

## РЕЗУЛЬТАТЫ СОПРЯЖЁННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И АНАЛИЗА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

© 2023

- В. Н. Матвеев** доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [valeriy2008@rambler.ru](mailto:valeriy2008@rambler.ru)
- С. А. Мельников** инженер-конструктор научно-образовательного центра газодинамических исследований; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [m.asergey196@gmail.com](mailto:m.asergey196@gmail.com)
- Г. М. Попов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [popov@ssau.com](mailto:popov@ssau.com)
- В. М. Зубанов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [zubanov.vm@ssau.ru](mailto:zubanov.vm@ssau.ru)
- И. А. Кудряшов** аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [ivan.kudryash1337@gmail.com](mailto:ivan.kudryash1337@gmail.com)
- А. И. Щербань** младший научный сотрудник научно-образовательного центра газодинамических исследований; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [korneeva.ai@ssau.ru](mailto:korneeva.ai@ssau.ru)

Численное моделирование с целью получения температурного поля охлаждаемых рабочих лопаток и его доводки является неотъемлемым процессом современного проектирования газотурбинных двигателей, так как вопрос охлаждения при температуре газа на выходе из камеры сгорания больше 1800-2000 К становится одним из ключевых. Для обеспечения заданных параметров работы турбины в процессе её проектирования необходимо получать достоверные расчётные данные. В статье представлен алгоритм формирования расчётной модели для определения теплового состояния рабочей лопатки высокотемпературной газовой турбины высокого давления в программе Ansys. Описан процесс подготовки геометрических и сеточных моделей, приведены граничные условия, использованные для настройки проекта в Ansys CFX Pre. Приведён способ определения коэффициента эффективности охлаждения с использованием Ansys CFX Post. Получены распределения температуры и коэффициента эффективности охлаждения по поверхностям охлаждаемой лопатки. Интегральные значения коэффициента эффективности охлаждения для проектируемой лопатки при различных расходах охлаждающего воздуха сравнивались со статистическими данными. На основе сравнения сделан вывод о том, что рабочая лопатка, рассмотренная в работе, соответствует современному уровню эффективности охлаждения.

*Авиационный двигатель; охлаждение турбин; охлаждаемые лопатки; коэффициент эффективного охлаждения*

---

**Цитирование:** Матвеев В.Н., Мельников С.А., Попов Г.М., Зубанов В.М., Кудряшов И.А., Щербань А.И. Результаты сопряжённого моделирования и анализа теплового состояния рабочей лопатки турбины высокого давления // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 1. С. 98-111. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-98-111

## Введение

Для современных газотурбинных двигателей (ГТД) температура газа перед турбиной является ключевым параметром цикла, так как её увеличение связано с ростом удельной тяги. При температуре рабочего тела на входе в турбину  $T_r^* \geq 1200$  К работа турбины высокого давления (ТВД) невозможна без системы охлаждения горячих деталей. Поэтому все современные ГТД обычно имеют такие системы [1; 2].

В турбинах ГТД охлаждаются сопловые и рабочие лопатки (СЛ и РЛ), диски рабочих колёс и корпус. Охладитель также используется в системе управления радиальными зазорами. К системам охлаждения турбин ГТД предъявляется множество требований, так как от этого зависит как эффективность двигателя, так и сама возможность его работы.

Наиболее сложную схему охлаждения имеют лопатки первых ступеней турбины. Задача численного моделирования их теплового состояния актуальна, так как на данный момент нет публикаций с подробным алгоритмом моделирования и анализа теплового состояния лопаток высокотемпературных турбин с использованием CFD средств.

Цель данной работы заключалась в моделировании и анализе теплового состояния охлаждаемой РЛ ТВД с минимальными допущениями. В статье представлен алгоритм для моделирования и анализа теплового состояния охлаждаемой РЛ ТВД.

### Подготовка геометрических и сеточных моделей

В качестве исходных данных при моделировании теплового состояния рабочей лопатки турбины высокого давления использовались результаты термодинамического и пневмогидравлического расчёта двигателя, а также геометрическая модель РЛ ТВД, показанная на рис. 1.

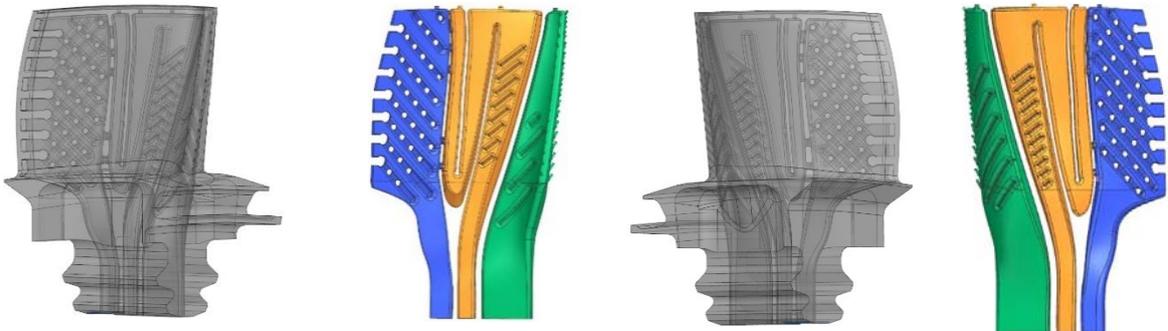


Рис. 1. Конфигурация рабочей лопатки турбины высокого давления и её внутренней полости

Трёхмерные геометрические модели лопатки и газоздушных областей были созданы в программном комплексе Siemens NX. Внутренняя полость РЛ ТВД имеет сложную систему каналов и включает в себя различные типы интенсификаторов конвективного охлаждения, описанных в работах [3; 4] и показанных на рис. 2. Всего лопатка имеет три внутренних канала: передний, средний и задний. Охлаждение задней части лопатки выполнено с помощью матрицы вихревого охлаждения, образованной скрещивающимися рёбрами и отлитыми на внутренних поверхностях спинки и корытца.

