

УДК 539.433; 621.438-762

А.К. ГУДИЛИН, Ю.В. РУБЛЕВСКИЙ, А.Е. ЗАНИН

ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ЩЕТОЧНЫХ УПЛОТНЕНИЙ И ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ

В статье представлены результаты статических расчётов, расчётов собственных частот и форм колебаний различных конструкций колец уплотнений, испытанных на экспериментальном двигателе. На основании результатов проведенного анализа и выполненных экспериментов создана работоспособная конструкция щеточного уплотнения и обеспечена вибрационная надёжность узла уплотнений.

лабиринтное уплотнение, собственные частоты, формы колебаний, напряженно-деформированное состояние, трёхмерная циклосимметричная модель, акустические колебания, демпфирование, акустический резонанс, узловые окружности, конечные элементы

Введение

Повышение эффективности узлов – актуальная задача создания газотурбинных двигателей. Снижение утечек воздуха, отбираемого в компрессоре для нужд турбины (охлаждение, создание перепадов давлений в опорах, компенсация осевого усилия на подшипники) – одно из направлений решения этой задачи. Снижение утечек достигается за счет совершенствования уплотнений.

До настоящего времени в газотурбостроении основным видом уплотнения между статорными и роторными узлами являются лабиринты, величина утечек через которые зависит от многих факторов: конструктивного исполнения, величины радиального зазора, количества и геометрии гребешков, динамики взаимных перемещений ротора и статора, особенностей работы энергоустановки, технологии изготовления [1]. Ведущие мировые разработчики авиационных и стационарных газотурбинных двигателей (ГТД) затрачивают значительные усилия на разработку, испытания и внедрение более эффективных уплотнений, одними из которых являются щеточные уплотнения.

Зарубежные информационные источники говорят об отработке и проверке работоспособности и

эффективности таких уплотнений на фирмах «Ролс-Ройс», «Дженерал Электрик», Сименс, Мицубиси, Вестенхауз и ряде других фирм, занимающихся разработкой и эксплуатацией стационарных ГТД [3].

1. Формулирование задачи и экспериментальные данные

В настоящей работе представлены результаты статических расчётов и расчётов собственных частот и форм колебаний лабиринтного уплотнения и некоторых конструкций щеточных уплотнений, испытанных на турбине экспериментального двигателя, в системе компенсации осевого усилия (КОУ).

Конструкция исходной системы лабиринтных уплотнений в полости компенсации осевого усилия представлены на рис. 1.

В процессе эксплуатации лабиринтного уплотнения возникали растрескивания по гребешкам верхней части уплотнения, после увеличения зазора на первых двух гребешках растрескивания прекратились.

В процессе испытаний и доводки щеточных уплотнений были выполнены несколько сборок и испытания двигателя с различными конфигурациями роторных деталей щеточных уплотнений.

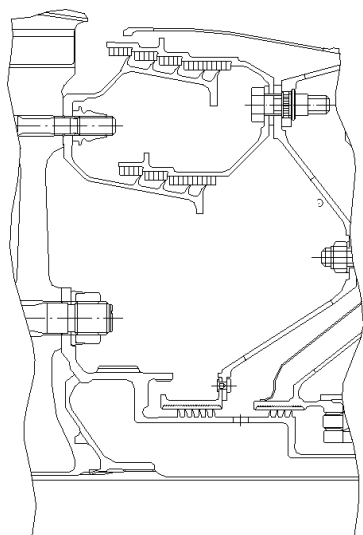


Рис. 1. Исходная система уплотнений КОУ

Конфигурация щеточных уплотнений в полости КОУ на двигателе при сборке №1 представлена на рис. 2.

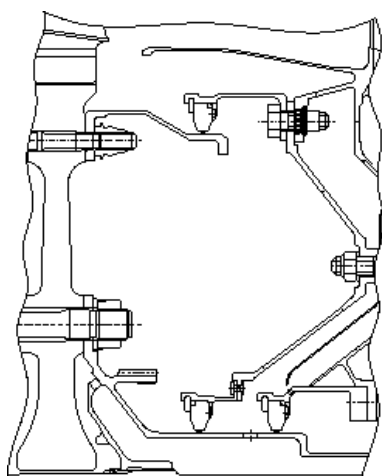


Рис. 2. Конструкция при сборке № 1

Во время испытаний было отмечено падение давления в полости КОУ. После разборки двигателя и контроля ЛЮМ1-ОВ на роторном кольце верхнего щеточного уплотнения были обнаружены трещины, которые и явились причиной падения давления в полости КОУ.

Дальнейшая модернизация узла щеточного уплотнения (сборка № 3) в полости КОУ представлена на рис. 3. Данная модернизация заключалась во введении в конструкцию роторного кольца с одним

высоким буртом, расположенным в осевом направлении строго под щеточным уплотнением. Кроме того, кольцо крепления щеточного уплотнения на статоре дополнительно опирается на корпус со стороны ротора (рис. 3).

После испытаний последней конструкции щеточного уплотнения (сборка № 3) при разборке двигателя и контроле ЛЮМ1-ОВ на роторном кольце трещин не обнаружено.

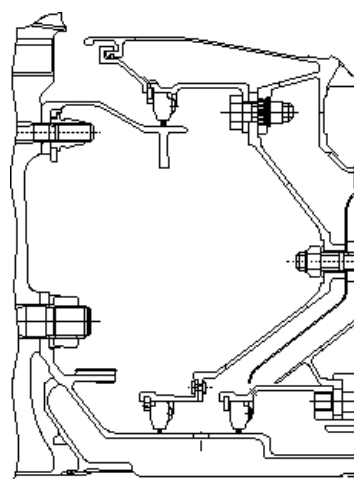


Рис. 3. Конструкция при сборке № 3

Вероятной причиной появления трещин усталостного характера при малой наработке деталей является возбуждение резонансных явлений или автоколебательных процессов. Для обеспечения надёжной работы уплотнения были проведены ряд расчётов и определено конструктивное решение узла, основанное на расчётах собственных частот и форм колебаний методом конечных элементов и испытаниях нескольких конструкций уплотнения.

2. Метод решения задачи и анализ результатов. Статика исследуемых колец

В качестве расчетной схемы взято сечение исследуемых колец в составе ротора ТВВ (рис. 4). Расчет проведен для установившегося взлётного режима, при максимально возможной в эксплуатации частоте вращения. Температурные поля рассчитаны МКЭ.

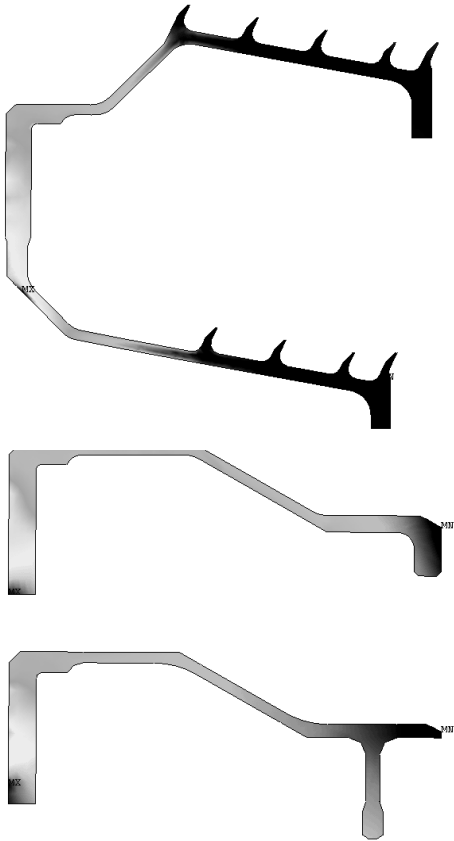


Рис. 4. Расчетная схема ротора ТВВ для расчёта НДС МКЕ

Сетка конечных элементов моделей ротора ТВВ состоит из 7820 узлов, 6411 элементов с лабиринтным уплотнением и 7073 узлов, 5859 элементов со щеточным уплотнением.

Расчеты напряженно-деформированного состояния деталей роторов турбины выполнены в упругой области.

Расчетная схема включила диски ТВВ, часть вала ТВВ, исследуемые кольца и экран. Между ними заданы условия совместных перемещений в осевом направлении и на радиусе расположения болтов – в радиальном направлении.

На вале ТВВ со стороны компрессора задано нулевое осевое перемещение. Центробежная сила от рабочих лопаток приложена в виде контурной нагрузки в ободной части дисков ТВВ. Также к деталям ротора ТВВ приложены давления в тракте и полостях системы охлаждения ротора. Значения получены из гидродинамического и гидравлическо-

го расчетов. Результаты расчётов приведены на рис 5.

