

УДК 536.24

А. П. Можаров, М. И. Осипов

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КОНВЕКТИВНО-ПЛЕНОЧНОЙ ЛОПАТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ВЫДУВЕ ВОЗДУХА И ВОДЯНОГО ПАРА

Приведены результаты численного моделирования газодинамики и теплообмена в сопряженной постановке при обтекании сопловой лопатки газовой турбины с конвективно-плёночной системой охлаждения. Методика расчета верифицирована на базе экспериментальных данных. Показаны преимущества выдува водяного пара в качестве охлаждающей плёны.

Разработка корректных моделей расчета сопряженного теплообмена и трения в элементах газовых турбин принадлежит к актуальным проблемам создания перспективных газотурбинных установок (ГТУ) и газотурбинных двигателей (ГТД) и при физически обоснованной постановке задачи и современных вычислительных возможностях обеспечивает наиболее корректные результаты [1].

Среди работ, посвященных расчету сопряженного теплового состояния лопаток газовых турбин, следует отметить работы [2–4]. Однако в указанных работах не рассматривается влияние на плёночное охлаждение выдува водяного пара.

Цель настоящей работы — разработка и апробация методики сопряженного моделирования лопатки с конвективно-плёночной системой охлаждения в сопряженной постановке при выдуве водяного пара для дальнейшего применения при расчете элементов ГТД.

Ключевым вопросом при моделировании процессов трения и теплообмена в элементах ГТД является корректное описание поведения турбулентного потока при помощи той или иной модели турбулентности. Для обоснования выбора модели турбулентности, наиболее пригодной для численного моделирования лопатки с конвективно-плёночной системой охлаждения, в сопряженной постановке была проведена серия расчетов с использованием различных моделей турбулентности. В качестве базы для верификации расчетной методики была выбрана модель сопловой лопатки газовой турбины с конвективно-плёночной системой охлаждения, а расчетная область и граничные условия, использованные в численной модели, были приняты согласно работе [5].

Следует отметить, что экспериментальная установка состояла из линейного каскада трех лопаток, центральная лопатка охлаждалась и была препарирована для замеров, что позволяет использовать периодические границы в межлопаточном канале. Кроме того, в целях получения невозмущенной картины течения и теплообмена на профиле лопатки при выдуве охлаждающей пелены в экспериментальной установке были максимально отсечены все вторичные течения. Это позволяет использовать полезное упрощение расчетной области, т.е. выделить в среднем сечении по высоте лопатки слой, равный по толщине одному шагу рядов отверстий пленочного охлаждения. На верхней и нижней границах данной расчетной области были заданы условия периодичности. Это соответствует лопатке с бесконечно длинной профилейной частью.

Модельная сопловая лопатка имеет профиль СЗХ, постоянное по высоте сечение и не имеет закрутки. Подробные геометрические характеристики приведены в работе [5]. Хорда лопатки составляет 144,9 мм, высота 76,2 мм. На входной кромке размещено пять рядов перфорации. Отверстия диаметром 1 мм расположены в шахматном порядке. При выборе расчетной области для описания течения в решетке были использованы периодические граничные условия, что позволило рассматривать только одну лопатку. Периодические границы, отстоящие друг от друга на один шаг решетки, т.е. на 117,7 мм, моделируют бесконечную линейную решетку. Часть входной кромки, оснащенная подводящим устройством и рядами отверстий пленочного охлаждения, была теплоизолирована от остального профиля.

В настоящей работе рассматривается наиболее практически интересный случай трансзвукового обтекания при следующих условиях:

Ma_1 и Ma_2 — число Маха перед и за лопаточным венцом — 0,16 и 0,9 соответственно; Re_2 — число Рейнольдса за лопаточным венцом — $2 \cdot 10^6$; T_1^* — полная температура основного потока перед лопаточным венцом — 691 К; P_1^* и P_2 — давление основного потока: полное перед лопаточным венцом и статическое за ним — 0,3057 и 0,1793 МПа; Tu_1 — степень турбулентности основного потока перед лопаточным венцом — 6,5%; число Рейнольдса определено по хорде лопатки и выходным параметрам потока.

Основные параметры охладителя приведены в табл. 1. Все перечисленные граничные условия сохранялись неизменными как для случая с моделированием выдува воздуха, так и для случая с водяным паром.