Выход охладителя из вихревой матрицы в проточную часть осуществляется через 8 щелевых окон вблизи выходной кромки.

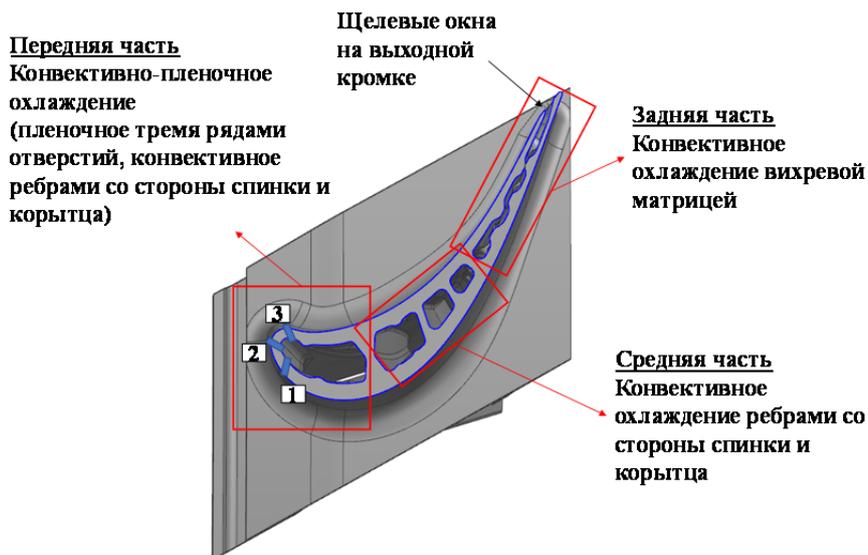


Рис. 2. Схема охлаждения лопатки, вид сверху

В переднем и среднем внутреннем канале для интенсификации конвективного охлаждения выполнены рёбра на стенках со стороны спинки и корытца. Подпитка верхней части вихревой матрицы охладителем осуществляется с помощью дополнительных отверстий из среднего канала.

Вблизи входной кромки лопатка имеет три вертикальных ряда отверстий для формирования плёночного охлаждения на поверхности лопатки. В первом ряду 16 отверстий, во втором и третьем – по 17. Диаметр всех отверстий 0,55 мм.

Плёночное охлаждение верхнего торца лопатки осуществляется за счёт выдува части охладителя через четыре отверстия диаметром 1 мм на периферийном торце РЛ ТВД. Геометрия всех частей газовой расчётной области представлена на рис. 3. Созданная расчётная область была разбита на конечные объёмы неструктурированными тетраэдральными элементами. Вдоль поверхностей стенок были созданы призматические слои.

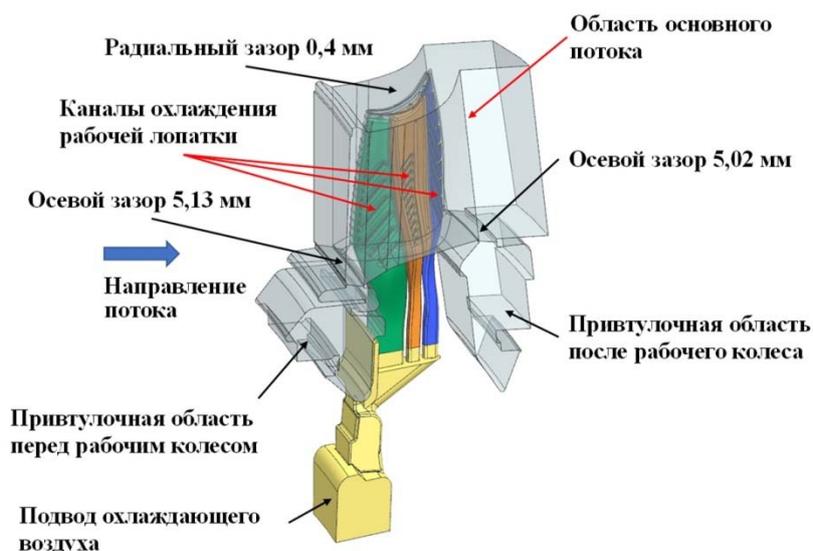


Рис. 3. Трёхмерная геометрическая модель газовой области рабочей лопатки

Создание сеточных моделей на основе полученных геометрических моделей газоздушных областей РЛ выполнялось в программе ANSYS Meshing. Настройка сеточных моделей осуществлялась на основе рекомендаций, приведённых в инструкции к программному обеспечению ANSYS Workbench [5].

Всего расчётная модель РЛ включала в себя около 112,8 млн объёмных элементов. В том числе: межлопаточный канал рабочего колеса (РК) и притрактовые области – 72,7 млн элементов; внутренние каналы системы охлаждения рабочей лопатки – 22,7 млн элементов; подвод охладителя – 5,3 млн элементов; домен, содержащий твёрдое тело РЛ – около 8,6 млн узлов.

Толщина первого призматического слоя была подобрана таким образом, чтобы на исследуемом режиме работы проектируемого двигателя обеспечивалось значение безразмерного параметра высоты первой ячейки  $y^+$  не более 1 [6]. Распределение значений параметра  $y^+$  приведено на рис. 4.

В соответствии с рекомендациями [6] была выбрана модель турбулентности SST.

