

Тимушев Сергей Федорович¹

irico.harmony@gmail.com

Кондратов Андрей Викторович¹

Kondr4tov@yandex.ru

*¹ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет)», Россия, г. Москва*

РАСЧЁТ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ В ЗОНЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РОТОР-СТАТОР

Аннотация. Серьёзной проблемой на пути разработки жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) многоразового использования является обеспечение высокого ресурса и надёжности газовых турбин турбонасосных агрегатов (ТНА), обеспечивающих подачу топлива в камеру сгорания. Такая задача может быть решена при снижении уровня пульсаций давления в зоне взаимодействия ротор-статор турбины и динамических нагрузок, действующих на рабочие и статорные лопатки. В этой связи полезным инструментом является метод численного моделирования нестационарного турбулентного течения сжимаемого газа в проточной части турбины с определением амплитуды пульсаций давления в осевом зазоре между лопаточными решётками статора и ротора. В расчётную модель входят уравнения Навье-Стокса, энергии и уравнение конвективно-диффузионного переноса концентрации примеси. Плотность, теплопроводность и коэффициент диффузии линейно зависят от температуры и концентрации.

Выполнены расчёты на разных сетках, доказывающие сеточную сходимость метода при достижении квазистационарного режима. Результаты расчётов показывают, что пульсации давления сильно зависят от величины осевого зазора, а основная частота пульсаций давления в спектре является частотой следования рабочих лопаток (ЧСЛ). Частота изменения момента на лопатке также совпадает с указанной частотой.

Ключевые слова: ЖРД, турбонасос, пульсации, численное, моделирование.

*Timushev Sergey*¹
irico.harmony@gmail.com
*Kondratov Andrei*¹
Kondr4tov@yandex.ru

¹*Moscow Aviation Institute (National Research University), Russia, Moscow*

CALCULATION OF PRESSURE PULSATIONS IN THE FLOW PART OF THE FIRST STAGE OF AN AXIAL TURBINE IN THE ROTOR-STATOR INTERACTION ZONE

Abstract. A serious issue in the development of reusable liquid-propellant rocket engines (LRE) is the provision of a high resource and reliability of gas turbines of turbopump, which supply fuel to the combustion chamber. This problem can be solved by reducing the level of pressure pulsations in the interaction zone of the turbine rotor-stator and dynamic loads acting on the working and stator blades. In this regard, a useful tool is the method of numerical simulation of the unsteady turbulent flow of a compressible gas in the turbine flow path with determination of the amplitude of pressure pulsations in the axial clearance between the stator and rotor blade cascades. The calculation model includes the Navier-Stokes equations, energy, and the equation of convective-diffusion transport of the impurity concentration. Density, thermal conductivity and diffusion coefficient are linearly dependent on temperature and concentration.

Calculations were performed on different grids, proving the grid convergence of the method upon reaching the quasistationary regime. The calculation results show that the pressure pulsations highly depends on the axial clearance, and the main frequency of the pressure pulsations in the spectrum is the blade passing frequency of working blades. The blade moment frequency also coincides with the indicated frequency.

Keywords: rocket, engine, turbopump, pressure, pulsation, numerical, simulation.

Введение

Создание новых транспортных ракетно-космических систем многоразового использования предъявляет повышенные требования к надежности и ресурсу безотказной работы ТНА ЖРД. В то же время, повышение эффективности и удельной мощности турбо-

машин ЖРД, выводит на передний план проблемы, обусловленные нестационарностью течения: до 70 % отказов современных жидкостных ракетных двигателей связано с повреждениями элементов конструкции системы подачи вследствие высокого уровня вибрации турбонасосных агрегатов подачи, прежде всего турбин и центробежных насосов. Нестационарные явления в турбомашинах выражаются в сравнительно высоком уровне пульсаций давления и вибраций конструкции, нестационарных силах и моменты, действующих на ротор и опоры вала, колебаниях давления, которые могут при неблагоприятном сочетании конструктивных и режимных параметров вызвать резонансное усиление амплитуды колебаний давления и вибрации в проточной части турбомшины, в газовадах турбины или в магистралях системы подачи.