Таблица 1

Полная температура охладителя $T_{\text{охл}}^*$, К	Относительный расход охладителя, $G_{\text{охл}}$				
	1	2	3	4	5
477	0,32 %	0,16 %	0,20 %	0,28 %	0,19%

Задача решена в трехмерной постановке, поэтому, в целях уменьшения затрат времени на расчет в каналах охлаждения, полноценный численный расчет в данной подобласти заменен на граничные условия 3-го рода (т.е. температура воздуха и коэффициент теплоотдачи заданы на основе измерений, приведенных в работе [5]) на стенках отверстий охлаждения. Это приближение оставляет задаче большую степень свободы в процессе численного интегрирования уравнения сохранения энергии для нахождения температуры металла.

Зависимость теплофизических свойств материалов задана при помощи кусочно-линейных аппроксимаций. Материал лопатки — хромоникелевая сталь ASTM 310 со следующими свойствами: плотность — 7900 кг/м³, удельная теплоемкость — 586,15 Дж/(кг·К) при уровне температур, указанном в работе [6]. Зависимость теплопроводности от температуры приведена в табл. 2.

Таблица 2

Температура лопатки $T_{мет}$, К	373	773
Теплопроводность лопатки $\lambda_{мет}$, Вт/(м·К)	14,2	18,7

Основные уравнения и метод дискретизации. Основную систему образуют осредненные по Фавру стационарные уравнения Навье-Стокса в следующем виде (где индекс i обозначает перечисление по координатам x, y, z):

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(u_i(\rho E + p))}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i(\tau_{ij}) \right), \quad (3)$$

где

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}; \quad E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2};$$

$$\rho = \frac{P}{RT}. \quad (4)$$

В случае турбулентного режима течения, система уравнений (1)–(4) замыкается уравнениями соответствующей модели турбулентности. В случае моделирования пелены водяного пара, система уравнений дополняется уравнением диффузии. В подобласти, моделирующей материал лопатки, решали только уравнение Фурье в стационарной постановке, без источников теплоты в объеме:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0. \quad (5)$$

В ходе итерационного процесса решения на разделе газообразной и твердой подобластей модели обеспечивалась передача теплового потока, по сути являющаяся просто выполнением закона сохранения энергии.

Решение проводилось с помощью численного метода контрольных объемов, используя различные модели турбулентности [7]. Дискретизация основных уравнений проведена на втором порядке точности.

Нерегулярная гибридная многоблочная сетка, состоящая из тетраэдрических и призматических элементов, использовалась для дискретизации расчетной области (рис. 1). В подобласти, описывающей газовый поток, пристеночная область была сгущена блоками призматической сетки, призванной максимально точно описать изменение параметров в пограничном слое. Величина Y^+ по обводу профиля в результате не превысила единицы.

Моделирование турбулентности. В настоящей работе был проведен сравнительный анализ применимости ряда моделей турбулентности для рассматриваемого класса задач.

В работе [9] было показано, что лучшее совпадение результатов численного моделирования сопряженного теплообмена с результатами экспериментов достигается при использовании модели турбулентности $V^2 - f$ [7, 8]. В отличие от данной модели, большинство моделей турбулентности не способны корректно описать поведение пограничного слоя в областях, подверженных локальным положительным градиентам давления [9]. Это приводит к завышенной генерации кинетической энергии турбулентности в районе входной кромки и, как следствие, к интенсификации теплообмена в области входной кромки и далее по потоку. Это проявляется в виде завышенных значений температуры профиля лопатки.

