



Терешко Антон Герольдович

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФЕРНЫХ ОПОР С  
УПРУГИМИ КОЛЬЦАМИ

Специальность: 2.5.15. – «Тепловые, электроракетные двигатели и  
энергоустановки летательных аппаратов»

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

Научный руководитель: **Леонтьев Михаил Константинович,**  
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: **Колотников Михаил Ефимович,**  
доктор технических наук,  
научно-исследовательский институт механики МГУ  
имени М.В. Ломоносова, ведущий научный сотрудник  
**Нескоромный Евгений Вячеславович,**  
кандидат технических наук,  
ВУНЦ ВВС «ВВА», доцент 73 кафедры авиационных  
двигателей

Ведущая организация: Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Самарский национальный исследовательский  
университет имени академика С.П. Королева»

Защита состоится 20 апреля 2026 года в 10:00 на заседании диссертационного совета 24.2.327.06, созданного на базе федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»:

[https://mai.ru/events/defence/?ELEMENT\\_ID=186055](https://mai.ru/events/defence/?ELEMENT_ID=186055)

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2026 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета 24.2.327.06  
д.т.н., доцент

  
В.М. Краев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Задача анализа динамических характеристик вращающихся конструкций (роторная динамика) одна из наиболее важных при проектировании и доводке турбомашин в целом и авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) в частности.

Основными направлениями изучения вибрационного поведения и описание динамической модели создаваемого двигателя являются аналитические (расчетные) на первых этапах проектирования; экспериментальные на этапах доводки перед началом серийного производства (испытания), на этапах серийного производства и эксплуатации двигателя; экспериментально-аналитические, соединяют возможности обоих направлений.

Одной из основных задач, решаемых конструктором при проектировании роторов, является определение их критических частот вращения и форм собственных колебаний. Критические частоты вращения определяют потенциально опасные резонансные режимы, которые возбуждаются дисбалансами ротора, а формы колебаний показывают, как ведёт себя роторная система на этих режимах. Значения критических частот вращения и формы колебаний зависят от упруго-инерционных характеристик динамической системы ротора. Изменяя эти характеристики, мы можем управлять спектром частот, т.е. проводить частотную отстройку ротора от опасных режимов. Распределение энергий показывает изменением какой части конструкции можно эффективно управлять её динамическими свойствами.

Включение в опору упругих втулок (беличьих колёс) или упругих колец (колец Аллисона) позволяет полностью перестроить динамические характеристики роторной системы, выведя роторные формы (изгибные формы колебаний) из рабочего диапазона, и оставив в рабочем диапазоне в основном формы совместных колебаний, либо опорные формы колебаний роторов.

Опорные формы колебаний, оставшиеся или появившиеся в рабочем диапазоне, так же могут сопровождаться большими вибрациями при их возбуждении, поэтому упругие элементы совмещаются с устройствами, которые гасят колебания – демпферными устройствами. Включение демпферных устройств в опоры ротора также меняет частоты собственных колебаний конструкции и в ряде случаев значительно.

В настоящее время широкое применение в опорах роторов двигателей летательных аппаратов, как у нас в стране, так и за рубежом, нашли гидродинамические демпферы различного типа. В основе их работы лежит способность смазочного слоя поглощать энергию колебаний ротора. В прецессионном вращении вибратора демпфера происходит выдавливание смазки из областей повышенного давления вследствие возникающего смещения поверхностей относительно друг друга. Таким образом, энергия колебаний рассеивается, что приводит к уменьшению амплитуды колебаний и вибрации ротора в целом.

Широкое применение получили гидродинамические демпферы с упругими кольцами – дроссельные гидравлические демпферы, где диссипация механической энергии колебаний происходит за счет передавливания жидкости между камерами через торцы кольца и дроссельные отверстия в процессе прецессионного вращения вибратора демпфера. Эффективность работы такого демпфера обеспечивается правильным выбором его параметров, основными из которых являются жесткость и демпфирование, определяемые геометрией упругого элемента и динамическими свойствами масляного слоя.