Эта нестационарность органически присуща турбинам, как и другим лопаточным машинам, так как она генерируется в процессе обтекания вращающихся и неподвижных лопаточных решёток.

В то же время, вибрация насосов, других узлов ЖРД влияет на вибрацию турбины. В нестационарном течении и генерации пульсаций давления и вибрации в турбонасосном агрегате важную роль играет взаимодействие вихревых турбулентных потоков в проточной части, наличие зон двухфазного течения, резонансное усиление колебаний и другие факторы. Неравномерность потока и пульсации давления на фоне высокого давления, температуры, окислительной среды приводят к увеличению напряжений в конструкции агрегата, возникновению усталостных повреждений, ограничивая его эксплуатационный ресурс.

Использование методов и средств численного анализа нестационарных колебаний сегодня выходит на первый план в проектировании турбомашин. В настоящее время стало стандартом применение методов вычислительной гидродинамики при проектировании и доводке турбин. Показана необходимость учета влияния неоднородности потока, отрывов и пульсаций давления на снижение КПД при проектировании последних ступеней паровых турбин [1]. Выполнено моделирование нестационарного

течения в первой ступени турбины для численного анализа механизмов генерации шума с использованием решателя на базе системы уравнений RANS и показано, что основным источником шума являются гидродинамическая неоднородность потока при взаимодействии лопаточных венцов, а температурная неравномерность не играет существенной роли [2]. Исследовано влияние малых изменений геометрии решёток и профиля лопаток на параметры течения [3] и на аэроакустические характеристики при взаимодействии неоднородности потока с лопаточным венцом для предсказания явлений шума и аэроупругости [4]. Рассмотрена проблема возбуждения колебаний конструкции корпуса турбины при воздействии пульсаций давления в форме стоячих и бегущих волновых колебаний [5]. Исследуется нестационарное течение, пульсации давления и динамические нагрузки в радиально-осевой турбине [6, 7] и в автономной турбине с парциальным подводом [8]. В последние годы значительное внимание уделяется нестационарным нагрузкам конструкции от пульсаций давления, возникающих в зоне ротор-статор, которые могут быть ответственны за разрушение роторных лопаток [9, 10]. CFD-CAA методы использованы для анализа влияния зазора между венцами турбины низкого давления на шум, генерируемый в результате взаимодействия ротор-статор [11]. В данной статье проведено исследование пульсаций давления в зазоре между лопатками статора и ротора первой ступени турбины.

В процессе численного моделирования применены математические модели, включённые в пакет программного обеспечения вычислительной гидродинамики [12].

Они описывают движение однородной среды при различных скоростях с учётом эффектов сжимаемости, турбулентности и теплопереноса, включая модель теплопереноса в твёрдом теле для задачи сопряжённого теплообмена при учёте теплопереноса между газом и твёрдым телом, k - ϵ модель турбулентного течения жидкости для моделирования течения газа при больших и малых числах Рейнольдса в нестационарной постановке при любых числах Маха.

При расчёте сопряжённого тепломассопереноса и аэродинамики задаются так называемые опорные величины. Абсолютные значения переменных определяются через опорные и относительные (f) величины следующим образом:

$$f_{abs} = f + f_{ref}.$$

При определении граничных и начальных условий используются относительные величины.

Система конечно-разностных уравнений вычислительной гидродинамики и теплообмена решается нестационарным численным методом на прямоугольной сетке с локальной адаптацией и подсеточным разрешением сложной геометрии. В расчётной области определяется начальная сетка с ячейками в форме параллелепипедов. Выделяются подобласти геометрии (граничные условия), в которых необходимо провести расчёт на более густой сетке. В этих подобластях производится адаптация начальной расчётной сетки, при которой ячейки начальной сетки делятся на 8 равных ячеек нового уровня адаптации. Далее, если необходимо, ячейки делятся ещё раз и так до достижения необходимой точности. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т. д. Соответствующая сетка называется сеткой нулевого, первого уровня адаптации и т. д. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ на прямоугольной сетке. Ячейки, через которые проходит граница, теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы. Такой подход позволяет с достаточной степенью точности производить расчёты, минимизируя вычислительные ресурсы и процессорное время.