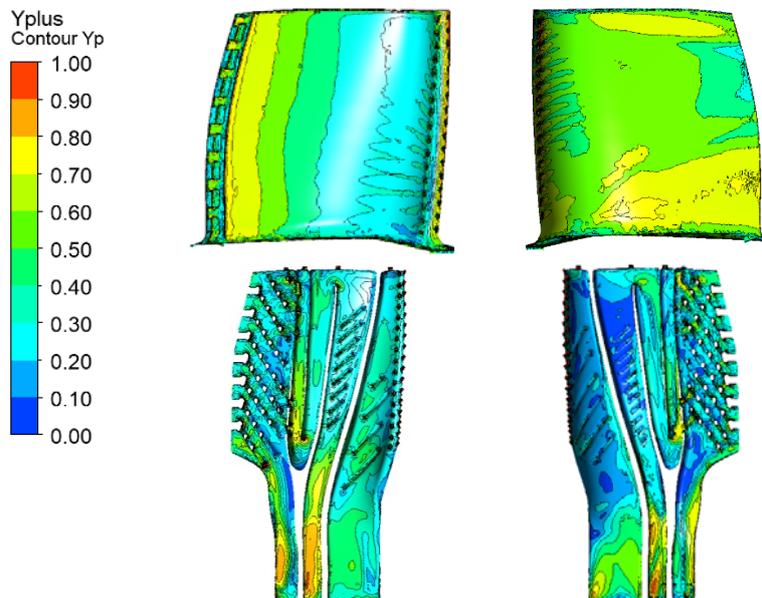
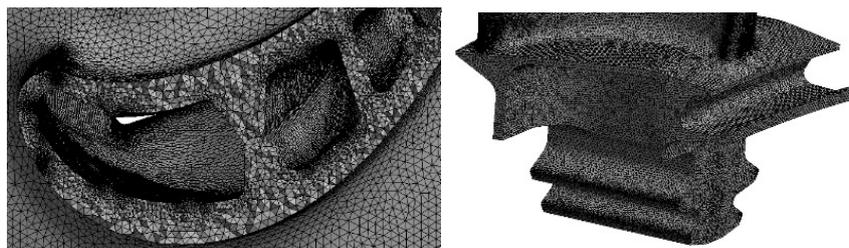
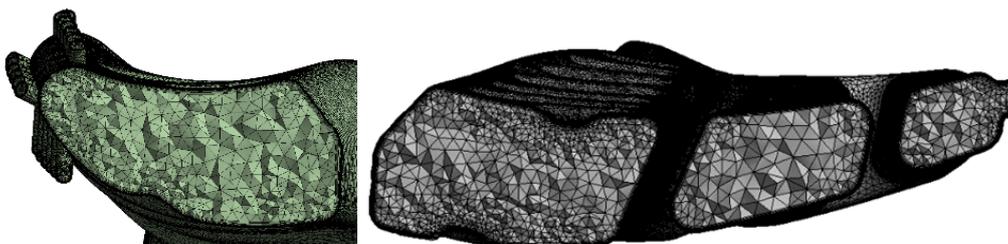


Рис. 4. Распределение значений безразмерного параметра высоты первой ячейки  $y^+$  по наружной и внутренней поверхностям рабочей лопатки

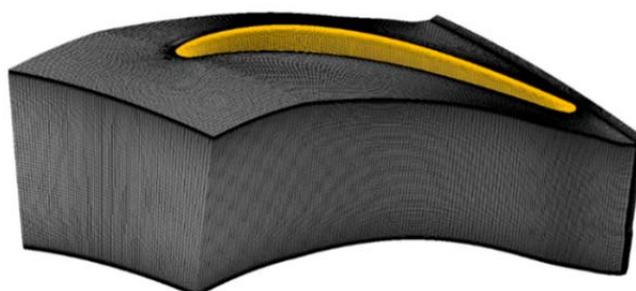
Моделирование теплового состояния рабочей лопатки выполнялось в составе ступени высокого давления, чтобы учитывать влияние СЛ ТВД на структуру потока в рабочем межлопаточном канале РК. Структурированная сетка расчётной области межлопаточного канала соплового аппарата (СА) была сгенерирована в программе Numeca AutoGrid 5 согласно рекомендациям [7]. Домен межлопаточного канала СА включал в себя 3,6 млн гексаэдральных элементов. Фрагменты сформированных сеточных моделей показаны на рис. 5 – 7.



*Рис. 5. Фрагменты конечно-элементной модели твёрдого тела рабочей лопатки*



*Рис. 6. Фрагменты сеток газовой области передней и средней части внутренней полости рабочей лопатки*



*Рис. 7. Сеточная модель межлопаточного канала соплового аппарата*

Характерный размер поверхностного элемента сеточных моделей составлял 0,5 мм. Максимальный размер тетраэлемента равнялся 1,0 мм. Количество призматических слоёв в газовой области и межлопаточных каналах – 25. Максимальный коэффициент роста между слоями – 1,23.

### **Формирование расчётной модели**

Расчётная модель для сопряжённого теплогидравлического расчёта РЛ была создана с использованием программы Ansys CFX. CFD-модель РЛ состояла из 6 доменов (рис. 8):

- стационарного домена межлопаточного канала СА;
- вращающегося домена межлопаточного канала РК, также включающего в себя притрактовые области перед и после РК;
- вращающегося домена передней, средней и задней частей внутренней полости РЛ;
- вращающегося домена подвода охлаждающего воздуха в лопатку.

Стационарные домены считались в неподвижной системе координат. Вращающиеся домены – в системе координат, вращающейся с частотой вращения ротора в том же направлении, что и РК.

Модель учитывала наличие керамического слоя теплозащитного покрытия (ТЗП), которое задавалось величиной его толщины и значением коэффициента теплопроводности с помощью функции Additional Interface Models.

