УДК 621.438.016.4+536.24

А.Н. Золотов, В.Н. Ковальногов, Р.В. Федоров

ПРОГРАММНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ АНАЛИЗА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН¹

Золотов Александр Николаевич, аспирант кафедры «Тепловая и топливная энергетика» Ульяновского государственного технического университета, окончил УлГТУ. Имеет статьи в области численного моделирования гидрогазодинамических процессов. [e-mail: anzolotov@bk.ru].

Ковальногов Владислав Николаевич, доктор технических наук, окончил Казанский государственный университет им. В. И. Ульянова-Ленина, заведующий кафедрой «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ. Имеет статьи, монографии и изобретения в области моделирования, исследования и оптимизации тепловых и гидрогазодинамических процессов в энергоустановках и технологическом оборудовании. [e-mail: kvn@ulstu.ru].

Федоров Руслан Владимирович, кандидат технических наук, окончил УлГТУ, доцент кафедры «Тепловая и топливная энергетика» УлГТУ. Имеет статьи, монографии и изобретения в области моделирования и исследования тепловых и гидрогазодинамических процессов в теплотехнике. [e-mail: r.fedorov@ulstu.ru].

Аннотация

Увеличение входных параметров давления и температуры рабочего тела в газотурбинных установках приводит к возникновению сложных газодинамических и температурных режимов работы лопаточного аппарата, но является основным инструментом повышения энергетической эффективности газотурбинных установок в целом. Упростить данный процесс и снизить финансовые затраты можно с помощью применения эффективных методов математического моделирования и численного исследования газодинамических процессов работы турбомашин. Рассмотрены основные методы увеличения энергетической эффективности работы современных газотурбинных машин. Одним из способов реализации является применение программных комплексов с целью расчета теплового состояния лопаток турбомашин.

Ключевые слова: численное моделирование, тепловая защита, конвективно-плёночное охлаждение, программно-информационный комплекс, дисперсный поток, газодинамическая температурная стратификация.

doi: 10.35752/1991-2927-2020-4-62-103-108

SOFTWARE AND INFORMATION SYSTEM FOR ANALYZING THE THERMAL STATE OF TURBINE MACHINE BLADES

Aleksandr Nikolaevich Zolotov, Postgraduate Student at the Department of Heat Power Engineering of Ulyanovsk State Technical University; graduated from UlSTU; an author of articles in the field of numerical modeling of hydrogasdynamic processes. e-mail: anzolotov@bk.ru.

Vladislav Nikolaevich Kovalnogov, Doctor of Sciences in Engineering; graduated from Kazan State University named after V.I. Ulyanov-Lenin; Head of the Department of Heat Power Engineering of UlSTU; an author of articles, monographs, and inventions in the field of modeling, research and optimization of the thermal and hydrogasdynamic processes in power installations and processing equipment. e-mail: kvn@ulstu.ru.

Ruslan Vladimirovich Fedorov, Candidate of Sciences in Engineering; graduated from Ulyanovsk State Technical University; Associate Professor of the Department of Heat Power Engineering of UlSTU; an author of articles, monographs and inventions in the field of modeling and studying of thermal and hydrogasdynamic processes in heat engineering. e-mail: r.fedorov@ulstu.ru.

1

Исследования выполнены при поддержке гранта Президента Российской Федерации, проект НШ-2493.2020.8.

Abstract

Increased input parameters of the pressure and temperature of the working fluid in gas turbine installations result in the complex gasdynamic and temperature operation modes of the blade apparatus, but it is the principal tool for improving the energy efficiency of gas turbine installations in general. Applying the efficient methods of mathematical modeling and numerical study of gas-dynamic processes of a turbine machine may simplify this process and reduce financial costs. The article considers the main methods of increasing the energy efficiency of modern gas turbine machines are considered. One of the implementation ways is the use of software systems for calculating the thermal state of turbine machine blades.

Keywords: numerical modeling, thermal protection, convective film cooling, software and information system, dispersed flow, gasdynamic temperature stratification.

