

Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 1. С. 22–30  
Thermal processes in engineering, 2023, vol. 15, no. 1, pp. 22–30

Научная статья  
УДК 621.318.38  
DOI: 10.34759/tpt-2023-15-1-22-30

## Анализ теплового состояния притрактовых полостей первой ступени турбины высокого давления авиационного газотурбинного двигателя тягой 24 тонны

А.А. Юртаев<sup>1</sup>✉, М.А. Бенедюк<sup>1</sup>, Р.Р. Бадыков<sup>1</sup>, М.Н. Сеньчев<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, Самара, Россия  
Don.yurtaev2016@yandex.ru✉

**Аннотация.** Цель работы – проведение анализа теплового состояния притрактовых полостей первой ступени турбины высокого давления авиационного газотурбинного двигателя тягой 24 тонны. Диски турбин являются высоконагруженными деталями газотурбинного двигателя, поэтому точное определение действующих на них нагрузок, а также методы их снижения являются важной и актуальной задачей при проектировании авиационных двигателей. Тепловой газодинамический расчет проведен в программном комплексе Ansys-CFX. Созданы объемные 3D-модели лопаток соплового аппарата и рабочего колеса первой ступени турбины высокого давления и притрактовых областей перед и за диском исследуемой ступени. В модуле ICEM CFD созданы конечно-элементные модели притрактовых областей. Для повышения точности расчета уточнены значения скоростей потока в пограничном слое, вычислены значения параметра  $y^+$  и минимальной высоты 1-го элемента в пристеночном слое. В модуле CFX заданы граничные условия и характеристики рабочего тела – горячего газа, поступающего из камеры сгорания двигателя. Рассчитаны значения безразмерной величины  $\epsilon$  – глубины охлаждения статора и диска ротора. Проведен стационарный газодинамический расчет на исследование втекания потока из проточной части турбины в притрактовую полость. Также выполнен нестационарный расчет и сравнение со стационарным расчетом. В результате получены точные значения температур стенок полости и коэффициентов глубины охлаждения, которые позволяют судить об эффективности системы охлаждения турбины. Из сравнения стационарного и нестационарного расчетов видно, что в результате нестационарного расчета наблюдаются втекания газа из проточной части, что вызывает повышение температур в области втекания и на стенках полости.

**Ключевые слова:** турбореактивный двухконтурный двигатель, турбина высокого давления, притрактовая полость, коэффициент глубины охлаждения, система охлаждения, CFD-расчет

**Для цитирования.** Юртаев А.А., Бенедюк М.А., Бадыков Р.Р., Сеньчев М.Н. Определение величины радиальных зазоров центробежного компрессора и турбины малоразмерного газотурбинного двигателя на максимальном режиме работы // Тепловые процессы в технике. 2023. Т. 15. № 1. С. 22–30. DOI: 10.34759/tpt-2023-15-1-22-30

Original article

# Thermal state analysis of the near-tract cavities of the first stage of the high-pressure turbine of the 24 tons thrust aviation gas turbine engine

**A.A. Yurtaev<sup>1</sup>✉, M.A. Benedyuk<sup>1</sup>, R.R. Badykov<sup>1</sup>, M.N. Senchev<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Samara National Research University, Samara, Russia  
Don.yurtaev2016@yandex.ru ✉

**Abstract.** The purpose of the presented work consists in thermal state analysis performing of the near-tract cavities of the high-pressure turbine (HPT) first stage of the 24 tons thrust aviation gas-turbine engine (GTE). Disks of the turbines are highly loaded GTE parts, thus exact determination of the loads acting on them as well as methods for their reduction are an important and up-to-date problem while aviation engine developing. Thermal gas-dynamic computation was performed with the Ansys-CFX software. 3D-models of nozzle assembly blades and impeller the HPT first stage and near-tract areas prior and aft disk of the studied stage were developed. Finite-element (FE) models were created in the ICEM CFD module. To increase the computation accuracy the values of the flow velocity in the boundary layer were refined, and the values of  $y^+$  and minimum height of the first element in the near-wall layer. Boundary conditions and working medium characteristics, namely of the hot gas fed to the engine combustion chambers, were set in the CFX module. The authors computed values of the dimensionless value  $\epsilon$ , representing the cooling depth of stator, and rotor disk. Stationary gas-dynamic computation was performed for studying the inflowing of the flow from the turbine air-gas channel to the near-tract area. The non-stationary computation was performed and comparison with the stationary computation was made as well. As the result, the exact values of the cavity walls temperature were obtained, which allow estimating the effectiveness of the turbine cooling system. The stationary and non-stationary computations comparison reveals that gas inflowing from the air-gas channel is being observed as the result of non-stationary computation, which causes temperatures rise in the inflowing area and cavity walls.