В качестве модели рабочего тела использовалась модель газоздушной смеси (газа и воздуха). При этом вязкость, теплоёмкость и теплопроводность газа и воздуха были заданы в виде полиномиальных зависимостей от статической температуры потока [8]. Свойства материала РЛ были предоставлены ПАО ОДК «Кузнецов».

Предварительно был выполнен расчёт ступени ТВД в программе Numeca Fine-Turbo, в котором выдувы охлаждающего воздуха в межлопаточный канал СА задавались как выдувы с ячеек. Так как при расчёте теплового состояния РЛ в составе ступени в программе CFX охлаждение СА не учитывалось, то на входе в модель СА в CFX задано распределение температуры заторможенного потока по высоте проточной части, которое соответствует распределению за СА из предварительно проведённого расчёта ТВД в программном комплексе Numeca.

Радиальная эпюра температуры заторможенного потока, заданная на входе в СА показана на рис. 9. Для замка и ножки лопатки в качестве граничных условий задавались значения температуры среды и коэффициента теплоотдачи от поверхности тела в окружающую среду. Эти значения получены из теплогидравлического расчёта двигателя.

Значения всех граничных условий для расчёта РЛ на взлётном режиме приведены в табл. 1.

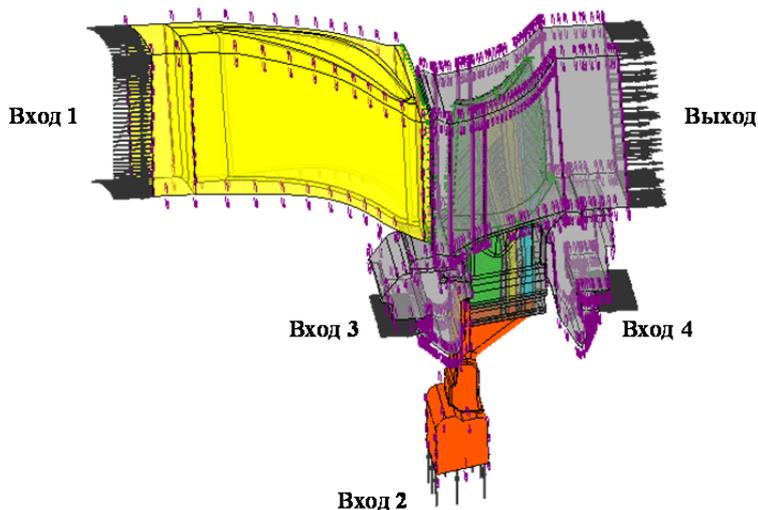


Рис. 8. Расчётная модель рабочей лопатки:  
 вход 1 – сечение на входе основного потока в турбину высокого давления; вход 2 – сечение на входе в систему охлаждения рабочей лопатки; вход 3 – сечение на входе в область охлаждения передней поверхности диска рабочего колеса; вход 4 – сечение на входе в область охлаждения задней поверхности диска рабочего колеса; выход – сечение на выходе основного потока из турбины высокого давления

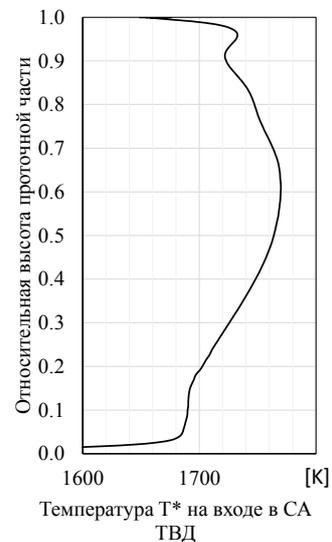


Рис. 9. Эпюра полной температуры рабочего тела на входе в сопловой аппарат в модели Ansys CFX

Таблица 1. Значения граничных условий для расчёта рабочей лопатки

№	Наименование	Значение
Режимные параметры		
1.	Вход 1 – сечение на входе основного потока в ТВД	$p_{\text{вх}}^* = 5127 \text{ кПа}$ ; $T_{\text{вх}}^*$ (эпюра), ( $T_{\text{вх сред}}^* = 1804 \text{ К}$ ) $\alpha = 90^\circ$
2.	Выход – сечение на выходе основного потока из ТВД	$p = 1776 \text{ кПа}$ (среднее статическое давление на выходе из ступени)
3.	Частота вращения	$n = 16471 \text{ мин}^{-1}$
4.	Вход 2 – сечение на входе в систему охлаждения РЛ	$G_{\text{вх}} = 0,04641 \text{ кг/с}$ $T_{\text{охл}}^* = 970 \text{ К}$ Закрутка потока $\beta = 0,85$ (отношение окружной составляющей скорости рабочего тела к скорости вращения диска)
5.	Вход 3 – сечение на входе в область охлаждения передней поверхности диска РК	$G_{\text{вх}} = 0,0155 \text{ кг/с}$ $T^* = 1053 \text{ К}$
6.	Вход 4 – сечение на входе в область охлаждения задней поверхности диска РК	$G_{\text{вх}} = 0,0155 \text{ кг/с}$ $T^* = 1053 \text{ К}$
7.	Левый торец РЛ	$\alpha = 440,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ $T_{\text{среды}} = 1264 \text{ К}$
8.	Правый торец РЛ	$\alpha = 3442,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ $T_{\text{среды}} = 1273 \text{ К}$
9.	Замок РЛ	$\alpha = 8521,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ $T_{\text{среды}} = 919 \text{ К}$
10.	Ножка РЛ	$\alpha = 666,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ $T_{\text{среды}} = 1299 \text{ К}$

### Анализ результатов сопряжённого моделирования

На рис. 10, 11 представлены полученные в результате расчёта распределения температуры на внешних и внутренних поверхностях РЛ при расходе охлаждающего воздуха  $G_{\text{охл}} = 4,2\%$  от расхода газа через горло СА  $G_{\text{г.ICA}}$ .