В практике инженерных расчетов такие демпферы моделируются постоянной жесткостной характеристикой упругого кольца. Полноценных методик расчета демпфирующих характеристик не существует. При этом опыт экспериментальных исследований показывает, что дроссельные демпферы обладают существенно нелинейными динамическими характеристиками. То есть жидкость в камерах демпфера участвует не только в диссипации колебательной энергии, но и в жесткостной характеристике демпферного узла.

Расчет каждой отдельно взятой конструкции опоры с дроссельным демпфером является самостоятельной задачей решить которую аналитическими или численными методами, в том числе решить задачу по определению коэффициентов демпфирования или создать модель гидродинамического демпфера в конечно-элементной постановке, на этапе проектирования сегодня не представляется возможным. Окончательная оценка динамических характеристик такой опоры возможна только на этапе доводки двигателя по результатам анализа экспериментальных данных.

С учетом сказанного разработка расчетно-экспериментальной методики определения динамических характеристик демпферных опор с упругими кольцами является актуальной задачей.

**Степень разработанности темы.** В практике инженерных расчетов дроссельные демпферы как правило моделируются только жесткостной характеристикой упругого кольца.

Аналитические методы расчета опор с упругими кольцами и учетом пленки (первые попытки) рассматриваются в статьях Е.А. Артемова (1969 г.) В.К. Лобанова. (1977 г.). Однако эти работы являются скорее предпосылками к инженерным методам учета гидравлических сил в демпферах с упругими кольцами.

Многие другие работы А.И. Белоусова, Д. К. Новикова, В. Б. Балякина, (1991 г.), М.К. Леонтьева (2012 г.), Дилигенского Д. С. (2022 г.) относятся к описанию свойств таких демпферов и методикам определения жесткостных характеристик и коэффициентов демпфирования для относительно невысоких частот вращения ротора.

Какой-либо реальной инженерной методики определения гидравлических сил и коэффициентов демпфирования для опор с упругими кольцами для роторов ГТД с высокими частотами вращения в РФ на сегодня не существует.

Среди работ иностранных авторов работа Yan Li, Haisheng Yang и Sier Deng (Хайнаньский университет, 2023 г.), посвящена динамическим характеристикам гидродинамического демпфера с упругим кольцом. В работе показано, что для такого типа демпфера существенное влияние на его жесткость и демпфирование оказывают параметры внутреннего и внешнего масляного слоя. Так, с ростом эксцентриситета (т.е. с увеличением частоты вращения ротора) происходит существенное увеличение «эквивалентных» жесткости и демпфирования внешнего масляного слоя.

**Цель работы** состоит в разработке расчетно-экспериментальной методики определения динамических характеристик демпферных опор с упругими кольцами на примере динамической модели перспективного ГТД, созданной для определения критических частот вращения и дисбалансного поведения, с учетом нелинейных жесткостных и демпфирующих характеристик новой конструкции опоры компрессора низкого давления (КНД).

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие **задачи**:

1. Построение динамической модели и расчёт критических частот вращения роторов двигателя-прототипа в линейной постановке.
2. Создание динамической модели перспективного ГТД с новой конструкцией опоры КНД, включающей дроссельный демпфер. Расчетный анализ динамических характеристик перспективного ГТД.
3. Анализ результатов стендовых испытаний перспективного двигателя, определение динамических характеристик дроссельного демпфера и конструктивных факторов, влияющих на них.
4. Построение модели передней опоры КНД перспективного ГТД с учётом нелинейных динамических характеристик дроссельного демпфера (жесткость и демпфирование), зависящих от режимов работы двигателя. Аппроксимация расчетной модели перспективного двигателя с результатами эксперимента.
5. Расчет критических частот вращения и дисбалансного поведения роторов с учетом квазилинейной упруго-демпферной опоры. Разработка расчетно-экспериментальной методики определения динамических характеристик демпферной опоры с упругим кольцом.

**Научная новизна работы** состоит в следующем:

1. Доказано, что дроссельный демпфер в газотурбинных двигателях является одним из основных конструктивных элементов, существенно влияющим на вибрационные характеристики двигателя.

2. Показано, что жесткостная характеристика дроссельного демпфера определяется не только упругим кольцом, но и динамическими силами, возникающими в камерах демпфера.