Уравнения гидродинамики сжимаемой среды и граничные условия

В модель входят уравнения Навье-Стокса, энергии и турбулентности. Плотность и теплопроводность линейно зависят от температуры.

– Уравнения Навье-Стокса:

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \nabla(\rho V \otimes V) = -\nabla((\mu + \mu_t)(\nabla V + (\nabla V)^T)), \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0. \quad (2)$$

– Уравнение для полной энтальпии:

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla(\rho V H) = \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla((\lambda + \mu_t)\nabla T). \quad (3)$$

– Уравнение состояния:

$$\rho = \frac{M}{R_0} \cdot \frac{P + P_{ref}}{T + T_{ref}}. \quad (4)$$

– Уравнения для k и ε :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho V k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G - \rho \varepsilon, \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho V \varepsilon) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon). \quad (6)$$

Через G обозначено выражение:

$$G = \mu_t \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \cdot \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right). \quad (7)$$

Значения параметров k - ε модели равны:

$$\begin{aligned} \sigma_k &= 1,0, \\ \sigma_\varepsilon &= 1,3, \\ C_\mu &= 0,09, \\ C_1 &= 1,44, \\ C_2 &= 1,92. \end{aligned} \quad (8)$$

Турбулентная вязкость μ_t выражается через величины k - ε следующим образом [13]:

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (9)$$

Структурная модель

Для проведения исследования была создана модель первой ступени турбины, спроектированы лопатки роторной и статорной части (см. рисунок 1) со следующими параметрами:

- массовый расход – 29,4 Кг/с;
- полное давление на входе – 329 бар;
- температура торможения на входе – 1000 К.

В программный пакет газодинамических расчётов FlowVision загружена твердотельная трёхмерная модель первой ступени турбины и выбран метод скользящих поверхностей, который реализуется при делении модели на три подобласти – входную часть статора с сопловыми лопатками, ротор и выходную часть статора (рисунок 2).

Граничные условия заданы следующим образом: на входе задана величина полного давления и температуры торможения газа, указанные в таблице. На выходе задана величина массового расхода.

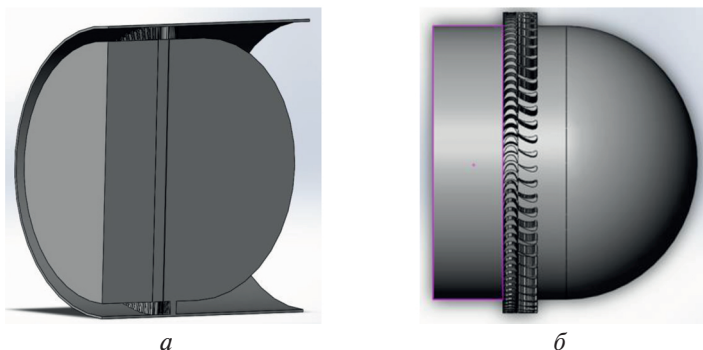


Рис. 1. Расчётная область а) меридиональное сечение б) вид решеток соплового аппарата и рабочего колеса

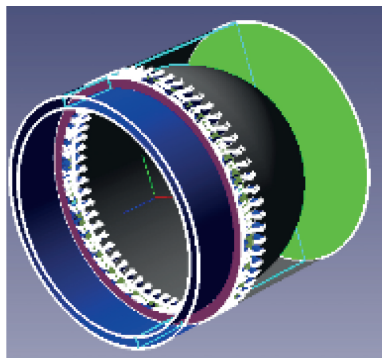


Рис. 2. Область расчёта с граничными поверхностями

Для изучения пульсаций давления в зазоре, в области Ротор-Статор, выбраны точки, в которых фиксируется статическое давление.

Исследование проводилось на нескольких сетках с разным уровнем адаптации для проверки сеточной сходимости. Было создано две модели с различным осевым зазором. Для первого расчёта количество расчётных ячеек составило 134 013 (Максимальный уровень адаптации – 2). Для расчёта с большим осевым зазором количество расчётных ячеек составило 513 282 (Три уровня адаптации).