Максимальное значение расчётной температуры РЛ имеет место в области периферии ближе к выходной кромке и равно  $1136,8^\circ\text{C}$  при средней температуре заторможенного потока газа  $1803,5 \text{ К}$ . Перегрев в области периферии лопатки связан с неэффективной работой каналов охлаждения на РЛ вблизи выходной кромки и с тем, что в модели на данный момент не учтена работа системы регулирования радиального зазора, охлаждающий воздух из которой выпускается как раз в области периферии межлопаточного канала РК.

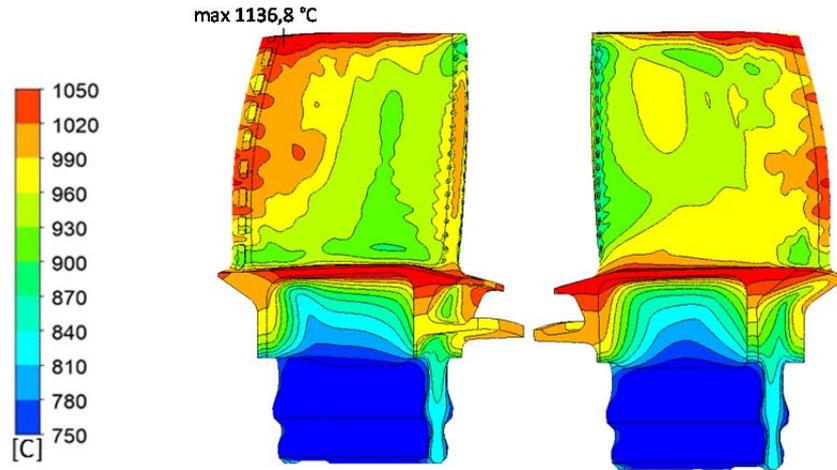


Рис. 10. Распределение значений температуры на внешних поверхностях рабочей лопатки

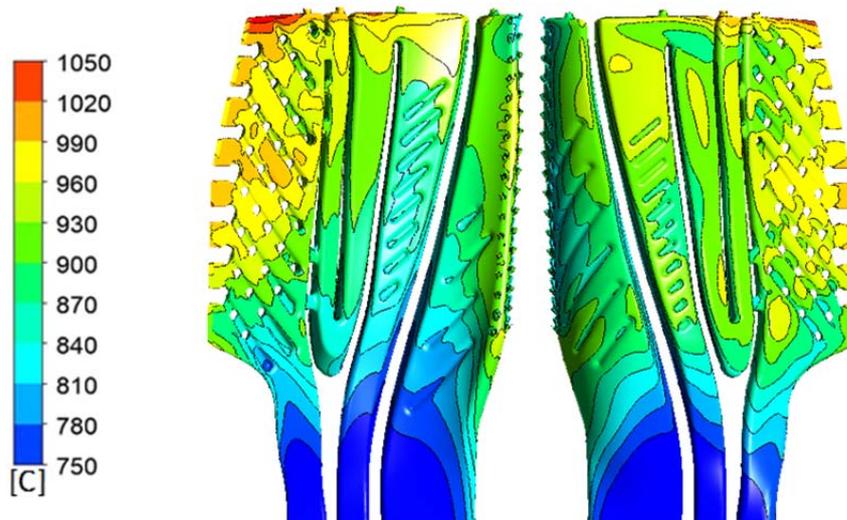


Рис. 11. Распределение значений температуры на внутренних поверхностях рабочей лопатки

На рис. 12 представлены эпюры средней температуры наружной поверхности профиля, средней температуры поперечного сечения лопатки  $T_{\text{сред.сеч}}$ , температуры входной и выходной кромок.

На рис. 13 даны распределения температуры в поперечных сечениях, расположенных на различных высотах РЛ.