3. Впервые показано, что жесткостная динамическая характеристика дроссельного демпфера (его несущая способность) в большей степени зависит не от статической жесткости кольца, а от сил динамического сопротивления, возникающих в гидравлических камерах

4. Создана расчетно-экспериментальная методика определения динамических характеристик демпферной опоры с упругим кольцом, в основе которой лежат результаты стендовых испытаний газотурбинных двигателей.

5. Математическая модель роторной системы с моделью дроссельного демпфера (основанная на разработанной расчетно-экспериментальной методике) позволила получить динамические характеристики перспективного ГТД и определить направления для разработки оптимальных конструкций упруго-демпферных опор с дроссельными демпферами.

6. На основе проведенного исследования динамических характеристик дроссельного демпфера, базирующегося на совокупности использования численных моделей и результатов натурных экспериментов, разработана динамическая модель дроссельного демпфера, внедренного в конструкцию перспективного ГТД разработки ОКБ им. А. Льюльки.

**Теоретическая значимость работы** состоит в формулировании и обосновании нелинейного поведения демпферных опор с упругими кольцами для роторов ГТД с высокими частотами вращения. Доказано, что с ростом частоты вращения ротора происходит существенное увеличение фактической жесткости и демпфирования в дроссельном демпфере.

Представлена методика валидации расчетной модели с результатами эксперимента по вибрографию корпусов ГТД с последующей реализацией полученных значений в квазилинейном элементе программного комплекса DYNAMICS R4.

**Методология и методы исследования.** Метод конечно-элементного моделирования при расчете критических частот вращения роторов в постановке «ротор+статор» с применением программного комплекса MSC.Nastran, расчет жесткостных характеристик статорных элементов опор и корпусов, а также моделировании контактного взаимодействия в кольцах вибропакета с применением конечно-элементного программного комплекса ANSYS Workbench; метод начальных параметров при моделировании и расчете динамического поведения роторных систем, моделирование нелинейных свойств упруго-демпферной опоры с использованием квазилинейных элементов в программном комплексе DYNAMICS R4; анализ результатов вибрографирования корпусов двигателя с использованием пакета обработки сигналов WinПОС.

**Достоверность полученных результатов** подтверждается множественными данными натурных экспериментов с различными вариантами геометрии дроссельного демпфера в передней опоре КНД, проведенных в процессе доводки динамических характеристик роторных систем перспективного ГТД с применением в компоновке упруго-демпферной опоры новой конструкции.

### **Практическая ценность работы**

1. Разработана расчетно-экспериментальная методика, позволяющая строить динамические модели опор роторов с дроссельными демпферами, обладающими нелинейными динамическими характеристиками

2. Методика позволила создать квазилинейную динамическую модель дроссельного демпфера для перспективного двигателя и с ее помощью провести конструктивную доработку опорного узла КНД.

3. Полученные результаты позволили выполнить прочностную доводку перспективного ГТД в рамках работ ОКБ им. А. Люльки филиале ПАО «ОДК-УМПО» по обеспечению заданного вибрационного состояния.

4. Методика может быть рекомендована предприятиям отрасли при проектировании новых конструкций опорных узлов с дроссельными демпферами.

### **Положения, выносимые на защиту:**

1. Новая конструкция опоры КНД с упругим кольцом

2. Результаты стендовых испытаний перспективного двигателя с опорой КНД новой конструкции.

3. Квазилинейная модель дроссельного демпфера, построенная по результатам анализа стендовых испытаний перспективного ГТД.

4. Динамическая модель перспективного ГТД с дроссельным демпфером в передней опоре КНД.

5. Результаты анализа динамических характеристик модели перспективного ГТД с дроссельным демпфером новой конструкции

6. Расчетно-экспериментальная методика по определению динамических характеристик демпферной опоры с упругим кольцом.

7. Результаты применения расчетно-экспериментальной методики при проектировании опоры КНД новой конструкции.

**Апробация работы:** отдельные результаты работы доложены и обсуждены на международной научно-технической конференциях «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самара: СГАУ, 2003 г, 2006 г, 2009 г, 2012 г, 2014 г, 2018 г), форуме пользователей MSC. Software (Москва, 2008 г, 2009 г), международной научно-технической

конференции «Прочность материалов и элементов конструкции» (Киев, 2010 г), научно-практической конференции молодых учёных и студентов МАИ «Инновации в авиации и космонавтике» (Москва: МАИ. 2011 г), XXXXVII Всероссийском симпозиуме «Механика и процессы управления» (Москва, 2017 г), научно-технической конференции «Климовские чтения – 2017» (СПб, 2017 г), научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин» (Самара: СГАУ, 2024 г), международная конференция «Авиация и космонавтика» (Москва, МАИ, 2024 г).