**Keywords:** turbofan bypass engine, high-pressure turbine, near-tract area, cooling depth coefficient, cooling system, CFD-computation

**For citation.** Yurtaev A.A., Benedyuk M.A., Badykov R.R., Senchev M.N. Thermal state analysis of the near-tract cavities of the first stage of the high-pressure turbine of the 24 tons thrust aviation gas turbine engine. *Teplovye protsessy v tekhnike = Thermal process in engineering*, 2023, vol. 15, no. 1, pp. 22–30. (In Russ.). DOI: 10.34759/tpt-2023-15-1-22-30

## Введение

Диски турбины являются высоконагруженными деталями, разрушение которых приводит к полному разрушению двигателя. В целях предотвращения разрушения диска и увеличения ресурса проводится проектирование системы охлаждения.

При проектировании системы охлаждения турбины необходимо решить следующие задачи: отвод тепла от тела диска, приходящего из проточной части турбины, и обеспечение длительной прочности материала диска, уменьшение неравномерности нагрева и снижение тепलोперепада между ободом и ступицей.

Для выполнения этих задач используется струйное охлаждение диска через подкручивающую решетку и продувка охладителя через зазоры в хвостовике. В целях реализации данных способов снижения теплового потока в диске необходимо отсутствие затекания горячих газов в притрактовые полости, что обеспечивается наличием повышенного давления в этих полостях относительно давления в газоздушном тракте [1, 2].

Притрактовая полость – это область, находящаяся вблизи проточной части, образуемая двумя или более уплотнениями и предназначенная для уменьшения температурного напора, направленного в сторону ступицы диска.

В работах [3–5] отмечено значительное влияние втекания газа из проточной части в притрактовую полость, доказано наличие монотонно возрастающего подогрева стенки ротора по радиусу в притрактовой полости из-за высокой частоты вращения каскада высокого давления. Также отмечено, что имеет место постоянная температура вдоль стенки статора. При возникновении втекания газа из проточной части двигателя через трактовое уплотнение наблюдается повышение температуры стенки статора, в то время как вдоль стенки ротора данный эффект не так сильно выражен из-за наличия охлаждающей пленки, которая образуется путем натекания охлаждающего воздуха из уплотнения.

Проведенный CFD-расчет необходим для анализа газодинамики и теплового состояния притрактовых полостей за и перед диском, оценки эффективности системы охлаждения и последующих расчетов на прочность высоконагруженной турбины высокого давления. Анализ позволит судить о совершенстве системы уплотнений и системы охлаждения, а также о пригодности к использованию турбины высокого давления с параметрами системы охлаждения и геометрией.

**Описание газодинамических моделей**

В данной работе исследуются две полости: перед диском рабочего колеса (РК) первой ступени турбины высокого давления (ТВД) и за диском РК (рис. 1).

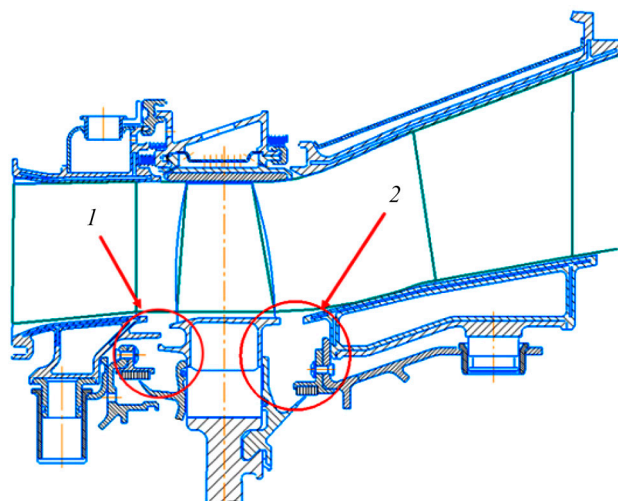


Рис. 1. Фрагмент продольного разреза с рассчитываемыми областями

На основе чертежа созданы 3D-модели рассчитываемых областей, которые экспортировались в Ansys. Модели являются секторами: сопловый аппарат (СА) – 360°/37 (37 лопаток), РК – 360°/65 (65 лопаток), притрактовая полость – 6°. Сеточные модели доменов РК и СА выполнены в модуле TurboGrid. Сеточные модели доменов притрактовых полостей выполнены в модуле ICEM CFD (рис. 2).

Для сеточных моделей приняты следующие параметры:

- количество пристеночных слоев – 20;
- высота первого пристеночного слоя – 5.5 мкм;
- коэффициент роста пристеночного слоя – 1.25;
- общее количество конечных элементов в домене 1-й полости – 11.6 млн; 2-й полости – 17 млн.