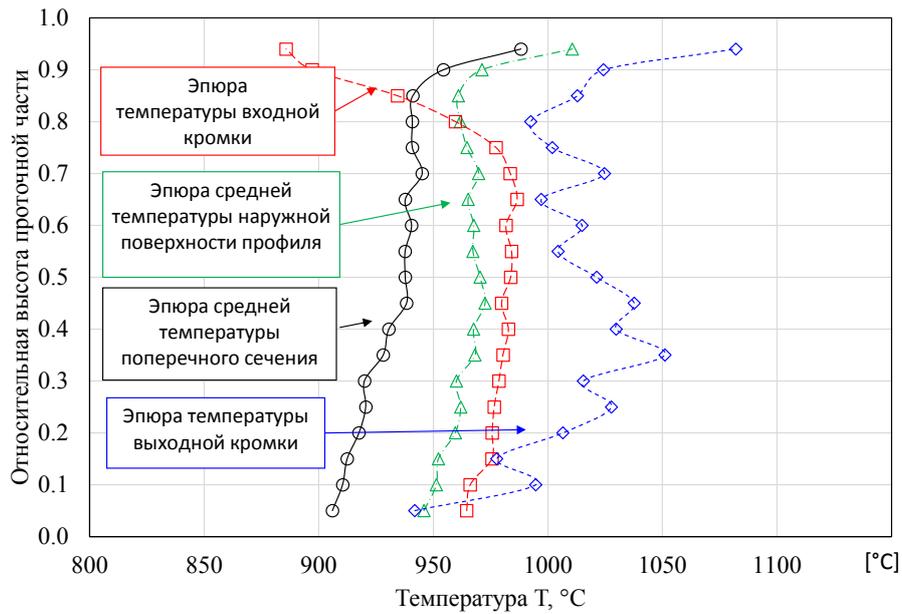


Рис. 12. Эпюры температур рабочей лопатки по высоте проточной части

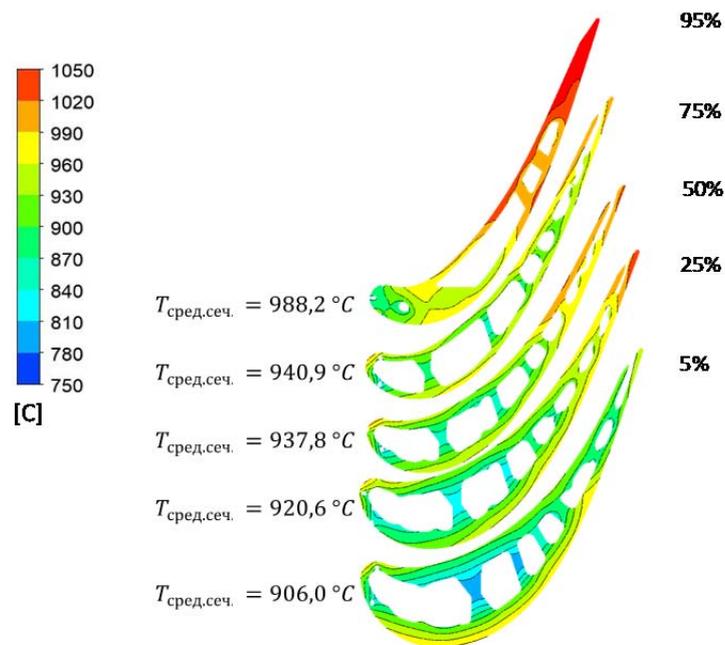


Рис. 13. Распределение температуры в сечениях рабочей лопатки на относительной высоте от втулки 5%, 25%, 50%, 75% и 95%

По распределению значений температуры можно определить положение перегретых участков, а также участков с большим градиентом температур. Для исследуемой РЛ были выделены следующие критические области. Во-первых, это перегретая периферийная часть лопатки у выходной кромки. Во-вторых, область с повышенным градиентом температуры (более  $150^{\circ}\text{C}$ ) от внутреннего ребра к внешней поверхности в основании лопатки (рис. 13, сечение 5%).

На основе полученных данных о температуре заторможенного потока газа в относительном движении  $T_w^*$ , температуре охлаждающего воздуха и температуре лопатки были определены эпюры коэффициента эффективности охлаждения наружной поверх-

ности профиля, поперечного сечения, входной и выходной кромок по высоте проточной части.

Коэффициент эффективности охлаждения рабочей лопатки определялся по формуле:

$$\Theta_{\text{лоп}} = \frac{T_{\text{wгаз}}^* - T_{\text{лоп}}}{T_{\text{wгаз}}^* - T_{\text{wвозд}}^*},$$

где  $T_{\text{wгаз}}^*$  – полная температура газа в относительном движении перед рабочей лопаткой на соответствующем радиусе (рис. 14);  $T_{\text{wвозд}}^*$  – полная температура воздуха в относительном движении на входе в нижний торец рабочей лопатки;  $T_{\text{лоп}}$  – температура лопатки.

Для получения распределений  $\Theta_{\text{лоп}}$  по сечениям лопатки на различных радиусах использовались данные по значениям  $T_{\text{лоп}}$ , представленные на рис. 13. Для получения средней по сечению величины  $\Theta_{\text{лоп}}$  использовалась средняя по сечению температура  $T_{\text{лоп}}$ . Для расчёта  $\Theta_{\text{лоп}}$  по наружной поверхности, а также на входной и выходной кромке использовались соответственно температуры на наружной поверхности лопатки, на её входной и выходной кромках. Температура заторможенного потока воздуха в относительном движении на входе в РЛ  $T_{\text{wвозд}}^*$  определена на входе в нижний торец лопатки.

Результаты расчёта  $\Theta_{\text{лоп}}$  приведены на рис. 15. На рис. 16 даны распределения значений коэффициента эффективности охлаждения в характерных поперечных сечениях лопатки.

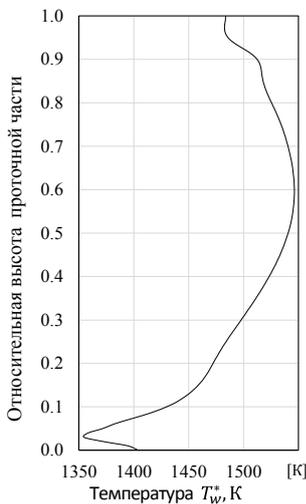


Рис. 14. Эюра температуры заторможенного потока газа в относительном движении на входе в рабочее колесо