**Публикации:** по теме диссертации опубликовано 15 работ из них: 5 – статьи в рецензируемых научных изданиях из рекомендованного перечня ВАК (по специальности 2.5.15.); 9 тезисов докладов на научных конференциях. Получен патент на изобретение.

**Внедрение результатов работы:** разработанная расчетно-экспериментальная методика определения динамических характеристик демпферных опор упругими кольцами применяется в ОКБ им. А. Люльки филиал ПАО «ОДК-УМПО» входящем в состав АО ОДК.

**Структура и объем работы:** диссертация состоит из оглавления, введения, четырёх глав, заключения, библиографического списка и двух приложений. Общий объем диссертации составляет 122 страниц, включает 105 рисунков и 13 таблиц. Библиографический список охватывает 95 источников.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обосновывается актуальность темы исследования, формулируется цель, основные задачи и методы их решения, приводятся выносимые на защиту положения и краткое содержание работы по главам.

**В первой главе** рассмотрены вопросы моделирования роторных систем газотурбинных двигателей и расчёта их критических частот вращения. Рассмотрены особенности моделирования элементов опор с нелинейными характеристиками. Представлен опыт применения упруго-демпферных опор в двигателях разработки ОКБ им. А. Люльки. Обозначена необходимость доводки характеристик упруго-демпферной опоры в случае диагностирования нелинейных характеристик.

**Во второй главе** рассмотрены основные методы построения динамических моделей и расчёта критических частот вращения роторов на примере двигателя АЛ-41Ф-1С, как в универсальном конечно-элементном программном комплексе MSC Nastran, так и в специализированном программном комплексе DYNAMICS R4. Общий вид расчетных моделей в постановке «ротор + статор» представлен на рисунке 1.

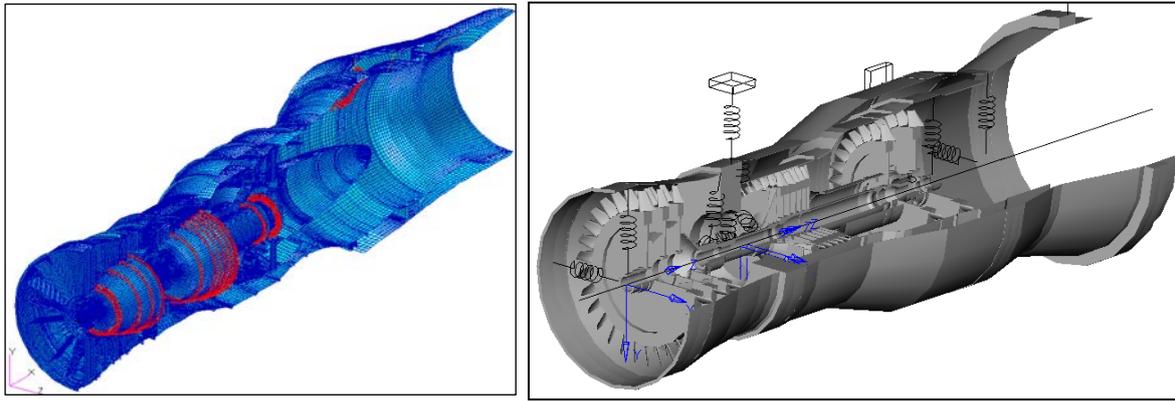


Рисунок 1 - Расчетные динамические модели двигателя АЛ-41Ф-1С

Для оценки влияния моделирования статорных элементов двигателя дополнительно был выполнен расчёт критических частот вращения в DYNAMICS R4 связанной системы роторов отдельно от корпусов. Данный метод применяется в ОКБ им. А. Льюльки на этапах проектирования новых двигателей и в случаях незначительного изменения уже хорошо известных конструкций. Расчётная модель двигателя АЛ-41Ф-1С представлена на рисунке 2.