ВВЕДЕНИЕ

Технологический процесс изготовления лопаток турбомашин является очень дорогостоящим и может занимать много времени для подготовки производственной базы для их выпуска [1]. Увеличение входных параметров давления и температуры рабочего тела в газотурбинных установках приводит к возникновению сложных газодинамических и температурных режимов работы лопаточного аппарата, но являются основным инструментом повышения энергетической эффективности газотурбинных установок в целом. Упростить данный процесс и снизить финансовые затраты можно с помощью применения эффективных методов математического моделирования и численного исследования газодинамических процессов работы турбомашин. Применение методов численного моделирования процессов необходимо для определения взаимодействия вязких и невязких течений, турбулентного теплообмена в условиях благоприятного и неблагоприятного градиентов давления, теплообмена во вращающихся каналах, отрыва пограничного слоя и прочих факторов [2]. Рассмотрены основные методы увеличения энергетической эффективности работы современных газотурбинных машин. Одним из способов реализации является применение программных комплексов с целью расчета теплового состояния лопаток турбомашин.

Основным способом реализации работоспособности лопаток турбомашин в сложных газодинамических условиях и при воздействии высокой температуры является применение систем охлаждения. Процесс разработки тепловой защиты лопаточного аппарата от негативного воздействия температуры является сложным и трудоемким процессом. Это обусловлено необходимостью проведения большого количества газодинамических, тепловых и прочностных расчетов. Для повышения эффективности тепловых расчетов и получения информации о распределении температуры в теле лопаток турбомашин необходимо использование методов математического моделирования. Численные методы используются для выявления газодинамических характеристик потока рабочего газа. Определение коэффициентов теплоотдачи с высокой точностью необходимо для удовлетворения заданной точности (не более 30 К)

при расчете теплового состояния лопаток турбомашин. Данная задача является достаточно трудоемкой, ввиду необходимости учета влияния нестационарных эффектов, в которых работает лопаточный аппарат турбомшины [1]. В данной работе предложены метод математического моделирования и методика численного исследования теплового состояния лопаток турбомашин, обтекаемых сверхзвуковым дисперсным потоком, с учетом зависимости теплофизических свойств материалов с охлаждением на основе геодинимической температурной стратификации дисперсных потоков.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

Температура рабочего газа, который поступает в межлопаточный канал турбомшины, имеет значение 2000 К. Теплофизические возможности материалов, из которых лопатки изготовлены, не удовлетворяют данному температурному режиму, что приводит к необходимости обеспечения высокоэффективного охлаждения [3].

Коэффициент теплопроводности лопаток турбомашин зависит от температуры, как и значения плотности материала и теплоемкости. Граничные условия теплообмена лопатки турбомшины задаются для каждой из поверхностей. Необходимость решения задачи в нелинейной постановке вызвана изменением температуры в широких пределах. Нестационарную задачу теплопроводности в трехмерной постановке для лопатки турбомшины можно представить выражением (1). Используя выражение (2), вычисляется плотность теплового потока между рабочим телом в сверхзвуковом и дозвуковом трактах.

$$c_{\text{л}} \rho_{\text{л}} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{\text{л}} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{\text{л}} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{\text{л}} \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (1)$$

$$q = k(T_{r1} - T_{r2}) = k\Delta T. \quad (2)$$

Интенсивность процесса охлаждения на основе применения температурной стратификации дисперсного

потока и плотность теплового потока возрастают при увеличении температурного напора ΔT_r и коэффициента теплопередачи k . Значение температуры T_{r1} , T_{r2} определяют на основании следующего выражения [3]:

$$\begin{aligned} T_{r1} &= T_1 + r_1 (T^* - T_1), \\ T_{r2} &= T_2 + r_2 (T^* - T_2), \\ T^* &= T + u^2 / 2c_p. \end{aligned} \quad (3)$$

Начальные и граничные условиями третьего рода в аналитической форме для поверхности со стороны охладителя, рабочего газа и со стороны газа в канале разделения потока записываются согласно выражениям (4)–(6).

$$-\lambda_{\text{л}} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_{\text{г}} (T_r - T_{w1}), \quad (4)$$

$$-\lambda_{\text{л}} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_{\text{охл}} (T_{w2} - T_{\text{охл}}), \quad (5)$$

$$-\lambda_{\text{л}} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = a_{\text{г}} (T_{w3} - T_{\text{г}2}). \quad (6)$$

Переход от уравнения теплопроводности к конечно-разностному уравнению осуществляется с использованием метода тепловых балансов [4]. Система уравнений, которая описывает процесс теплоотдачи на поверхности лопатки турбомшины, состоит из совокупности дифференциальных уравнений: теплоотдачи, энергии, движения, неразрывности, состояния (7)–(11).

$$a_{\text{г}} = - \frac{\lambda}{|T_r - T_w|} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}, \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \\ = \frac{\partial}{\partial \tau} \left[(\lambda + \lambda_T) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial w_x}{\partial y} \right)^2 + \\ + \frac{dP}{d\tau} + w_x \frac{dP}{dx} + q_v, \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) = \\ = - \frac{dP}{dx} + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\mu + \mu_T) \frac{\partial w_x}{\partial y} \right] + S_v, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\frac{dP}{d\tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} = 0, \quad (10)$$

$$\rho = \rho / (RT). \quad (11)$$

При использовании метода охлаждения лопаток турбомашин способом газодинамической температурной стратификации в эту систему включается уравнение эффективности завесы:

$$\theta = \frac{T_r - T_{adw}}{T_r - T_{w0}}. \quad (12)$$

В лопаточном аппарате турбомшины течение дисперсного потока рабочего газа в дозвуковом тракте не имеет в пограничном слое поперечного перемещения частиц [5]. Коэффициент восстановления температуры определяется для сверхзвукового и дозвукового потока следующими выражениями:

$$r_1 = \sqrt[3]{Pr}, \quad (13)$$

$$r_2 = \frac{\sqrt[3]{Pr}}{1 + 28,6G^{0,3}}. \quad (14)$$

Теплофизические свойства воздуха зависят от температуры T и определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned} \frac{\mu}{\mu_0} &= \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,68}, \\ \frac{c_p}{c_{p0}} &= \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,1046}, \\ \frac{\lambda}{\lambda_0} &= \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,8007}, \end{aligned} \quad (15)$$

$$s_v = \frac{0,75 \rho_s \rho c_{fs}}{\rho_b d_s} |u_s - u| (u_s - u), \quad (16)$$

$$q_v = \frac{6 \alpha_s \rho_s}{\rho_b d_s} (T_s - T). \quad (17)$$

Находим коэффициент турбулентного переноса теплоты λ_T согласно следующему выражению:

$$\lambda_T = \frac{\mu_T c_p}{Pr_T} \approx \frac{\mu_T c_p}{0,9}. \quad (18)$$

Коэффициент турбулентного переноса и количества движения вычисляется согласно выражениям:

$$\mu_T = \frac{\rho l^2 \partial u}{\partial y}, \quad (19)$$

$$l = \alpha y \{ 1 - \exp[-\rho \nu y / (26\mu)] \}. \quad (20)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Адекватность метода математического моделирования и численного метода определения теплового состояния лопаток турбомашин проверялась методом

сопоставления коэффициентов теплоотдачи, полученных расчетным путем с опытными данными в соплах. Результаты проведенного сопоставления приведены в работе [6]. На основании анализа можно сделать вывод, что предлагаемая методика обеспечивает расчетную точность прогнозирования. С целью снижения количества воздуха, который перераспределяется в проточную часть турбомшины для охлаждения лопаток и уменьшения неравномерности теплового состояния самих лопаток, с помощью разрабатываемого программно-информационного комплекса исследуется способ охлаждения на основе газодинамической температурной стратификации. Программно-информационный комплекс содержит базу данных, дополняемую результатами исследований данного феномена.

Пример визуализации теплового состояния исследуемой лопатки турбомшины в программно-информационном комплексе с указанием значений и точек максимальной, минимальной и произвольной температур поверхности при времени прогрева, равном 120 секундам, приведен на рисунке 1.

На стадии исследования было выявлено три основных способа применения техники охлаждения лопатки турбомшины с использованием данного феномена, суть которого заключается в интенсификации процесса теплоотдачи между сверхзвуковым и дозвуковым дисперсными потоками [7]. На рисунке 2 представлена зависимость координаты вдоль спинки лопатки турбомшины от температуры ее поверхности в контрольном сечении при использовании различных методов охлаждения.

Применение способа охлаждения лопаток турбомашин методом газодинамической температурной стратификации позволяет существенно уменьшить ее температуру. Разность температуры лопатки между первым способом реализации газодинамической температурной стратификации и конвективно-пленочным охлаждением составляет до 100 К. Ввиду вышеизложенного, способ охлаждения на основе газодинамической температурной стратификации потока дисперсного газа позволяет увеличить эффективность охлаждения лопаток до 1,4 раза. Преимуществом использования второго метода охлаждения на основе газодинамической температурной стратификации потока рабочего газа в проточной части турбомшины является значительное уменьшение разницы распределения температурного поля между корытом и спинкой лопатки. Применение третьего способа охлаждения с использованием газодинамической температурной стратификации позволяет максимально уменьшить температуру поверхности лопатки, но, ввиду рециркуляции части потока, наблюдается снижение ее КПД.

Предел прочности лопатки турбомшины в зависимости от колебания температуры на ее поверхности Δt и от исходного и искомого срока службы определяется выражением:

$$\sigma_B = \sigma_0 e^{-k\Delta t} = \sigma_0 \left(\frac{\tau_0}{\tau} \right)^{1/m}, \quad (21)$$

где σ_0 — предел прочности при исходной температуре, МПа; $e = 2,718$; $k = 0,77 \cdot 10^{-2}$, 1/К, $m = 0,14$; τ_0 и τ — исходный и искомый сроки службы в часах.

Рис. 1. Пример визуализации

Рис. 2. Расчетные зависимости для спинки лопатки: а) влияния адиабатной температуры стенки по длине спинки лопатки от вида охлаждения; б) коэффициента теплоотдачи по длине спинки лопатки от вида охлаждения, где $\square$ — Конвективное охлаждение; $\blacksquare$ — Первый способ реализации охлаждения на основе газодинамической температурной стратификации с разделением на три части потока рабочего газа; $\circ$ — Второй способ реализации охлаждения на основе газодинамической температурной стратификации с разделением на две части потока рабочего газа, более нагретый направляется вдоль поверхности корыта лопатки, менее нагретый вдоль спинки; Δ — Третий способ реализации охлаждения на основе газодинамической температурной стратификации с разделением на две части потока рабочего газа. Более нагретый поток направляется в рабочую часть турбомшины, менее нагретый отводится вне рабочей части. Доля рециркуляции потока — 20%.

Согласно расчету при разнице колебаний температуры по перу лопатки турбомашин в 100 К (охлаждение лопаток методом газодинамической температурной стратификации), предел прочности снижается в 2,16 раза, при разнице колебаний температуры по перу лопатки турбомашин в 250 К (охлаждение лопаток методом конвективно-пленочного охлаждения), предел прочности снижается в 6,85 раза. Данные зависимости получены Ю.А. Антиповым и др. При исходном сроке службы в 10 000 часов, за счет увеличения предела прочности, искомый срок службы лопаточного аппарата турбомашин увеличивается до 12000 часов.

С использованием программно-информационного комплекса производилась оценка влияния степени турбулентности в ядре потока Tu на коэффициент теплоотдачи по длине тела лопатки при постоянной температуре стенки 293 К. Результаты по длине корыта (а) и спинки (б) лопатки турбомашин приведены на рисунке 3.

Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи по длине тела лопатки турбомашин от степени турбулентности в ядре потока: а) корыто лопатки; б) спинка лопатки; 1 – $Tu = 0\%$; 2 – $Tu = 1\%$; 3 – $Tu = 2\%$; 4 – $Tu = 3\%$; 5 – $Tu = 4\%$; 6 – $Tu = 5\%$

Исходя из анализа информации, представленной на рисунке 4, установлено, что с увеличением степени турбулентности происходит повышение значения коэффициента теплоотдачи, но при превышении значения Tu в 4% происходит снижение коэффициента теплоотдачи.

Наибольшая эффективность охлаждения лопаток турбомашин будет достигаться при значении коэффициента турбулентности $Tu = 4\%$.

По результатам проведенных исследований, согласно рисунку 4 выявлено, что максимальный тепловой поток при дисперсном потоке возникает при числах M_2 , приблизительно равных 2,5 [6].

Рис. 4. Зависимость числа M от величины относительного теплового потока

Установлено, что тепловой поток в дисперсной среде рабочего газа увеличивается не менее чем в 7 раз, как и эффективность температурной стратификации в сравнении с однородным рабочим газом. Оптимизация значения параметров скорости и дисперсности потока рабочего газа позволяет значительно повысить эффективность процесса температурной стратификации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Созданный проблемно-ориентированный программный комплекс пригоден для исследования и моделирования пространственного температурного поля лопатки с охлаждением и обеспечивает высокую результативность исследований. Данный комплекс позволяет учитывать влияние разных способов реализации охлаждения на основе газодинамической температурной стратификации потока. Максимальная эффективность охлаждения на основе газодинамической температурной стратификации обеспечивается при числе Маха 2,5 и степени турбулентности 4%, а сама эффективность охлаждения возрастает в 1,4 и более раз.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нагора Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин : учеб. пособие. М. : Изд. МАИ, 1996. 100 с.
2. Бурцев С.А. Методика расчета устройства газодинамической температурной стратификации // Тепловые процессы в технике. 2013. № 9. С. 386–390.
3. Бойко А.В., Говорущенко В.С., Баранник В.С. Пространственная оптимизация лопатки прямой турбинной решетки с изменением профиля по высоте // Вісник НТУ «ХПІ». 2013. № 14 (988). С. 5–10.