Результаты

График на рис. 3 показывает постепенное достижение сходимости нестационарного решения к квазипериодическому колебательному процессу с постоянной амплитудой, турбина «выходит» на стационарный режим работы.

Амплитуда пульсаций давления в зазоре составила до 2 МПа при зазоре 6 % от хорды.

При зазоре 12 % от хорды профиля расчёт проводился на сетках с разным уровнем адаптации. Разница в результатах расчётов

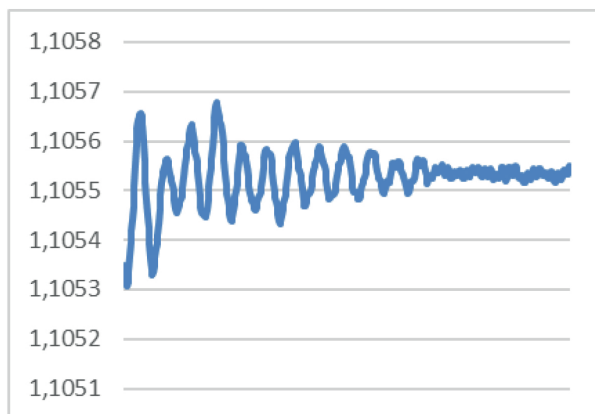


Рис. 3. Зависимость отношения давлений на входе и на выходе решётки

по амплитуде пульсаций давления на сетках второго и третьего уровня адаптации незначительна, следовательно 2-го уровня адаптации достаточно для получения результатов с приемлемой точностью.

Таблица 1

Сравнение полученных результатов

Наименование	Зазор 6 % от хорды	Зазор 12 % от хорды
Максимальное значение давления в зазоре (МПа)	33,62	32,75
Минимальное значение давления в зазоре (МПа)	30,59	32,51
Максимальный размах по амплитуде (МПа)	3,03	0,24

На рисунке 4 показаны суммарный сигнал и спектр пульсаций давления в зоне ротор-статор при осевом зазоре 6 % от хорды

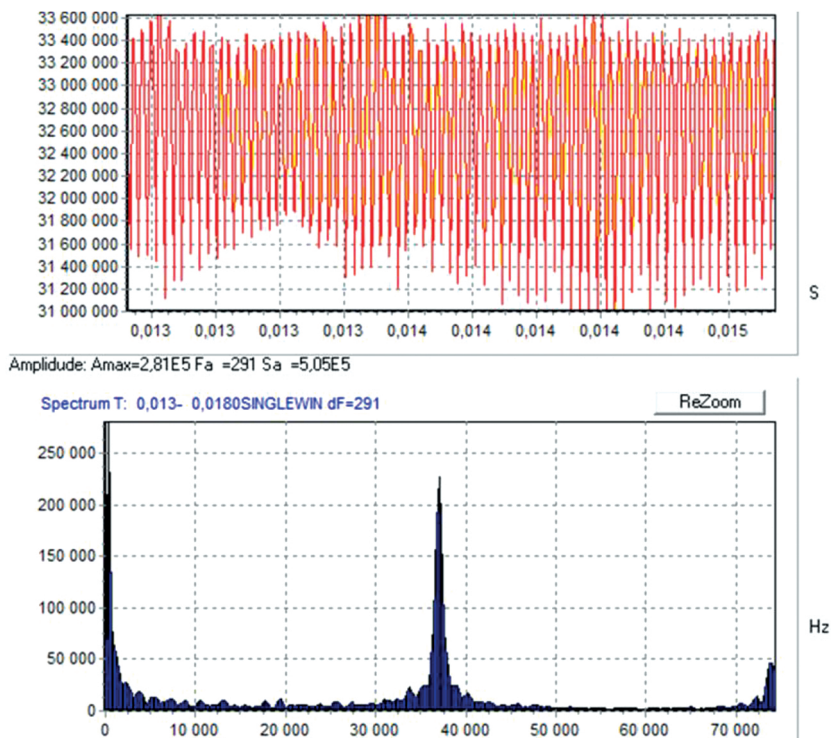


Рис. 4. Суммарный сигнал
и спектр пульсаций (зазор 6 % от хорды)

лопатки. В спектре доминирует дискретная компонента на частоте следования рабочих лопаток с амплитудой 2,3 бар.