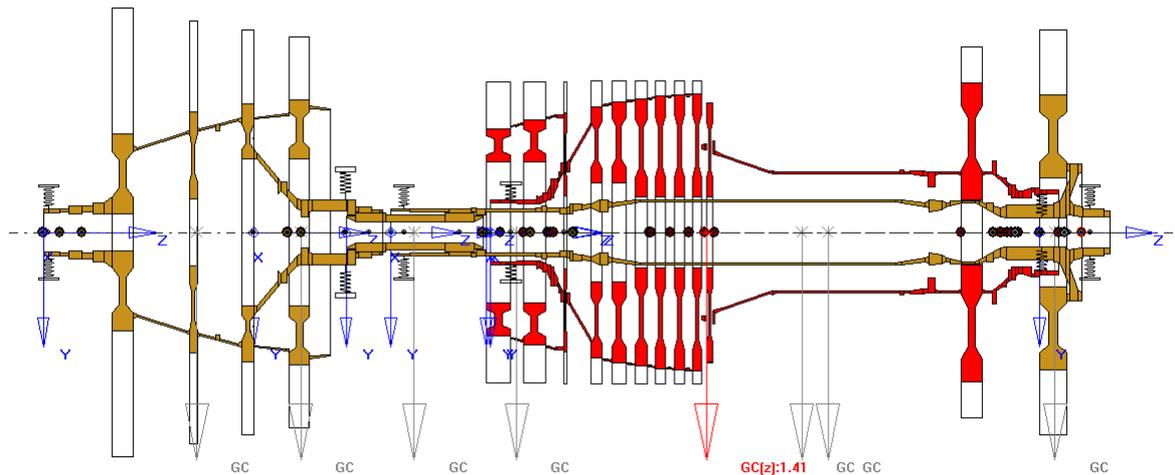


Рисунок 2 – Расчетная динамическая модель связанной системы роторов двигателя АЛ-41Ф-1С, построенная в программном комплексе DYNAMICS R4

Показана хорошая сходимость результатов расчета моделей, построенных в различных ПК с экспериментальными данными, полученными в ходе натурных испытаний как по вибрографированию корпусов двигателей, так и по тензометрированию валов и элементов упруго-демпферных опор. Показаны близкие результаты для моделей в постановке «ротор + статор» и упрощенных моделей роторных систем, что говорит о возможности их использования в реальных расчётах на этапе доводки двигателя. Обобщенное сравнение результатов расчетов в DYNAMICS R4 и в MSC Nastran с экспериментальными значениями критических частот вращения роторов, полученных в ходе различных испытаний как по вибрографированию корпусов двигателей, так и по тензометрированию валов и элементов упруго-демпферных опор представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Сравнение результатов расчётов в DYNAMICS R4 и MD Nastran с экспериментальными значениями критических частот вращения роторов

№ критической частоты вращения	Значения критической частоты вращения, Гц						
	Dynamics R4 «Ротор + статор»	Dynamics R4 Роторная система	MSC Nastran	эксперимент			
				изделие -03	изделие -05	изделие -06	изделие -02
N <sub>1кр</sub>	51,0	52,1	44,6	~ 50	50...55	~60	-
N <sub>2кр</sub>	55,4	53,7	56,8	-		52...53	
N <sub>3кр</sub>	100,6	92,3	93,6	90...92	~85	88...90	88...89
N <sub>4кр</sub>	105,8	123,0	118,0	145...160	125...130	135...145	130...145
N <sub>5кр</sub>	298,1	270,5	282,5	-			

Доказана необходимость конечно-элементных расчётов для возможности учёта жесткости статорных элементов сложной конструкции. Показана верификация динамических расчётных моделей с результатами эксперимента для дальнейшей настройки параметров моделей с целью их дальнейшей доводки.

**В третьей главе** рассмотрена конструкция перспективного ГТД, проведено сравнение и показаны отличия от конструкции двигателя-прототипа (АЛ-41Ф-1С). В программном комплексе Ansys Workbench выполнен расчет жесткости всех измененных относительно двигателя-прототипа статорных элементов конструкции. Проведен расчёт критических частот вращения роторов перспективного ГТД в постановке упрощенной модели для программного комплекса DYNAMICS R4 без моделирования статорных элементов.

