., Черненко Е.В. Уравнение импульсов трехмерного пограничного слоя. *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки*, 2007, № 4, с. 35–41.
- [2] Кейс В.М., Лондон А.Л. *Компактные теплообменники*. Москва, Энергия, 1967. 224 с.
- [3] Толстопятов М.И., Зуев А.А., Кишкин А.А., Жуйков Д.А., Назаров В.П. Прямолинейное равномерное течение газов с теплоотдачей в энергетических установках летательных аппаратов. *Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева*, 2012, № 4, с. 134–139.
- [4] Кишкин А.А., Зуев А.А., Черненко Е.В., Смирнов П.Н. Вращение жидкости над неподвижным основанием по закону твердого тела. *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки*, 2011, № 1, с. 126–131.
- [5] Кишкин А.А., Леонов В.П., Черненко Е.В. Энергетические характеристики потока в граничных условиях турбомашин. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2010, № К, с. 51–56.
- [6] Зуев А.А., Кишкин А.А., Жуйков Д.А., Толстопятов М.И. Течение с теплоотдачей в полостях вращения энергетических установок космических и летательных аппаратов. *Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М.Ф. Решетнева*, 2011, № 7(40), с. 63–68.
- [7] Shevchuk I.V. *Convective Heat and Mass Transfer in Rotating Disk Systems*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2009. 235 p.

References

- [1] Kishkin A.A., Chernenko D.V., Chernenko E.V. Uravnenie impul'sov trekhmernogo pogranichnogo sloia [Impulses Equation of Tree-Dimensional Boundary Layer]. *Izvestiia vuzov. Severo-Kavkazskii region. Tekhnicheskie nauki* [Izvestiya vuzov. Severo-Kavkazskii Region. Technical Sciences]. 2007, no. 4, pp. 35–41.
- [2] Keis V.M., London A.L. *Kompaktnye teploobmenniki* [Compact Heat Exchangers]. Moscow, Energiia publ., 1967. 224 p.
- [3] Tolstopiatov M.I., Zuev A.A., Kishkin A.A., Zhuikov D.A., Nazarov V.P. Priamolineinoe ravnomernoe techenie gazov s teplootdachei v energeticheskikh ustanovkakh letatel'nykh apparatov [Rectilinear uniform gas flow with thermal efficiency in propulsion equipment of aircrafts]. *Vestnik Sibirskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta im. akademika M.F. Reshetneva* [Herald Siberian State Aerospace University Academician M.F. Reshetnev]. 2012, no. 4, pp. 134–139.
- [4] Kishkin A.A., Zuev A.A., Chernenko E.V., Smirnov P.N. Vrashchenie zhidkosti nad nepodvizhnym osnovaniem po zakonu tverdogo tela [Liquid rotation over the motionless basis under the law of a solid body]. *Izvestiia vuzov. Severo-Kavkazskii region. Tekhnicheskie nauki* [Izvestiya vuzov. Severo-Kavkazskii Region. Technical Sciences]. 2011, no. 1, pp. 126–131.
- [5] Kishkin A.A., Leonov V.P., Chernenko E.V. Energeticheskie kharakteristiki potoka v granichnykh usloviakh turbomashin [Energy characteristics of the flow in the boundary conditions of turbomachinery]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2010, no. K, pp. 51–56.
- [6] Zuev A.A., Kishkin A.A., Zhuikov D.A., Tolstopiatov M.I. Tечение s teplootdachei v polostiakh vrashcheniia energeticheskikh ustanovok kosmicheskikh i letatel'nykh apparatov [Stream with transfer heat in cavities of rotation of power installations of space and flying devices] *Vestnik Sibirskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta im. akademika M.F. Reshetneva* [Herald Siberian State Aerospace University Academician M.F. Reshetnev]. 2011, no. 7(40), pp. 63–68.
- [7] Shevchuk I.V. *Convective Heat and Mass Transfer in Rotating Disk Systems*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2009. 235 p.

Статья поступила в редакцию 07.11.2014

Информация об авторах

КИШКИН Александр Анатольевич (Красноярск) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование». Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика М.Ф. Решетнева (660014, Красноярск, Российская Федерация, пр. им. газеты Красноярский рабочий, д. 31, e-mail: spsp99@mail.ru).

ЗУЕВ Александр Александрович (Красноярск) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов». Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика М.Ф. Решетнева (660014, Красноярск, Российская Федерация, пр. им. газеты Красноярский рабочий, д. 31, e-mail: dla2011@inbox.ru).

ЛЕОНОВ Виктор Павлович (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: crio@power.bmstu.ru).

Information about the authors

KISHKIN Aleksandr Anatol'evich (Krasnoyarsk) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Refrigeration, Cryogenics, and Air Conditioning» Department. Siberian State Aerospace University (SibSAU, Krasnoyarsky Rabochy Av., 31, 660014, Krasnoyarsk, Russian Federation, e-mail: spsp99@mail.ru).

ZUEV Aleksandr Aleksandrovich (Krasnoyarsk) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Aircraft Engines» Department. Siberian State Aerospace University (SibSAU, Krasnoyarsky Rabochy Av., 31, 660014, Krasnoyarsk, Russian Federation, e-mail: dla2011@inbox.ru).

LEONOV Viktor Pavlovich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Refrigeration, Cryogenics, Air Conditioning, and Life Support Systems» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: crio@power.bmstu.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышел в свет учебник

И.Ф. Кобылкина, В.В. Селиванова

«Материалы и структуры легкой бронезащиты»

Рассмотрен комплекс вопросов, связанных с баллистической стойкостью материалов и защитных структур, предназначенных для индивидуальной и локальной бронезащиты от воздействия высокоскоростных пуль и осколков. Приведены физические и математические модели процессов высокоскоростного взаимодействия пуль и осколков с различными типами бронепреград. Изложены современные представления о механизмах заброневоего действия баллистического удара пуль.

Для студентов и аспирантов технических университетов и машиностроительных вузов. Может быть полезен научным работникам, инженерам и военным специалистам, которые занимаются разработкой средств индивидуальной и локальной бронезащиты.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru