УДК 621.45.02

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВТЕКАНИЯ ГОРЯЧЕГО ГАЗА ВО ВНУТРЕННИЕ ПОЛОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2013 А.Ю. Тисарев, Н.М. Василевич

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 02.12.2013

В статье рассматривается работа трактового уплотнения турбины. Перечислены основные механизмы втекания горячего газа в околодисковые полости двигателя. Рассмотрены и сравнены два CFD метода решения данной задачи: стационарный и нестационарный. Исследовано влияние расхода наддувочного воздуха на процесс втекания горячего газа. Проводится сравнение результатов стационарного и нестационарного расчетов при пониженном и повышенном расходах наддувочного воздуха. Ключевые слова: Трактовое уплотнение, окружная несимметричность давления, насосный эффект,

турбина, охлаждение, стационарный и нестационарный расчеты.

В газотурбинном двигателе [1, 2] воздух служит не только для создания тяги (мощности), но также используется для внутренних нужд: охлаждения деталей горячей части двигателя, наддува уплотнений, разгрузки радиально-упорного подшипника и др. Отбор воздуха на охлаждение турбины на некоторых современных двигателях может достигать 10...15% [3]. Общий КПД двигателя напрямую зависит от количества отбираемого воздуха, расход которого должен быть сведён к своему минимальному значению. Один из вариантов достижения этого связан с совершенствованием уплотнительных узлов [4, 5].

Уплотнения двигателя можно разделить по признаку разделяемых полостей:

- уплотнения масляных полостей;

- уплотнения воздушных полостей;

- трактовые уплотнения.

Данная работа посвящена расчётному исследованию трактовых уплотнений (рис. 1).

Трактовое уплотнение служит для уменьшения утечек горячего газа из проточной части двигателя во внутренние полости. Данное уплотнение расположено, как правило, в полости между вращающимся диском и стенкой опоры.

Первые расчётные исследования данного типа уплотнения были направлены на систему "ротор-статор" без учёта основного потока [6], т.е. втекание газа только от насосного эффекта. В 1970 г. Бейли и Оуэн [7] установили соотношение для минимального безразмерного расхода охлаждающего воздуха С_{wmin}, необходимого для предотвращения втекания газа во внутренние полости.

Влияние внешнего потока на втекание через трактовое уплотнение было отмечено Кэмбэллом в 1978 г. [8] и было экспериментально подтверждено в 1978 г. Абэ [9]. В 1988 г. Фадке и Оуэн [10] исследовали влияние асимметрии давления в основном потоке на эффективность уплотнения. Они доказали, что величина С_{wmin} увеличивается с увеличением окружной асимметрии давления в тракте.

В 1994 г. Джонсон, Мак, Паолилло и Дэниэлс [11] дают подробный обзор основных механизмов втекания газа через трактовое уплотнение турбины. Двумя наиболее важными параметрами они считают:



Рис. 1. Трактовое уплотнение турбины

Тисарев Андрей Юрьевич, младший научный сотрудник отраслевой научно-исследовательской лаборатории №1 «Вибрационная прочность и надежность авиационных изделий». E-mail: aytisarev@gmail.com

Василевич Наталья Михайловна, аспирант кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных annapamos». E-mail: VasilevichNatalja@gmail.com

- насосный эффект ротора: центробежные силы в пограничном слое на поверхности диска выталкивают газ в полости наружу. Если этот радиальный массовый расход больше, чем массовый расход поставляемого воздуха, то оставшаяся разница компенсируется за счет втекания горячих газов из тракта. Радиальный градиент давления вынуждает горячий газ идти вниз вдоль стенок статора. Затем он циркулирует в полости;

- давление в тракте: втекание вызвано окружным распределением давления в тракте двигателя. Взаимодействие лопаток соплового аппарата и вращающихся лопаток порождает районы высокого давления, где статическое давление горячего газа превышает давление в полости (рис. 2).

Из рис. 26 видно, что втекание усиливается, когда лопатки ротора проходят через закромоч-

ные следы сопловых аппаратов, и уменьшается, когда рабочие лопатки проходят через поток из межлопаточных каналов сопловых аппаратов.

Далее Хью в 1994 г. [12] подтвердил экспериментальными измерениями, что насосный эффект является только вторичным фактором, влияющим на втекание, тогда как несимметричность полей давления является основным фактором.

Таким образом, можно сделать вывод, что расчётная модель должна состоять не только из полости и уплотнения, но также должна включать межлопаточные каналы лопаток ротора и статора для учёта окружной асимметрии давления.

В 2000-2001 гг. проводились два независимых исследования, в ходе которого Рой [13] и Хиллс [14] пришли к выводу, что методы прогнозирования втекания через трактовое уплотнение дол-



 - горячий газ; -- - - смесь воздуха и газа
Рис. 2. Втекание газа из-за несимметричности давления: а – схема втекания; б – поля статического давления



Рис. 3. Граничные условия для модели

Рис. 4. Расположение точек

жны учитывать нестационарный характер течения, поскольку стационарные модели завышают эффективность уплотнения.

В результате была построена 360°-ая трёхмерная модель полости и тракта.

Проводилась проверка качества сетки. Для расчёта использовалась модель с 18.15 млн. элементов в тракте и 15 млн. элементов в полости.

Воздух рассматривается как идеальный газ, вязкость рассчитывается по формулам Сазерленда.

Схема приложения граничных условий представлена на рис. 3.

В работе Смита [15] приводится анализ существующих моделей турбулентности, которые могут использоваться в СFD моделях полостей между ротором и статором. Были сравнены и проанализированы модели турбулентности $\mathbf{k} - \varepsilon$ и $\mathbf{k} - \omega$ (SST, BSL Reynolds stress, SSG Reynolds stress), в результате чего установлено, что модели, основанные на $\mathbf{k} - \omega$, дают более близкие к экспериментальным данным результаты. Следует также отметить, что ни одна из моделей Reynolds stress, которая включает в себя 7 уравнений, не дала лучших результатов, чем модель SST, которая содержит всего лишь 4 уравнения. Таким образом, модель турбулентности SST является наиболее подходящей для подобного рода задач.

Расчёт проводился на 256 ядрах при помощи ресурсов суперкомпьютерного центра СГАУ [16]. Общее время расчёта составило 102 ч.

Для того, чтобы более детально сравнить параметры потоков при решении задачи в двух постановках (стационарной и нестационарной), по ротору и по статору были взяты несколько контрольных точек, расположение которых показано на рис. 4.

На рис. 5 представленно распределение давления по окружности для точки 8 (за лопатками СА). Видно, что как в стационарном, так и нестационарном решениях картины практически идентичны: наблюдаются пики максимального давления с периодичностью лопаток СА. Это говорит о том, что в закромочных следах давление на 25 кПа больше, чем в межлопаточных каналах.

На рис. 6 представлены графики распределения температуры по окружности на радиусах





Рис. 5. Распределение давления по окружности в точке 8: – расчёт в стационарной постановке; б – расчёт в нестационарной постановке



Рис. 6. Распределение температуры по окружности в точках 4, 5: а – расчёт в стационарной постановке; б – расчёт в нестационарной постановке

точек 4 и 5, которые соответствуют полости над трактовым уплотнением.

Для нестационарного решения видна большая неравномерность поля температуры. Периодичность колебаний равна количеству лопаток СА. Для стационарного решения также наблюдается некоторая неравномерность поля температуры ($\pm 5^{\circ}$ С), что можно объяснить образованием вихрей в районе трактового уплотнения. Кроме того, были сняты температуры в точках 1-3 по ротору (рис.7), из анализа которых можно сделать однозначный вывод о том, что неравномерность поля температур не распространяется ниже трактового уплотнения. Если над зубом в точке 5 горячий газ еще циркулирует и является причиной возникновения максимумов и минимумов в нестационарной постановке, то в точках 1-3 этой неравномерности уже нет, и результаты двух типов расчетов практически одинаковы.

Но температура на всех радиусах выше температуры наддувочного воздуха примерно на 200°С, из чего можно предположить, что втека-



Рис. 8. Распределение температур в точках 1-3 по ротору: а – точка 1; б – точка 2; в – точка 3

ние в полость происходит, но большее влияние на него оказывает насосный эффект ротора, поэтому стационарное решение показывает хорошие результаты.

Сказанное подводит нас к необходимости проведения дополнительного исследования по влиянию величины расхода наддувочного воздуха на процесс втекания.

Расход наддувочного воздуха был увеличен и уменьшен в 2 раза (G_{ум} = 30 г/с, G_{ув} = 120 г/с). Стационарный и нестационарный расчеты были проведены для каждого случая.

При увеличении расхода воздуха температура во всех точках по ротору уменьшается (рис. 8), так как утолщается воздушная охлаждающая прослойка, при уменьшении расхода температура по ротору увеличивается. Такая картина вполне ожидаема и отвечает назначению трактового уплотнения: уменьшению температурных напряжений в диске турбины.

Но вместе с тем, втекание в полость все равно продолжает происходить: температура у диафрагмы задней опоры турбины на 75-100°С выше, чем у поверхности ротора (рис.9). Это происходит потому, что на механизм втекания при увеличении расхода наддувочного воздуха все большее влияние начинает оказывать неосесимметричность давления в тракте двигателя, а нестационарный тип расчета уже не может учесть данного явления. Поэтому разница между двумя типами решений становится более заметной (рис. 10): температуры в точках 1-3 в нестационарном расчете становятся больше, чем в стационарном. Сделанный вывод подтверждает исследования Хиллса и др. в 1997 г. [17], согласно которым трехмерные стационарные решения CFD показывают хорошее согласование с экспериментальными данными на более низких расходах через уплотнение.

Поэтому при определении расхода наддувочного воздуха необходимо оговорить, какая проблема требует решения: либо это понижение температуры поверхности диска ротора, либо дополнительно ещё уменьшение температуры стенки диафрагмы опоры. Во втором случае потребуется значительно больший расход охлаждающего воздуха.



Рис. 9. Температурные поля на разных радиусах: 1 – G = 30 г/с; 2 – G = 60 г/с; 3 - G = 120 г/с



 $a - G = 30 \ r/c$; $\delta - G = 120 \ r/c$

выводы

1. На основе сравнения картин распределения температур и давлений можно сделать вывод, что стационарный и нестационарный расчеты дают похожие результаты при пониженных значениях расхода наддувочного воздуха, при увеличении расхода стационарный расчет показывает завышенную эффективность работы трактового уплотнения, это говорит о том, что два типа расчетов следует применять в своем диапазоне массовых расходов охлаждающего воздуха.

2. Сравнение картин распределения температур по полости показывает, что увеличение расхода охлаждающего воздуха приводит к утолщению воздушной охлаждающей прослойки диска турбины, но не исключает втекание горячего газа, поэтому необходимо оговорить, какая проблема требует решения: либо это понижение температуры поверхности диска ротора, либо уменьшение температуры стенки диафрагмы опоры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Разработка виртуальных конструкций двигателей / С.В. Фалалеев, А.С. Мятлев, А.Ю. Тисарев // Вестник УГАТУ. 2012. Т.16/ №2(47). С.51-54.
- Совместный расчёт газогенератора малоразмерного ГТД в пакете ANSYS CFX / М.Ю. Орлов, С.С. Матвеев, В.С. Зинковский, А.В. Кривцов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 3-3 (34). С. 293-298.
- Кулагин В. В., Кузьмичев В.С. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. 2-е изд. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термогазодинамический анализ. (Кн. 1). Основы теории ГТД. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики

(Кн. 2). М.: Машиностроение, 2003. 615 с.

- Комплексное проектирование уплотнений в составе системы внутреннего воздухоснабжения авиационного двигателя /А. С. Виноградов, А. С. Мятлев, А. Ю. Тисарев // Известия Самарского научного центра РАН. 2011. Т.13. №6. С.152-158.
- 5. Бондарчук П.В. Конструкция торцового газодинамического уплотнения для опоры двигателя // Вестник двигателестроения. 2012. №2. С. 130-133.
- 6. Швец И.Т., Дыбан Е.П. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин. Киев: Наукова думка, 1974. 488 с.
- 7. *Bayley F.J., Owen J.M.* The Fluid Dynamics of a Shrouded Disc with a Radial Outflow of Coolant //J. of Eng. Power. Vol.92. P.35.
- Campbell D. A. Gas turbine disc sealing system design// Proc. AGARD conf. On Seal technology in Gas Turbine Engines, AGARD-CP-237. 1978
- An investigation of turbine disc cooling/T. Abe, J. Kikuchi, H. Takeuchi// Paper GT30, 3rd CIMAC Congress. Vienna. 1979.
- 10. *Phadke U.P., Owen J.M.* Aerodynamic Aspects of the Sealing of Gas Turbine Rotor-Stator Systems, Part 3: The Effect of Nonaxisymmetric External Flow on Seal Performance // International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol. 9(2). 1988. P. 113-117.
- 11. Turbine Rim Seal Gas Path Flow Ingestion Mechanisms/ B. V. Johnson, G. J. Mack, R. E. Paolillo, W. A. Daniels // AIAA Paper 94-2703. 1994.
- 12. Rim Sealing of Rotor-Stator Wheelspaces in the Presence of External Flow/J.W. Chew, T. Green, A.B. Turner//ASME Paper No.94-GT-126. 1994.
- Study of main-stream gas ingestion in a rotor-stator disk cavity/R.P. Roy, G. Xu, J. Feng//AIAA paper, AIAA-2000-3372. 2000.
- 14. Computational and mathematical modeling of turbine rim seal ingestion/*N.J. Hills, J. W. Chew, A. B. Turner* // ASME Turbo Expo paper 2001-GT-204. 2001.
- Conjugate heat transfer CFD analysis in turbine disc cavities / Peter E.J. Smith, Christopher A. Long, Daniel D. Coren // Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69597.2012.
- Суперкомпьютерный центр СГАУ. URL: http:// hpc.ssau.ru (дата обращения 24.11.2013).
- Aerodynamics of turbine rim-seal ingestion / N.J. Hills, J. W. Chew, T. Greenand, A. B. Turner//ASME Turbomachinery Conf. Paper. 1997. 97-GT-268.

STUDY OF THE HOT GAS INGESTION INTO INNER CAVITIES OF GAS TURBINES

© 2013 A.Yu. Tisarev, N.M. Vasilevich

Samara State Aerospace University named after Academician S. P. Korolyov (National Research University)

The article discusses the work of the turbine rim seal. The basic mechanisms of the hot gas ingestion into the internal cavity are described. Two CFD method for solving this problem: steady and unsteady are discussed and compared. The influence of the charge air flow rate on the process of the hot gas ingestion is investigated. The comparison of the results obtained in the stationary interface and unsteady formulations at reduced and increased of the flow rate air is conducted.

Key words: Rim seal, circumferential non-symmetry of pressure, pumping effect, the turbine, cooling, steady and unsteady calculations

Andrei Tisarev, Associate Research Fellow in Industrial Scientific Research Laboratory № 1 "Vibration Resistance and Reliability of Aviation Products". E-mail: aytisarev@gmail.com Natalja Vasilevich, Graduate Student at the Constructing and Engineering of Aircraft Engines Department. E-mail: VasilevichNatalja@gmail.com