Построены экспериментальные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) для роторов низкого и высокого давления перспективного ГТД, отмечено существенное расхождение с АЧХ для двигателя АЛ-41Ф-1С. Проведено сравнение АЧХ расчётной динамической модели связанной системы роторов перспективного ГТД с результатами эксперимента (рисунок 3). Получено совпадение расчётной АЧХ с экспериментальными данными в частотном диапазоне до 120 Гц.

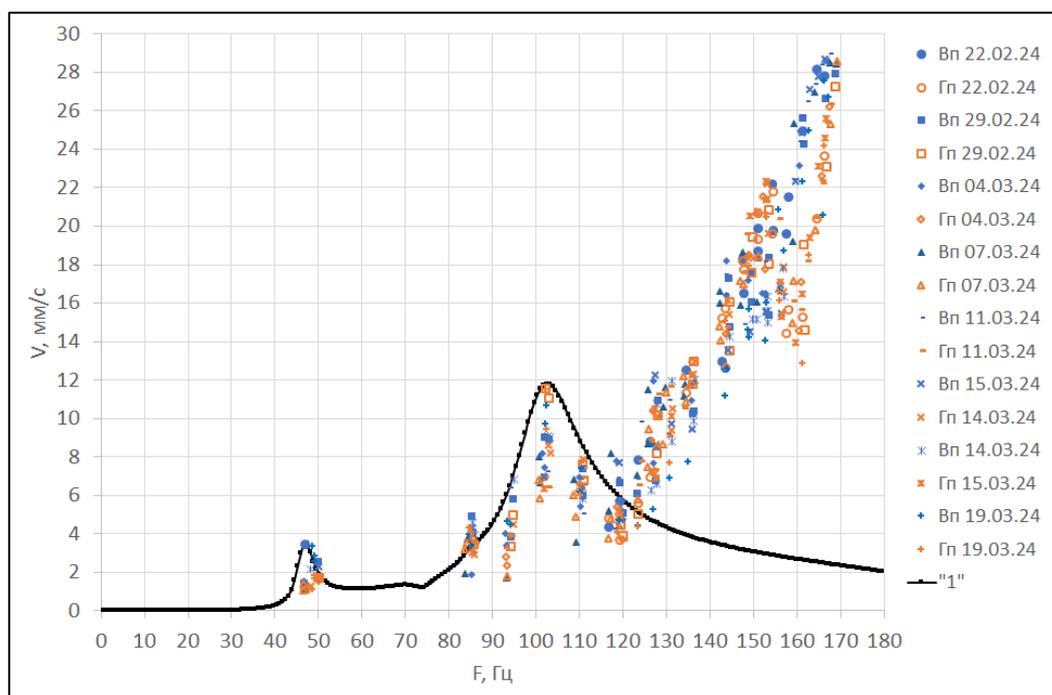


Рисунок 3 – Экспериментальные значения виброскорости и расчетная АЧХ

Проведён анализ факторов, влияющих на значения критической частоты вращения, обусловленной массой КНД и жесткостью его опор. Выполнен детальный анализ конструкции упруго-демпферной опоры и её отличия от конструкции двигателя-прототипа. В программном комплексе Ansys Workbench построена полноразмерная конечно-элементная модель вибропакета, получена зависимость жёсткости кольца от коэффициента трения и посадок с сопрягаемыми деталями. Проведено моделирование поведения контактных пар вибропакета в зависимости от изменения эксплуатационной нагрузки. Выявлены зависимости характеристик дроссельного демпфера от режима работы ГТД.

Рассмотрены различные варианты расчётных моделей, учитывающих в линейной постановке изменение жесткости опоры в диапазоне от 13000 Н/мм до 49000 Н/мм. Значения жёсткости для моделей «1» ... «7» определялись из возможности описания множества точек экспериментально полученных значений вибрации (рисунок 4), сгруппированных на графике по установившимся режимам. При этом значение коэффициентов демпфирования для рассматриваемых вариантов моделей также определялись исходя из значения остаточного дисбаланса и амплитуды вибраций, полученных в результате эксперимента.