4. Гильманов А.Н. Методы адаптивных сеток в задачах газовой динамики. М. : Наука. ФИЗМАТЛИТ, 2000. 248 с.

5. Осокин В.А., Шпак П.А., Пиук Е.Л. Перспективы совершенствования конструкций теплозащитных покрытий для лопаток газотурбинных установок // Перспективные материалы. 2008. № 2. С. 19–27.

6. Ковальногов В.Н., Золотов А.Н., Корнилова М.И. Моделирование и исследование технологии тепловой защиты лопаточного аппарата турбомашин с использованием газодинамической температурной стратификации // Автоматизация процессов управления. 2015. № 4. С. 101–107

7. Моделирование эффективности тепловой защиты лопаток газотурбинной установки / В.Н. Ковальногов, А.Н. Золотов, Д.А. Генералов, Р.В. Федоров // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках : тез. докл. XX Школы-семинара молодых ученых и специалистов / под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева. М. : Издательский дом МЭИ, 2015. С. 255–257.

REFERENCES

1. Nagoga G.P. *Effektivnye sposoby okhlazhdeniia lopatok vysokotemperaturnykh gazovykh turbin*. Ucheb. posobie. [An Effective Cooling Method for High-Temperature Gas Turbine Blades. Textbook]. Moscow, MAI Publ., 1996. 100 p.

2. Burtsev S.A. *Metodika rascheta ustroistva gazodinamicheskoi temperaturnoi stratifikatsii* [The Procedure of Analysis of the Gas-Dynamic Temperature Stratification Device]. *Teplovye protsessy v tekhnike* [Thermal Processes in Equipment], 2013, no. 9, pp. 386–390.

3. Boiko A.V., Govorushchenko V.S., Barannik V.S. *Prostranstvennaia optimizatsiia lopatki priamoi turbinnoi*

reshetki s izmeneniem profilia po vysote [Spatial Optimization of a Line Turbine Cascade Blade with the Height Profile Change]. *Visnik NTU «KPI»* [Proc. of National Technical University “KPI”], 2013, no. 14 (988), pp. 5–10.

4. Gilmanov A.N. *Metody adaptivnykh setok v zadachakh gazovoi dinamiki* [Adaptive Grid Procedures in Problems of Gas-Dynamics]. Moscow, Nauka. Fizmatlit Pubs., 2000. 248 p.

5. Osokin V.A., Shpak P.A., Piiuk E.L. *Perspektivy sovershenstvovaniia konstruktssii teplozashchitnykh pokrytii dlia lopatok gazoturbinnnykh ustanovok* [Advanced Improving the Construction of the Thermal Protection for Gas-Turbine Blades]. *Perspektivnye materialy* [Journal of Advanced Materials], 2008, no. 2, pp. 19–27.

6. Kovalnogov V.N., Zolotov A.N., Kornilova M.I. *Modelirovanie i issledovanie tekhnologii teplovoi zashchity lopatochnogo apparata turbomashin s ispolzovaniem gazodinamicheskoi temperaturnoi stratifikatsii* [Modeling and Researching the Technique of Thermal Protection of Turbomachines Blades with the Use of Gas-Dynamic Temperature Stratification]. *Avtomatizatsiia protsessov upravleniia* [Automation of Control Processes], 2015, no. 4, pp. 101–107.

7. Kovalnogov V.N., Zolotov A.N., Generalov D.A., Fedorov R.V. *Modelirovanie effektivnosti teplovoi zashchity lopatok gazoturbinnnoi ustanovki* [Simulation of the Gas-Turbine Blades Thermal Protection Efficiency]. *Problemy gazodinamiki i teplomassoobmena v energeticheskikh ustanovkakh. Tez. dokl. XX Shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov*. Pod ruk. akad. RAN A.I. Leonteva [Proc. of the 20th Workshop on Problems of Gas-Dynamics and Heat-Mass-Exchange in Energy Equipment for Youth Researchers and Specialists. Ed. Academician of RAS A.I. Leontev]. Moscow, MEI Publ., 2015, pp. 255–257.