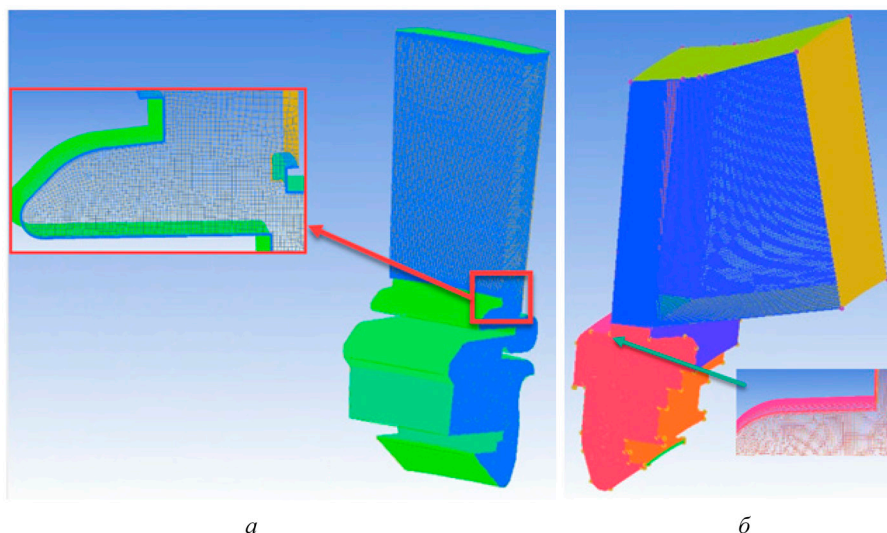


Рис. 2. Сеточные модели 1-й (а) и 2-й (б) притрактовых полостей

Качество сеточных моделей оценивалось по критериям:

- Aspect Ratio < 1000;
- Min Angle > 18°;
- Tgrid Skew < 0.95;
- Orthogonal quality > 0.1.

Полученные сеточные модели загружены в CFX-Pre, где заданы настройки для расчета потока. Проведен стационарный расчет потока с моделью теплопередачи Total Energy с включенной опцией Incl. Viscous Work Term, учитывающей вязкое трение, и моделью турбулентности Shear Stress Transport (SST). Модель SST работает путем решения модели турбулентности  $k-\omega$  на стенке и  $k-\epsilon$  в объемном потоке. SST-модель признана самой точной моделью для аэродинамических приложений [6].

Созданы два рабочих тела на основе моделей идеального газа (табл. 1): газ, поступающий из камеры сгорания (Gas) и охлаждающий воздух, поступающий из-за 3-й и 6-й ступени компрессора высокого давления для 1-й и 2-й полости соответственно (Air).

Таблица 1. Параметры рабочих тел

Имя	Air	Gas
Группа материалов	Air Data	
Термодинамическое состояние	Gas	
Термодинамические свойства	Изменяются по закону идеального газа	
Молярная масса, кг/моль	28.96	
Теплоемкость	Zero Pressure Polynomial	Zero Pressure Polynomial
A1	3.5697	2.877443
A2, K <sup>-1</sup>	-0.00085	0.001802
A3, K <sup>-2</sup>	2.21496E-6	-6.99131E-7
A4, K <sup>-3</sup>	-9.58282E-10	1.0273E-10
A5, K <sup>-4</sup>	0	0
Динамическая вязкость	Sutherlands Formula	Sutherlands Formula
Ref. Temperature, K	273	273
Ref. Viscosity, Па·с	1.49E-5	1.49E-5
Sutherlands Constant, K	200	200
Temperature Exp.	1.5	1.5
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0.0261	

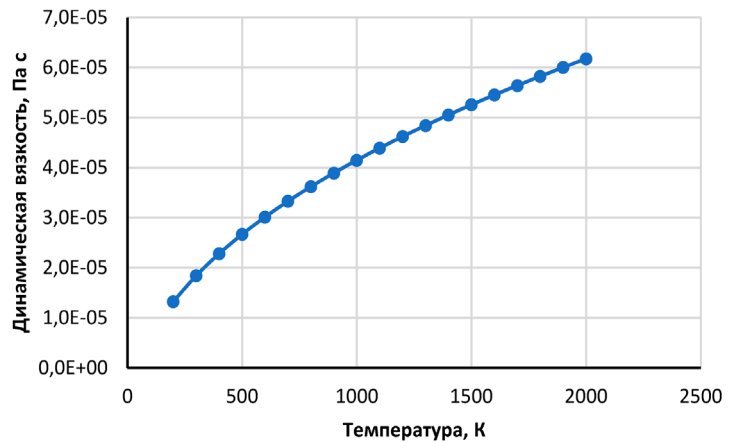


Рис. 3. График зависимости динамической вязкости от температуры охлаждающего воздуха

В качестве граничных условий задавались полное давление и температура на входе в СА, массовый расход и полная температура на входе в междисковую полость и статическое давление на выходе из РК, так как эти граничные условия обеспечивают устойчивую сходимость решения. Также задавалось вращение РК и стенок междисковой полости, принадлежащих РК (рис. 4).