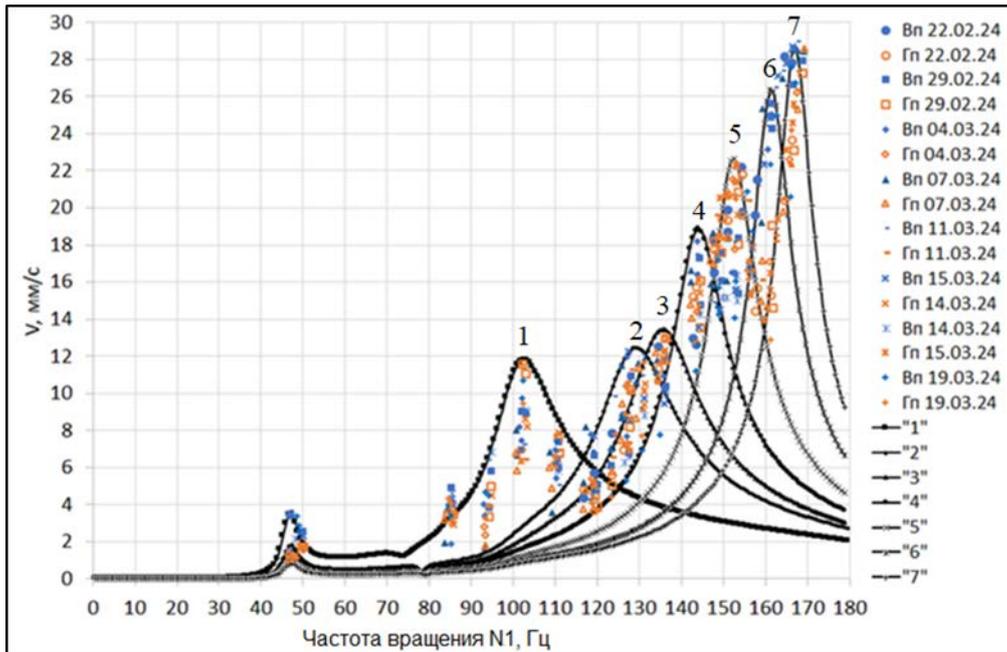


Рисунок 4 - Расчетные АЧХ в модели DYNAMICS R4 при разных вариантах жесткости передней опоры КНД и экспериментальные значения вибраций по передней опоре КНД

Получена сходимость дисбалансного отклика этих моделей с экспериментально полученными АЧХ перспективного двигателя при различных значениях жесткости опоры во всем диапазоне частот вращения ротора низкого давления. Доказана необходимость учёта нелинейной характеристики опоры в динамической модели связанной системы роторов.

**В четвертой главе** рассмотрен вопрос реализации в динамической модели программного комплекса DYNAMICS R4 квазилинейного элемента, позволяющего учесть в расчётах нелинейные жесткостные и демпфирующие свойства опоры. Для учёта нелинейных характеристик жесткости и демпфирования в опоре, в модель были добавлены численные переменные, которые изменяют своё значение в зависимости от частоты вращения ротора низкого давления (рисунок 5). Значения жёсткости опоры соответствуют значениям жёсткости для моделей «1» ... «7» (рисунок 4). Значения коэффициентов демпфирования были выбраны исходя из экспериментально полученных значений уровня вибраций при заданных значениях дисбалансной нагрузки.