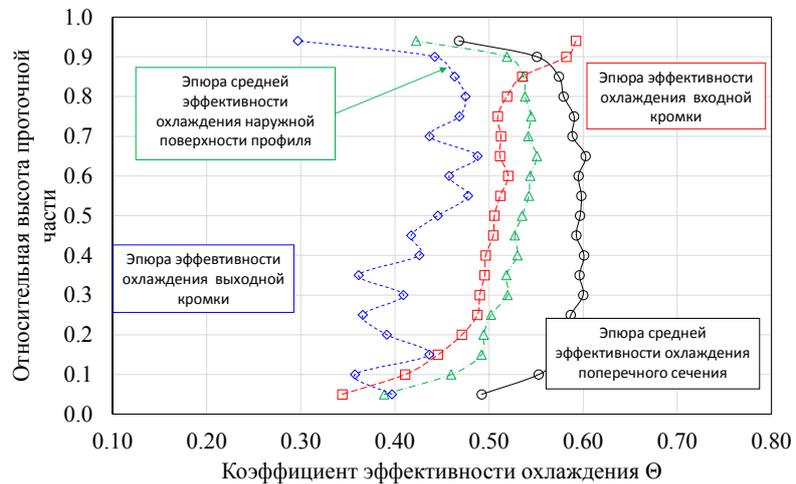


Рис. 15. Эюры коэффициента эффективности охлаждения рабочей лопатки

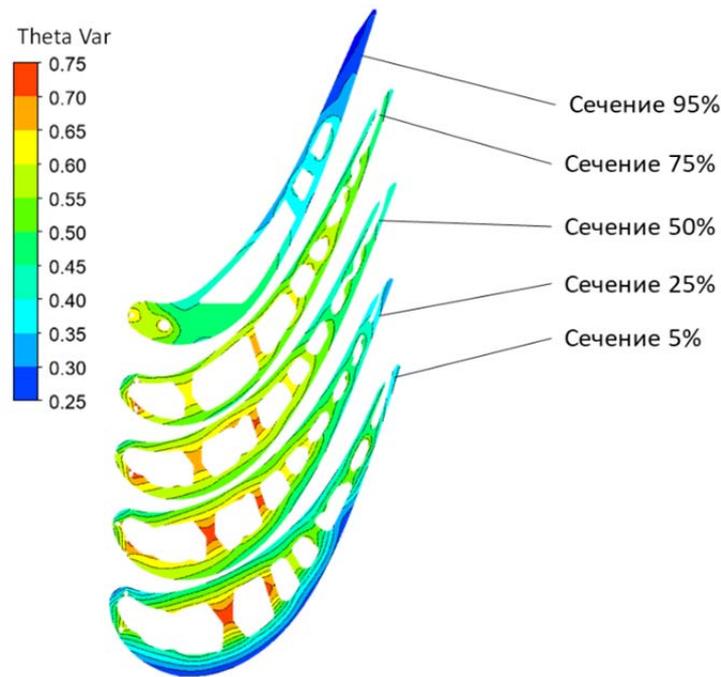


Рис. 16. Распределения значений коэффициента эффективности охлаждения по поперечным сечениям лопатки при расходе охлаждающего воздуха  $G_{\text{охл}} = 4,2\%$  от  $G_{\text{г.1CA}}$

Из рис. 16 видно, что области с низким коэффициентом эффективности охлаждения совпадают с перегретыми областями РЛ в области выходной кромки.

### Заключение

На рис. 17 представлено сопоставление полученных данных об эффективности охлаждения рассматриваемой РЛ со статистическими данными из работы [9].

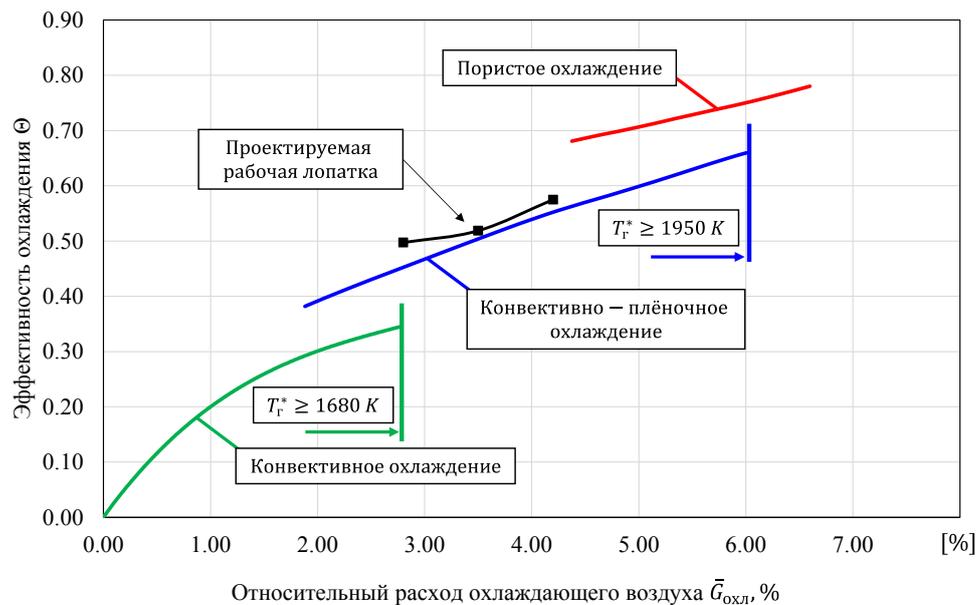


Рис. 17. Сопоставление результатов эффективности охлаждения рассматриваемой РЛ со статистическими данными из работы [9]

Из данных рис. 17 следует, что по полученным значениям интегрального параметра коэффициента эффективности охлаждения исследуемая лопатка соответствует турбинным лопаткам современных двигателей.

В результате сопряжённого газодинамического, гидравлического и теплового расчёта рабочих лопаток в составе ступени ТВД получены данные о распределениях значений температуры и коэффициента охлаждения по поверхности РЛ, выявлены проблемные зоны в теле лопатки, нуждающиеся в дальнейшей доводке.

Достигнуто значение коэффициента эффективности  $\Theta_{\text{лоп}}$ , равное 0,58 при температуре газа на входе в ТВД 1803,5 К и относительном расходе охлаждающего воздуха 4,2%. Сопоставление результатов расчёта со статистическими данными показало, что анализируемая конфигурация лопатки обеспечивает значения  $\Theta_{\text{лоп}}$ , соответствующие современному уровню эффективности охлаждения турбинных лопаток.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства по теме: «Организация высокотехнологичного производства промышленных ГТД с интеллектуальной системой конструкторско-технологической подготовки для повышения функциональных характеристик» (Соглашение о предоставлении гранта № 075-11-2021-042 от 24.06.2021 г.).