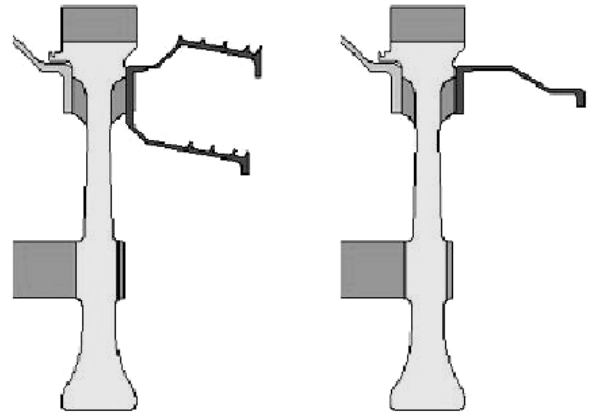


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений в некоторых исследуемых конструкциях уплотнений

3. Расчёт собственных частот и форм колебаний исследуемых колец

Для расчёта собственных частот колебаний и форм колебаний исследуемых колец уплотнений использованы трёхмерные циклосимметричные модели деталей (рис. 6, 7).



Рис. 6. Модели исследуемых роторных деталей

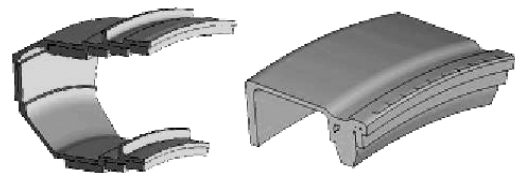


Рис. 7. Модели исследуемых статорных деталей

Исследуемые кольца представляют собой циклосимметричную конструкцию с циклически повторяющимся сектором, угол базового сектора – 20 градусов. Такое разделение на сектора принято по количеству крепёжных болтов. Отброшенная часть была учтена приложением стандартных усло-

вий циклосимметрии. Закрепление роторного кольца выполнено со стороны большего давления, а статорного кольца – со стороны меньшего давления по месту расположения болтовых соединений.

На рис. 8, 9 представлены частотные функции исследуемых колец с учетом давлений в полостях, вращения и поля температур на установившемся взлётном режиме.

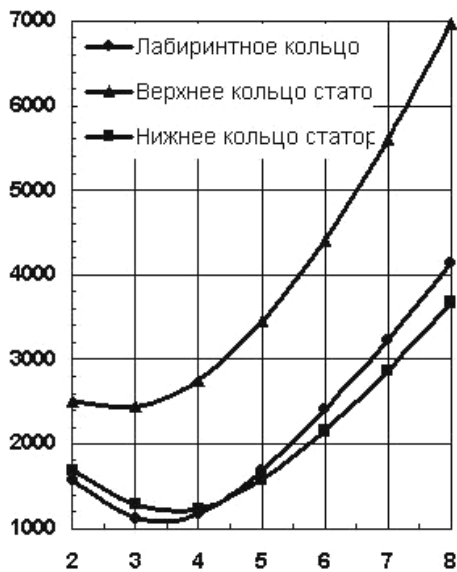


Рис. 8. Частотные функции деталей лабиринтного уплотнения

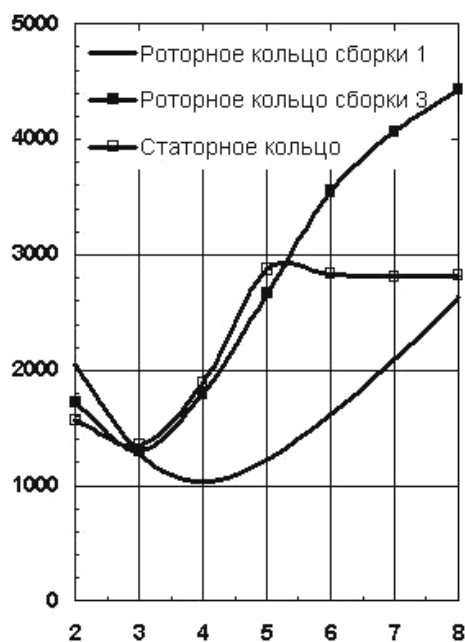


Рис. 9. Частотные функции деталей щеточного уплотнения

4. Результаты и анализ расчётов

Проведенные расчеты на статическую прочность исследуемых роторных деталей показали наличие невысоких напряжений до $\sigma_{эке} = 380$ МПа, в зоне появления трещин статические напряжения по расчётам не превышают $\sigma_{эке} \leq 20$ МПа.