Выводы

Проведён расчёт пульсаций давления в проточной части первой ступени турбины в зоне взаимодействия ротор-статор при разном осевом зазоре.

Для величины зазора 6 % от хорды лопатки ротора максимальная величина размаха пульсаций давления в зазоре составляет 3,15 МПа.

Для величины зазора 12 % от хорды лопатки максимальная величина размаха пульсаций давления в зазоре не превышал 0,3 МПа.

Результаты расчёта показывают, что пульсации давления сильно зависят от осевого зазора и меняются с изменением величины зазора, и основная частота пульсаций давления совпадает с частотой следования лопаток.

Список литературы

1. **Шпензер Г. Г.** Срывные явления и нестационарные процессы во влажнопаровых ступенях цилиндров низкого давления паровых турбин // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2015. – 2(219). – DOI 10.5862/JEST/2.

2. **Dale Van Zante, Edmane Envia.** Simulation of Turbine Tone Noise Generation Using a Turbomachinery Aerodynamics Solver // 15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference) AIAA 2009-3282 11–13 May 2009, Miami, Florida. AIAA 2009-3282.

3. **Christopher B. Lorence, Kenneth C. Hall.** Sensitivity analysis of the aeroacoustic response of turbomachinery blade rows // 33rd Aerospace Sciences Meeting & Exhibit January 9–12, 1995 / Reno, NV. The American Institute of Aeronautics and Astronautics.

4. **Razvan Florea, Kenneth C. Hallt.** Sensitivity Analysis of Unsteady Inviscid Flow Through Turbomachinery Cascades // AIAA JOURNAL. – June 2001. – Vol. 39, No. 6.

5. **Ma Z. Y., Ran Y. C., Zhang H. Z.** Dynamic response analysis of powerhouse under turbine pressure pulsation with different distributions and application methods // IAHR2019 IOP Publishing IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. – 405 (2019) 012014. – doi:10.1088/1755-1315/405/1/012014.

6. **Тимушев С. Ф., Клименко Д. В., Фирсов В. П., Антюхов И. В.** Численное моделирование пульсаций давления и нестационарных нагрузок в радиальной турбине турбодетандера // Труды МАИ. – 2015. – Выпуск 82. – URL: http://www.mai.ru/upload/iblock/4e3/timushev_klimenko_firsov_antyukhov_rus.pdf.

7. **Fredrik Hellström.** Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine. – Technical Reports from Royal Institute of Technology KTH Mechanics SE-100 44. – March 2008. – Stockholm, Sweden.

8. **Аксенов А. А., Ишаев Р. О., Клименко Д. В., Тимушев С. Ф.** Моделирование нестационарного течения, поля давления и динамических нагрузок в автономной турбине // Тезисы седьмой всероссийской конференции «Вычислительный эксперимент в аэроакустике», 17–22 сентября 2018 года. – город Светлогорск.

9. **Einar Agnalt.** Rotor Stator Interaction in Low-Specific Speed Francis Turbines // Thesis for the degree of Philosophiae Doctor. Trondheim, September 2019. – Norwegian University of Science and Technology Faculty of Engineering, Department of Energy and Process Engineering.

10. **Einar Agnalt, Bjørn Winther Solemslie, Pål-Tore Selbo Storli, Ole Gunnar Dahlhaug.** The Rotor-Stator Interaction Onboard a Low Specific speed Francis Turbine // International Journal of Fluid Machinery and Systems. – April–June 2020. – Vol. 13, No. 2. – ISSN (Online): 1882-9554, DOI: <http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2020.13.2.302>.

11. **Zhao Lei, Qiao Weiyang, Mu Zhongqiang, Chen Pingping.** The Simulation of Turbomachinery Tone Noise Based on Induct Mode Matching Method // 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference AIAA 2010–3741

12. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999–2007 Leuven, Belgium

13. **Wilcox, D. C.** Turbulence modeling for CFD. – DCW Industries, Inc., 1994. – 460 p.