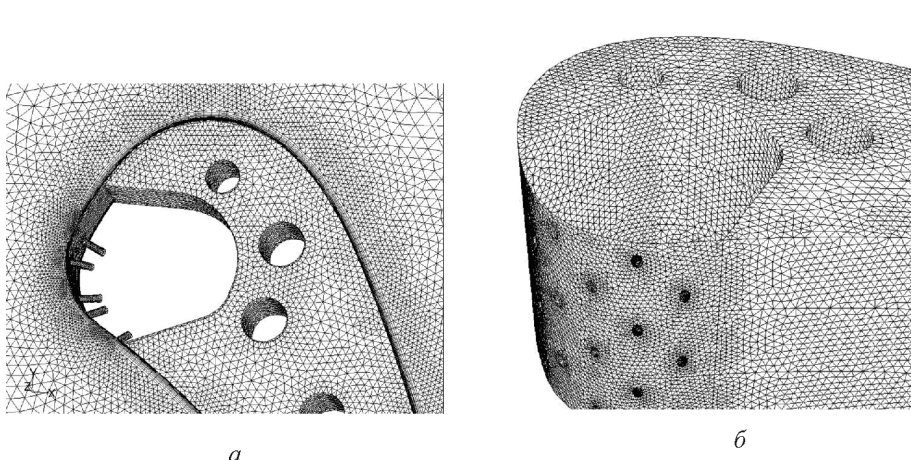


Рис. 1. Фрагменты расчетной сетки

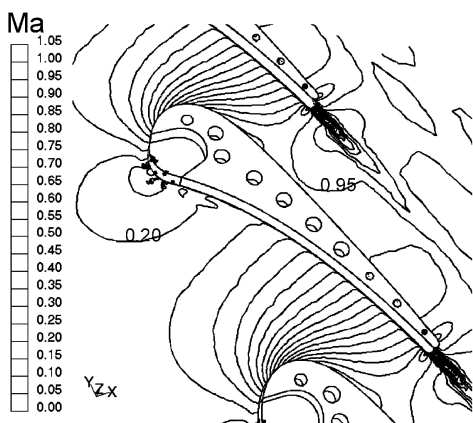


Рис. 2. Распределение числа Маха в межлопаточном канале

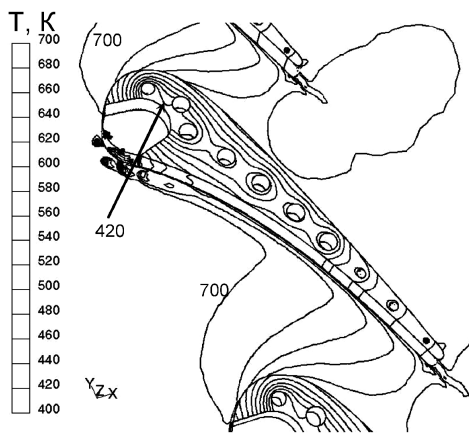


Рис. 3. Распределение статической температуры в газовой подобласти и материале стенки

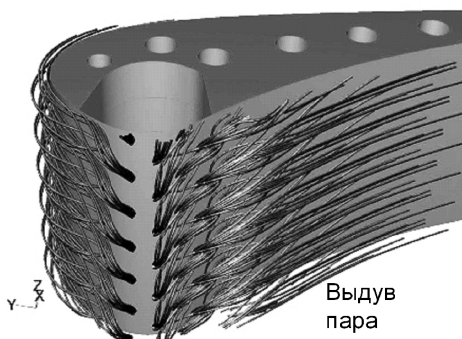
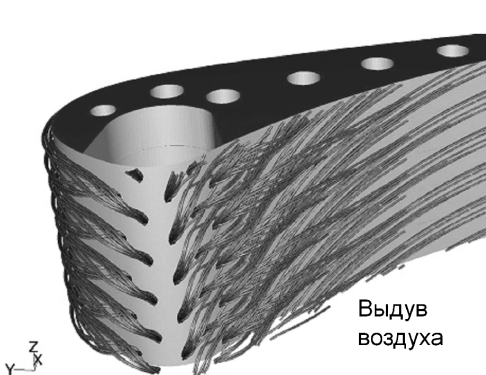


Рис. 4. Визуализация характера течения в районе входной кромки при помощи линий тока охладителя

Результаты моделирования. На рис. 2–5 представлены распределения числа Маха и статической температуры, а также сопоставление температуры поверхности лопатки с экспериментальными данными. Установлено, что при использовании четырехпараметрической модели турбулентности Дурбина $V^2 - f$ достигается хорошее согласование результатов расчета и эксперимента по всей длине профиля для случая конвективно-пленочной системы охлаждения.

На рис. 5, б приведено сравнение результатов расчета при замене охлаждающего воздуха, выдуваемого из входной кромки, на водяной пар с той же температурой и относительными расходами (см. табл. 1). Можно отметить, что эффективность охлаждения пленкой водяного пара больше, чем эффективность охлаждения воздушной пленкой.

На основе верифицированной методики сопряженного численного моделирования теплообмена и трения в сопловой лопатке ГТУ с конвективно-пленочной системой охлаждения получены распределе-