По результатам расчётов на статическую прочность детали уплотнения всех рассмотренных конструкций удовлетворяют нормативным документам.

Расчеты собственных частот колебаний исследуемых колец уплотнений показали отсутствие резонанса между роторными гармониками и собственными частотами колебаний исследуемых колец уплотнений.

Формы колебаний роторных колец (рис. 10) позволяют говорить о явлении подсоса газа и возбуждении акустических колебаний под действием круговых волн давления в полости над роторным кольцом уплотнения. Возникающее при подсосе разрежение вызывает дополнительную силу, изгибающую кольцо и уменьшающую зазор между роторным и статорным кольцами. При этом подсос снижается, давление уменьшается, и прогиб кольца уменьшается. Это вновь вызывает увеличение подсоса и обуславливает дополнительную возможность колебания кольца.

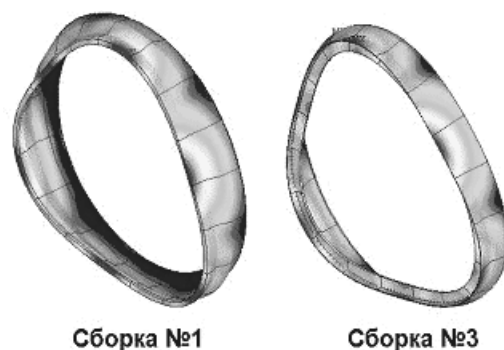


Рис. 10. Формы колебаний деталей уплотнения

Возбуждение акустических колебаний происходит в системе, состоящей из 2-х подсистем: механической и акустической. Роторное кольцо является

затвором, и при совпадении частоты колебаний механической системы и числа волн по окружности акустической системы наступает акустический резонанс.

Параметры акустической системы зависят от температуры, скорости вращения ротора и скорости вращения газа, который увлекается во вращение трением о ротор.

Существуют известные методы для устранения этого явления: отстройка от частоты акустического резонанса механической или акустической системы; увеличение акустического демпфирования; увеличение механического демпфирования; конструктивные изменения.

Конструкция роторного кольца из сборки № 3 (рис. 3) с одним высоким буртом под местом контакта со щеточным уплотнением такова, что зазор при колебаниях роторных и статорных колец стабилизирован, под местом контакта со щеточным уплотнением конструктивно организована узловая окружность. Наличие узловой окружности препятствует возникновению явления подсоса газа из КОУ в полость над роторным кольцом при колебаниях роторного кольца.

Изменённая конструкция статорного кольца уплотнения уменьшает массу газа в полости над роторным кольцом уплотнения и делает конструкцию более жёсткой.

Работоспособность конструкции щеточного уплотнения обеспечивается применением ротора ТВВ с кольцом из сборки № 3 (рис. 3).

Выводы

1. По результатам расчётов на статическую прочность детали уплотнения всех рассмотренных конструкций удовлетворяют нормативным документам.

2. Расчёты собственных частот колебаний исследуемых колец уплотнений показали отсутствие резонанса между роторными гармониками и собственными частотами колебаний исследуемых колец уплотнений.

3. Предложены рекомендации по модернизации конструкции щеточного уплотнения, обеспечивающие вибрационную надёжность узла уплотнения.

3. На основании результатов проведенных испытаний показано, что в первом приближении щеточное уплотнение по эффективности равнозначно двойному ступенчатому лабиринтному уплотнению с девятью гребешками. Нарботка на изделии данной модификации конструкции на 31.05.2005 составляет 15,5 часов.

Литература

1. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. – М.: Машиностроение, 1981. – 298 с.
2. Hendricks R.C., Griffin T.A., Kline T.R., Csavina K.R., Pancholi A., Sood D. Relative Performance Comparison Between Baseline Labyrinth and Dual-Brush Compressor Discharge Seals in a YT-700 Engine Test. – NACA Technical Memorandum 106360.
3. Steinetz B.M., Hendricks R.C. Engin Seal Technology Requirements to Meet NACA Fdvanced Subsonic Technology Program Goals. – AIAA-94-2698. – Indianapolis, 1994.
4. Алексеев В.И, Вильнер П.Д., Цейтлин В.И., Осипов Н. Я. Вибрационная прочность лабиринтных уплотнений ГТД // Авиационная промышленность. – 1973. – № 5. – С. 25.

Поступила в редакцию 16.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.