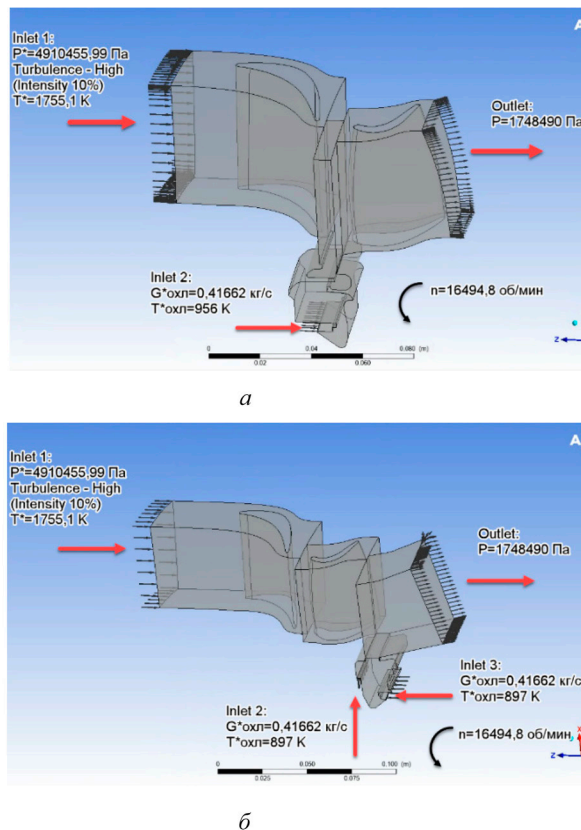


Рис.4. Заданные граничные условия для 1-й (а) и 2-й (б) полостей

Для передачи данных между областями созданы интерфейсы. Периодичность сетки – Rotational Periodicity, передача параметров от междисковой полости к РК – Stage (Mixing Plane). Задан параметр Pitch Ratio, обозначающий соотношение углов секторов сопряженных доменов (в лопаточных машинах обычно угол периодического сектора напрямую связан с числом лопаток): для интерфейса между СА и междисковой полостью – 37/60, для междисковой полости и РК – 60/65 [7]. При использовании интерфейса Stage данные из предыдущего блока осредняются в окружном направлении и передаются в следующий блок в качестве граничного условия. Для передачи параметров от СА к междисковой полости задан интерфейс Frozen Rotor.

Заданы следующие опции решателя:

Advection Scheme и Turbulence Numerics – High Resolution;

Timescale Factor – Automatic – автоматический вариант задания временного шага с множителем коэффициента временного шага – 0.1 (во время расчета увеличивался до 1 для ускорения схождения расчета);

среднеквадратичные невязки  $1E-6$ .

При моделировании турбулентных течений в каналах сложной формы, к которым относятся турбомшины, стандартный критерий схождения решения – значение невязок – зачастую недостаточен. Оценку схождения решения удобно проводить по графику изменения интегральных параметров потока во время расчета. Если решение установилось, то значение интегрального параметра потока меняться не будет или будет меняться со строгой цикличностью [8]. В качестве этого параметра были выбраны

средние значения температур на выходной границе РК и на стенках полости.

### Анализ полученных результатов

Дополнительным параметром сходимости является массовый расход воздуха, посчитанный в CFD-Post. Сравнение значений поступающего в модель воздуха и выходящего из нее приведено в табл. 2. Суммарная разница составляет 0.0067 кг/с и 0.26 кг/с для первой и второй полости соответственно.

Таблица 2. Сравнение значений количества поступающего в модель воздуха и выходящего из нее

Первая притрастовая полость			
Inlet 1	Inlet 2	Outlet	
86.9987 кг/с	0.41662 кг/с	87.422 кг/с	
Вторая притрастовая полость			
Inlet 1	Inlet 2	Inlet 3	Outlet
85.23 кг/с	0.41662 кг/с	0.41662 кг/с	85.8 кг/с

Правильность расчета определялась по изменению полной температуры в проточной части и притрастовых полостях (рис. 5).

Для определения качества пристеночного слоя взят параметр  $y^+$ , вычисленный в CFD-Post (рис. 6). Точность определения температур стенок зависит от распределения коэффициента  $y^+$  – параметра, характеризующего качество сеточной модели и зависящего от пристеночного слоя. Для получения точных результатов рекомендуется сеточная модель с  $y^+ \approx 1$  [9, 10].