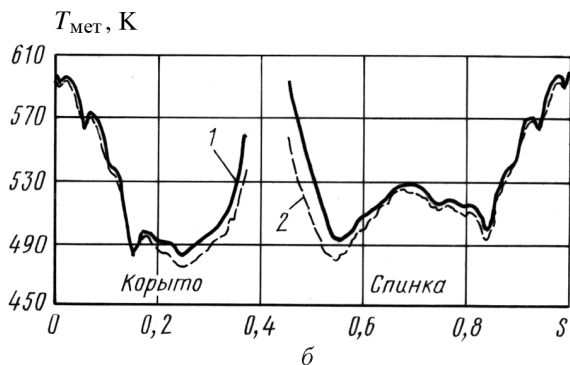
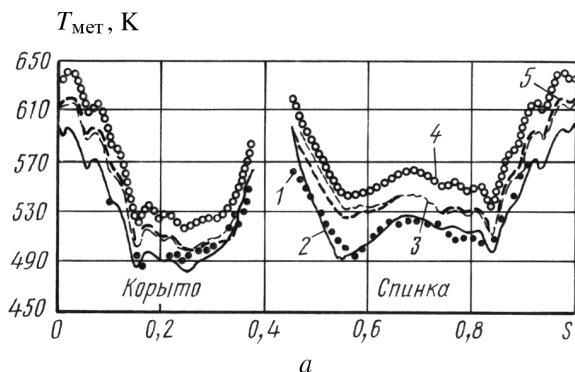


Рис. 5. Распределение температуры стенки лопатки по длине профиля:
а — сравнительный анализ поведения моделей турбулентности; *б* — эффект замены охлаждающего воздуха в системе пленочного охлаждения водяным паром

ния температуры поверхности при выдуве воздуха и водяного пара. Удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных по распределению температуры стенки по профилю получено при использовании четырехпараметрической модели турбулентности $V^2 - f$. Это можно объяснить спецификой моделирования генерации кинетической энергии турбулентности в областях с высокими градиентами скорости.

Работа выполнена в соответствии с грантом РФФИ № 05-08-33500а.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. для вузов / В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов; Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 592 с.
2. Osipov M., Gutshin A. The Conjugate Problem of Heat and Mass Transfer in Porous Media Section with Blowing of Coolant / Proc. Of International Conference and Exhibit Heat Exchangers for sustainable development., Lisbon, Portugal, 1998. P. 497–504.

3. Bohn D. E., Becker V. J., Kusterer K. A. 1999. "3-D Internal Flow and Conjugate Calculations of a Convective Cooled Turbine Blade with Serpentine-Shaped and Ribbed Channels," ASME Paper № 99-GT-220.
4. York W. D., Leylek J. H., 2003, "Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer Simulation of an Internally Cooled Gas Turbine Vane", ASME Paper № GT2003-385.
5. Turner E. R., Wilson M. D., Hylton L. D., Kaufman R. M. 1985. "Analytical and Experimental Evaluation of the Heat Transfer Distribution with Leading Edge Showerhead Film Cooling," NASA CR 174827.
6. Goldsmith A., Waterman T. E., Hirschhorn H. J. 1961. Handbook of Thermophysical Properties of Solid Materials. – Volume II: Alloys. The Macmillan Company, New York, USA.
7. Fluent Inc., Fluent User's Guide, Version 6.1 (Fluent Inc. New Hampshire).
8. Parneix S., Durbin P. A. and Behnia M. Computation of a 3D Turbulent Boundary Layer Using the V2F Model. Flow Turbulence and Combustion, 10:19-46, 1998.
9. Можаров А. П., Осипов М. И. Численное моделирование теплового состояния лопатки газовой турбины / Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках // Тр. XV школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. В 2 т. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – Т. 2. – С. 79–82.

Статья поступила в редакцию 27.06.2006

Алексей Петрович Можаров родился в 1980 г., в 2003 г. окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана. Аспирант кафедры "Газотурбинные и нетрадиционные источники энергии". Специализируется в области тепловой защиты в газотурбинных и комбинированных установках.

A.P. Mozharov (b. 1980) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2003. Post-graduate of "Gas-turbine and Non-traditional Energy Sources" department of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of thermal protection in gas-turbine and combined units.

Михаил Иванович Осипов родился в 1938 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1963 г. Заведующий кафедрой "Газотурбинные и нетрадиционные источники энергии", заслуженный работник высшей школы РФ, профессор, Президент Восточно-Европейского регионального отделения Международной энергетической ассоциации. Специализируется в области газотурбинных и комбинированных энергоустановок и двигателей, систем охлаждения и тепловой защиты, газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. Автор более 240 научных работ.

M.I. Osipov (b. 1938) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1963. Professor, head of "Gas-turbine and Non-traditional Energy Sources" department of the Bauman Moscow State Technical University. Honored Worker of Higher School of the Russian Federation, President of the East-European Regional Department of the International Energetic Association. Specializes in the field of gas-turbine and combined power units and engines, systems of cooling and thermal protection, gas-dynamics and heat and mass transfer in power units. Author of more than 240 publications.