### Библиографический список

1. Je-Chin Han, Sandip Dutta, Strinath Ekkad. Gas turbine, heat transfer and cooling technology. New York: CRC Press, 2012. 887 p.
2. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1204 с.
3. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин: учебное пособие. М.: Изд-во МАИ, 1996. 100 с.
4. Копелев С.З. Охлаждаемые лопатки газовых турбин. М.: Наука, 1983. 145 с.
5. Ansys Workbench Product Release Notes. ANSYS, Inc. and ANSYS Europe, Ltd. are UL registered ISO 9001:2000 Companies.
6. Vieser W., Esch T., Menter F. Heat transfer prediction using advanced two-equation turbulence models. CFX Validation Report: CFX-VALI0/0602, 2002.
7. Дорофеев В.М. Термогазодинамический расчёт газотурбинных силовых установок. М.: Машиностроение, 1973. 144 с.
8. Popov G., Matveev V., Baturin O., Novikova J., Kolmakova D, Volkov A. Selection of parameters for 3D finite-volume mesh for CFD simulation of axial turbines // MATEC Web of Conferences. 2018. V. 220. DOI: 10.1051/mateconf/201822007001
9. Ле Т.З., Нестеренко В.Г. Особенности проектирования охлаждаемых лопаток высокотемпературных турбин высокого давления с бандажной полкой // Международный научно-исследовательский журнал. 2018. № 1 (67), ч. 1. С. 84-90. DOI: 10.23670/IRJ.2018.67.087

## RESULTS OF CONJUGATE MODELING AND ANALYSIS OF THE THERMAL STATE OF A HIGH-PRESSURE TURBINE BLADE

© 2023

- V. N. Matveev** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [valeriy2008@rambler.ru](mailto:valeriy2008@rambler.ru)
- S. A. Melnikov** Design Engineer, Research and Education Centre for Gas-Dynamic Studies; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [m.asergey196@gmail.com](mailto:m.asergey196@gmail.com)
- G. M. Popov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [popov@ssau.com](mailto:popov@ssau.com)
- V. M. Zubanov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [zubanov.vm@ssau.ru](mailto:zubanov.vm@ssau.ru)
- I. A. Kudryashov** Postgraduate Student of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [ivan.kudryash1337@gmail.com](mailto:ivan.kudryash1337@gmail.com)
- A. I. Shcherban** Junior Research Fellow, Research and Education Centre for Gas-Dynamic Studies; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [korneeva.ai@ssau.ru](mailto:korneeva.ai@ssau.ru)

Numerical modeling for the purpose of receiving the temperature field of cooled rotor blades and its improvement is an integral process of modern design of gas turbine engines since the issue of cooling at gas temperature at the combustion chamber outlet over 1800-2000 K is becoming one of the key ones. To ensure the specified parameters of turbine operation during its design, it is necessary to obtain reliable calculation data. The article presents an algorithm for forming a calculation model to determine the thermal state of the working blade of a high-temperature high-pressure gas turbine in the Ansys program. The process of preparation of geometric and grid models is described, the boundary conditions used to set up the project in Ansys CFX Pre are given. A method for determining the cooling efficiency factor using Ansys CFX Post is also presented. The distributions of the temperature field and the coefficient of cooling efficiency over the surfaces of the blade to be cooled are obtained. Integral values of the coefficient of cooling efficiency for the designed blade at various cooling air flow rates were compared with statistical data. On the basis of the comparison a conclusion was made that the working blade considered in the work corresponds to the modern level of cooling efficiency.

*Aircraft engine; turbine cooling; cooled blades; cooling efficiency coefficient*

---

**Citation:** Matveev V.N., Melnikov S.A., Popov G.M., Zubanov V.M., Kudryashov I.A., Shcherban A.I. Results of conjugate modeling and analysis of the thermal state of a high-pressure turbine blade. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 1. P. 98-111. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-98-111

### References

1. Je-Chin Han, Sandip Dutta, Strinath Ekkad. Gas turbine, heat transfer and cooling technology. New York: CRC Press, 2012. 887 p.
2. Inozemtsev A.A., Sandratskiy V.L. *Gazoturbinnnye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm: UEC «Aviadvigatel» Publ., 2006. 1204 p.
3. Nagoga G.P. *Effektivnye sposoby okhlazhdeniya lopatok vysokotemperaturnykh gazovykh turbin: uchebnoe posobie* [Efficient ways of cooling high-temperature gas turbine blades]. Moscow: MAI Publ., 1996. 100 p.

4. Kopelev S.Z. *Okhlazhdaemye lopatki gazovykh turbin* [Cooled gas turbine blades]. Moscow: Nauka Publ., 1983. 145 p.
5. Ansys Workbench Product Release Notes. ANSYS, Inc. and ANSYS Europe, Ltd. are UL registered ISO 9001:2000 Companies.
6. Vieser W., Esch T., Menter F. Heat transfer prediction using advanced two-equation turbulence models. CFX Validation Report: CFX-VALI0/0602, 2002.
7. Dorofeev V.M. *Termogazodinamicheskiy raschet gazoturbinnnykh silovykh ustanovok* [Thermogasdynamics calculation of gas turbine power plants]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 144 p.
8. Popov G., Matveev V., Baturin O., Novikova J., Kolmakova D, Volkov A. Selection of parameters for 3D finite-volume mesh for CFD simulation of axial turbines. *MATEC Web of Conferences*. 2018. V. 220. DOI: 10.1051/mateconf/201822007001
9. Le T.Z., Nesterenko V.G. Features of design of cooled blades of high-temperature high-pressure turbines with. *International Research Journal*. 2018. No. 1 (67), part. 1. P. 84-90. (In Russ.). DOI: 10.23670/IRJ.2018.67.087