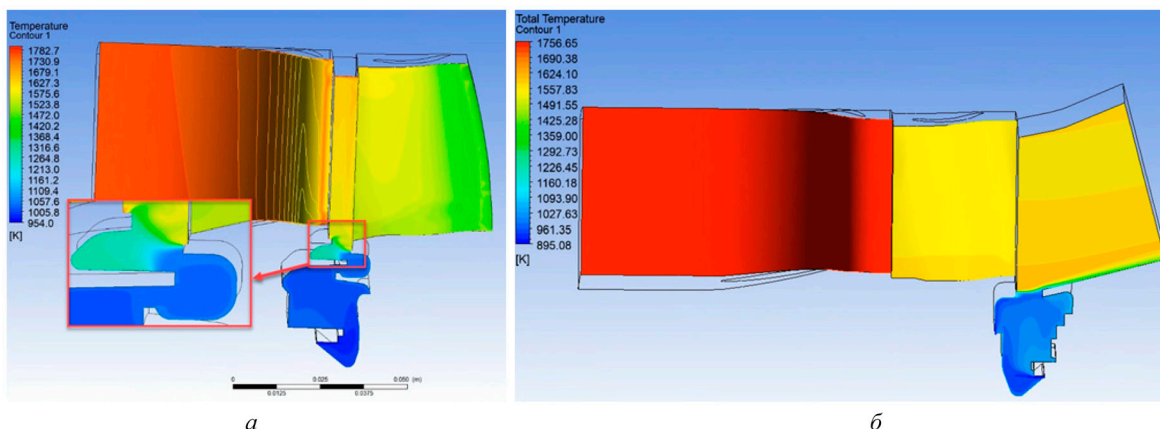


Рис. 5. Изменение полной температуры в проточной части 1-й (а) и 2-й (б) притрастовых полостей



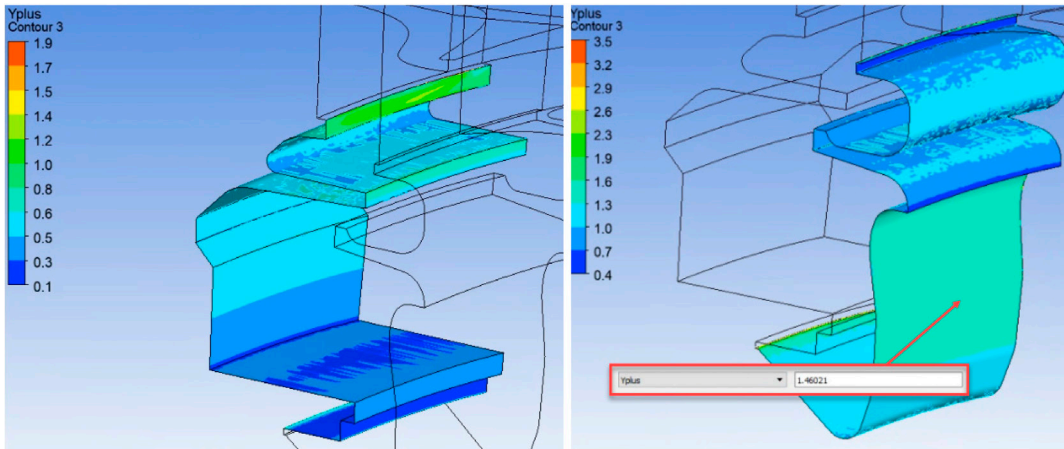


Рис. 6. Распределение параметра  $y^+$  в 1-й притрактовой области

Большие значения  $y^+$  объясняются изменением пристеночного слоя при создании сеточной модели для обеспечения допустимых минимальных углов и ортогональности.

Оценивались значения показателя  $\varepsilon$  – глубины охлаждения на стенках притрактовой полости (рис. 7):

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{вых.СА}}^* - T_{\text{стенки}}^*}{T_{\text{вых.СА}}^* - T_{\text{охл.возд.}}^*},$$

где  $T_{\text{вых.СА}}^*$  – температура за сопловым аппаратом;  $T_{\text{стенки}}^*$  – температура стенки притрактовой полости;  $T_{\text{охл.возд.}}^*$  – температура охлаждающего воздуха на входе в притрактовую полость.

### Нестационарный расчет

На основе проведенного стационарного расчета проводится нестационарный расчет первой притрактовой полости для получения более точного распределения температур потока в

полости и выявления втекания газа из проточной части в эту полость.

Для проведения нестационарного расчета используется настройка Transient в CFX-Pre, где указывается общее время расчета:

$$t_{\text{общее}} = \frac{1 \cdot 60}{n \cdot 360} \cdot \left( \frac{360}{37} \right) = \frac{60}{16494 \cdot 37} = 9.83 \cdot 10^{-5} \text{ с},$$

где  $n$  – частота вращения ротора ВД, равная 16 494 об/мин; 37 – количество лопаток СА.

Шаг по времени был взят  $1E-6$  с, который в ходе решения по мере сходимости мог изменяться. Всего было выполнено 100 итераций.

Для нестационарного расчета меняется способ передачи данных между соответствующими поверхностями доменов на Transient Rotor Stator. Остальные настройки и граничные условия остаются без изменений.

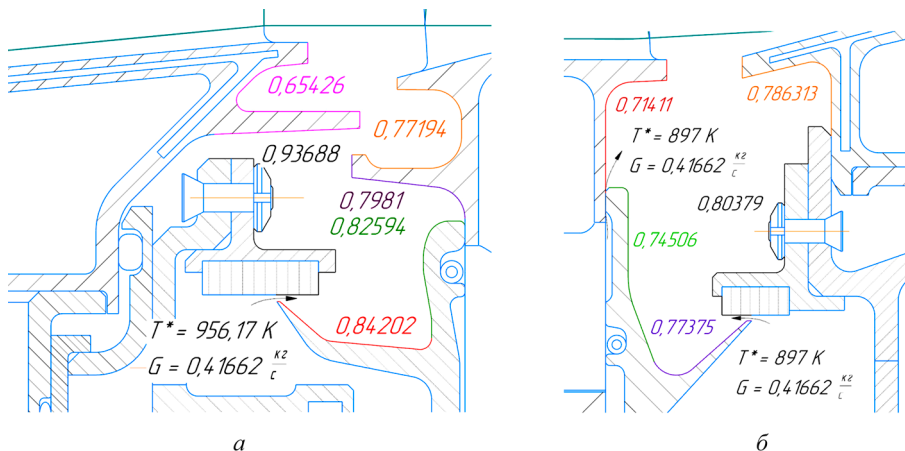


Рис. 7. Распределение параметра  $\varepsilon$  по стенкам 1-й (а) и 2-й (б) полостей

### Сравнение результатов стационарного и нестационарного расчетов

#### Поля температур

На рис. 8 приведено сравнение полей распределения температур, полученных в результате нестационарного и стационарного расчета. Сравнивая полученные распределения, можно увидеть, что в нестационарном расчете газ из основного тракта втекает в притрактовую полость и локализуется в верхней части полости, из-за чего наблюдается повышение температур.

#### Коэффициенты глубины охлаждения

На рис. 9 приведены распределения полученных коэффициентов глубины охлаждения в по-

лости для стационарного и нестационарного расчетов. Для нестационарного расчета приведены минимальные значения коэффициентов глубины охлаждения. На рис. 10 и 11 приведены распределения коэффициентов глубины охлаждения на роторной и статорной стенках в верхней части полости (где наблюдаются втекания из проточной части) в зависимости от времени расчета. Из приведенных графиков видно, что минимальные значения коэффициентов глубины охлаждения соответствуют времени  $36.15 \cdot 10^{-5}$  с от начала расчета, так как определяющим показателем является температура роторной стенки. При этом значения коэффициента глубины охлаждения составляют:  $\epsilon_{\text{ротора}} = 0.748$ ;  $\epsilon_{\text{статора}} = 0.588$ .

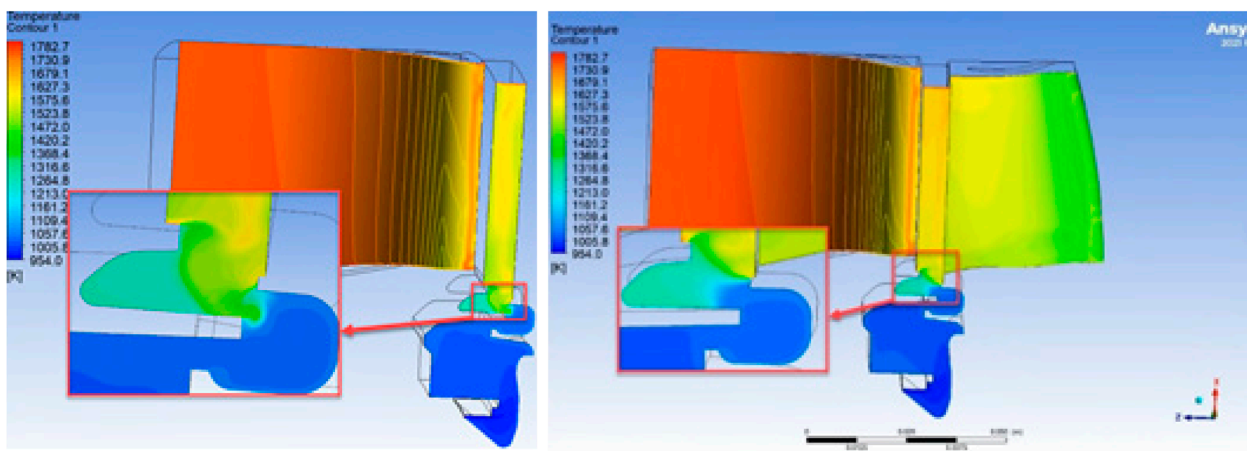


Рис. 8. Полученное поле распределения температур в нестационарном (а) и стационарном (б) расчетах

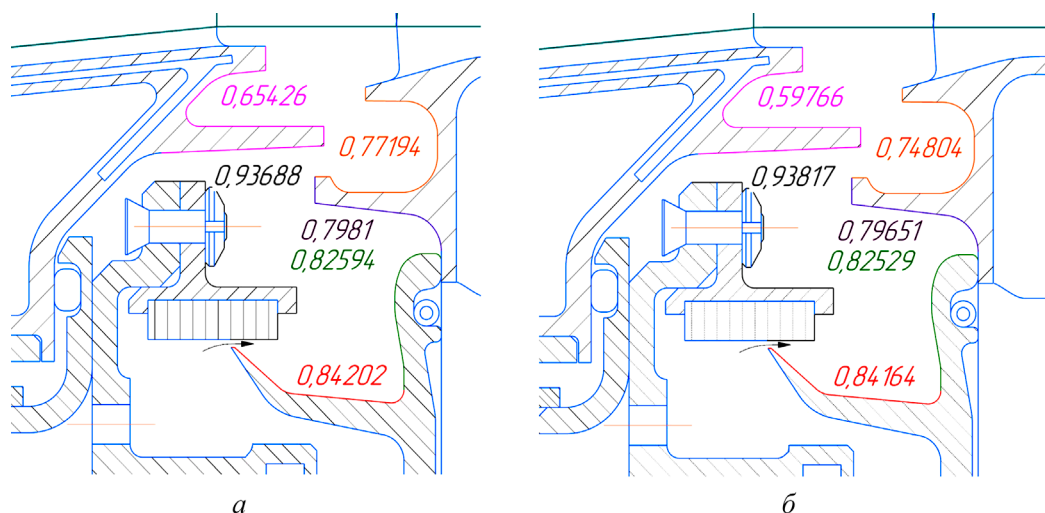


Рис. 9. Рассчитанные значения параметра  $\epsilon$  в результате стационарного (а) и нестационарного (б) расчетов



Рис. 10. График распределения параметра  $\epsilon$  по ротору в зависимости от времени расчета

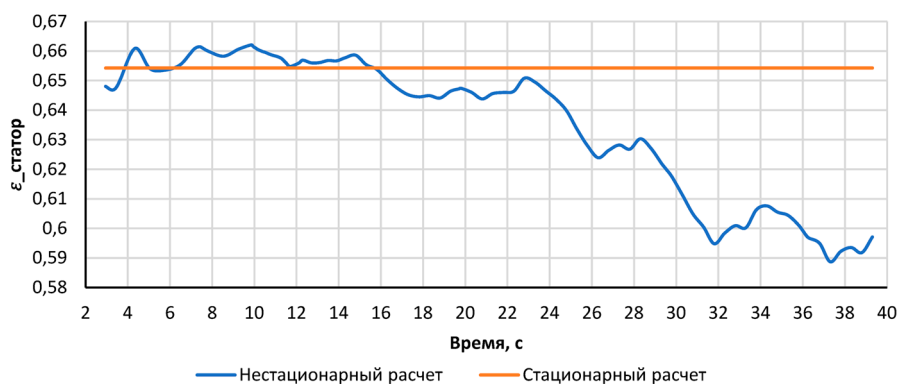


Рис. 11. График распределения параметра  $\epsilon$  по статору в зависимости от времени расчета

## Заключение

В ходе проделанной работы созданы 3D-модели секторов проточной части и притрактовых полостей 1-й ступени ТВД двигателя тягой 24 тонны, в модуле ICEM CFD и Turbo Grid выполнены их сеточные модели. Проведен стационарный газодинамический расчет этих притрактовых полостей; получены поля распределения температур и давлений газа в Ansys-CFX. Определены коэффициенты глубины охлаждения стенок притрактовых полостей. Также для первой полости проведен нестационарный расчет, в ходе которого было установлено, что имеется втекание газа из проточной части в притрактовую полость. Установлено, что коэффициент глубины охлаждения принимает минимальное значение на роторной стенке  $\epsilon_{\text{ротора}} = 0,748$ , что соответствует времени  $36,15 \cdot 10^{-5}$  с от начала расчета. При этом коэффициент глубины охлаждения статора  $\epsilon_{\text{статора}} = 0,748$ . При этом разность определения коэффициента глубины охлаждения между стационарным и нестационарным расчетами составила 8,65 % и 3,1 % для статорной и роторной стенок соответствен-

но. При этом в нижней части полости расхождение между расчетами менее 0,1 %. Коэффициент глубины охлаждения является важным параметром, с помощью которого определяется потребный расход охлаждающего воздуха. Таким образом, при проектировании ТВД необходимо доработать конструкцию, чтобы исключить втекания газа из проточной части, которые вызывают повышение температур в полости и на ее стенках, а также требуют дополнительного расхода охлаждающего воздуха, отбираемого из-за компрессора.

## Список источников

1. Старцев Н.И., Виноградов А.С., Новиков Д.К. Конструкция и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: электронное учебное пособие. Самара, 2013. 82 с.
2. Кулагин В.В., Кузьмичев В.С. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник в 2 книгах. Книга 1. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. Москва, 2017. 336 с.
3. Mirzamoghadam A.V., Giebert D., Molla-Hosseini K., Bedrosyan L. The Influence of HPT Forward Disc Cavity Platform Axial Overlap Geometry on Mainstream Ingestion. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, pp. 1947–1958. DOI: 10.1115/GT2012-68429



4. **Shuqing T., Ying Z. Wei S.** Effects of Gas-Ingestion through Turbine Rim Seals on Flow and Heat Transfer in the Wheel-Space. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*. pp. 840–851. DOI: 10.1115/GT2014-26635
5. **Kenneth C., Michael B., Karren T.** Effects of purge jet momentum on sealing effectiveness. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016*. DOI: 10.1115/GT2016-58099
6. **Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J.** Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development. *NASA Technical Memorandum*, 110446, 1997. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19970017828>
7. **Батурин О.В., Колмакова Д.А., Шаблий Л.С.** Численное исследование рабочего процесса в ступени центробежного компрессора: электронное учебное пособие. Самара, 2013. 103 с.
8. **Кривцов А.В., Тисарев А.Ю., Шкловец А.О., Шаблий Л.С., Белоусов А.И.** Сопряженное моделирование рабочего колеса турбины турбонасосного агрегата ЖРД: электронное учебное пособие. Самара, 2013. 114 с.
9. **Щербakov М.А.** Определение коэффициентов теплоотдачи при моделировании задач в ANSYS CFX // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2011. № 7. С. 165–169.
10. **Горелов Ю.Г., Строкач Е.А.** Анализ закономерностей расчета коэффициента теплоотдачи от газа на входных кромках сопловых лопаток турбин высокого давления // *Вестник Московского авиационного института*. 2016. Т. 23. № 1. С. 80–85.

### References

1. **Startsev N.I., Vinogradov A.S., Novikov D.K.** Construction and design of aircraft engines and power plants: electronic textbook. Samara, 2013. (In Russ.)
2. **Kulagin V.V.** Teoriya, raschet i proyektirovaniye aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. Kniga 1. Osnovy teorii GTD. Rabochiy protsess i termogazodinamicheskiy analiz [Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants: a textbook in 2 books. Book 1. Fundamentals of the theory of gas turbine engines. Working process and thermogasdynamic analysis]. Moscow, 2017, 336 p. (In Russ.)
3. **Mirzamoghadam A.V., Giebert D., Molla-Hosseini K., Bedrosyan L.** The Influence of HPT Forward Disc Cavity Platform Axial Overlap Geometry on Mainstream Ingestion. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, pp. 1947–1958. DOI: 10.1115/GT2012-68429
4. **Shuqing T., Ying Z. Wei S.** Effects of Gas-Ingestion through Turbine Rim Seals on Flow and Heat Transfer in the Wheel-Space. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, pp. 840–851. DOI: 10.1115/GT2014-26635
5. **Kenneth C., Michael B., Karren T.** Effects of purge jet momentum on sealing effectiveness. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016*. DOI: 10.1115/GT2016-58099
6. **Bardina J.E., Huang P.G., Coakley T.J.** Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development. *NASA Technical Memorandum*, 110446, 1997. URL: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19970017828>
7. **Baturin O.V., Kolmakova D.A., Shabliy L.S.** Chislennoe issledovanie rabocheho protsessa v stupeni tsentrobezhnogo kompressora: elektronnoe uchebnoe posobie [Numerical study of the working process in the centrifugal compressor stage: electron. study. allowance]. Samara, 2013, 103 p. (In Russ.)
8. **Krivtsov A.V., Tisarev A.Yu., Shklovets A.O., Shabliy L.S., Belousov A.I.** Sopryazhennoe modelirovaniye rabocheho kola turbiny turbonasosnogo agregata ZhRD: elektronnoe uchebnoe posobie [Conjugated modeling of the turbine impeller of a turbopump unit of a liquid-propellant engine: electron. study. allowance]. Samara, 2013, 114 p. (In Russ.)
9. **Shcherbakov M.A.** Opredeleniye koeffitsiyentov teplootdachi pri modelirovanii zadach v ANSYS CFX [Determination of heat transfer coefficients in modeling problems in ANSYS CFX]. *Aviation and Space Engineering and Technology*, 2011, no. 7, pp. 165–169. (In Russ.)
10. **Gorelov Y.G., Strokach E.A.** Analiz zakonomernostey rascheta koeffitsiyenta teplootdachi ot gaza na vkhodnykh kromkakh soplovykh lopatok turbin vysokogo davleniya [Conformities analysis of heat transfer coefficient calculation from the gas at high-pressure turbines entry nozzle blade edges]. *Aerospace MAI Journal*, 2016, vol. 23, no. 1, p. 80–85. (In Russ.)

Статья поступила в редакцию 21.11.2022; одобрена после рецензирования 14.12.2022; принята к публикации 09.01.2023

The article was submitted on 21.11.2022; approved after reviewing on 14.12.2022; accepted for publication on 09.01.2023