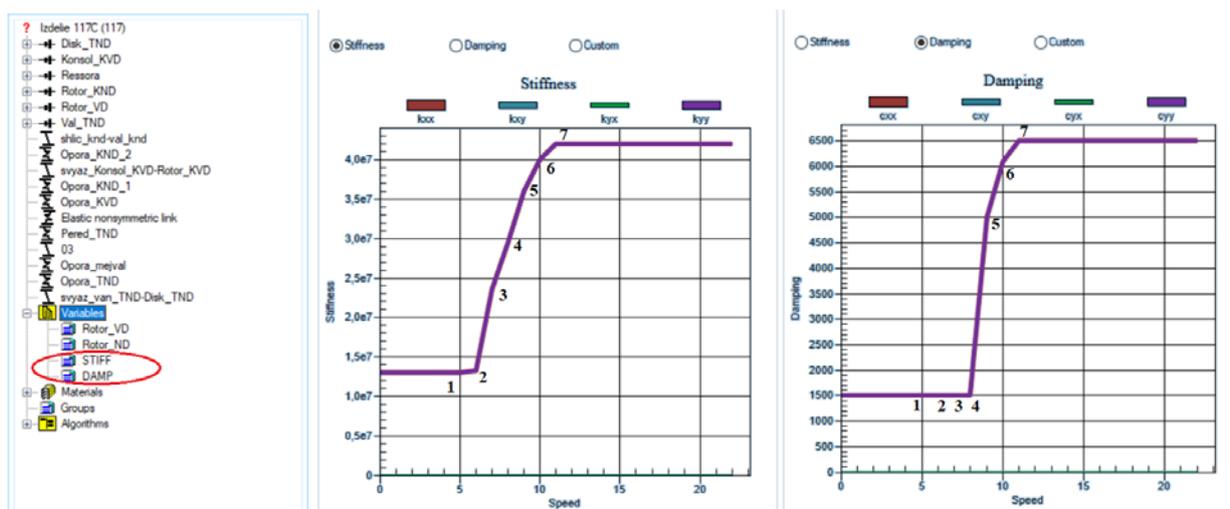


Рисунок 5 – численные переменные жесткости и демпфирования

Наложение расчетных АЧХ системы на экспериментально полученные значения вибраций (рисунок 6) показали хорошее совпадение изменения характера вибрации во всём рабочем диапазоне частот вращения ротора низкого давления перспективного ГТД. Расчетная кривая достаточно близка к экспериментально полученным значениям виброскорости.

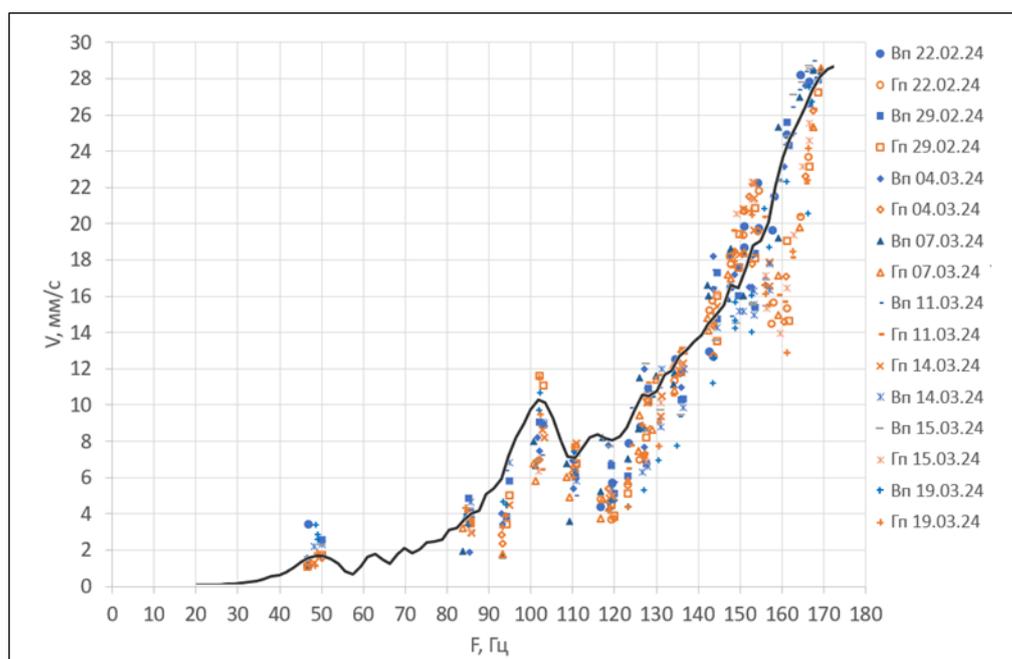


Рисунок 6 - Расчетная АЧХ модели с квазилинейным элементом и экспериментальные значения вибраций

Представлена методика определения динамических характеристик дроссельного демпфера путем создания квазилинейной модели на основании анализа экспериментальных АЧХ перспективного двигателя, полученных по результатам вибрографирования в процессе натуральных запусков (Рисунок 7).

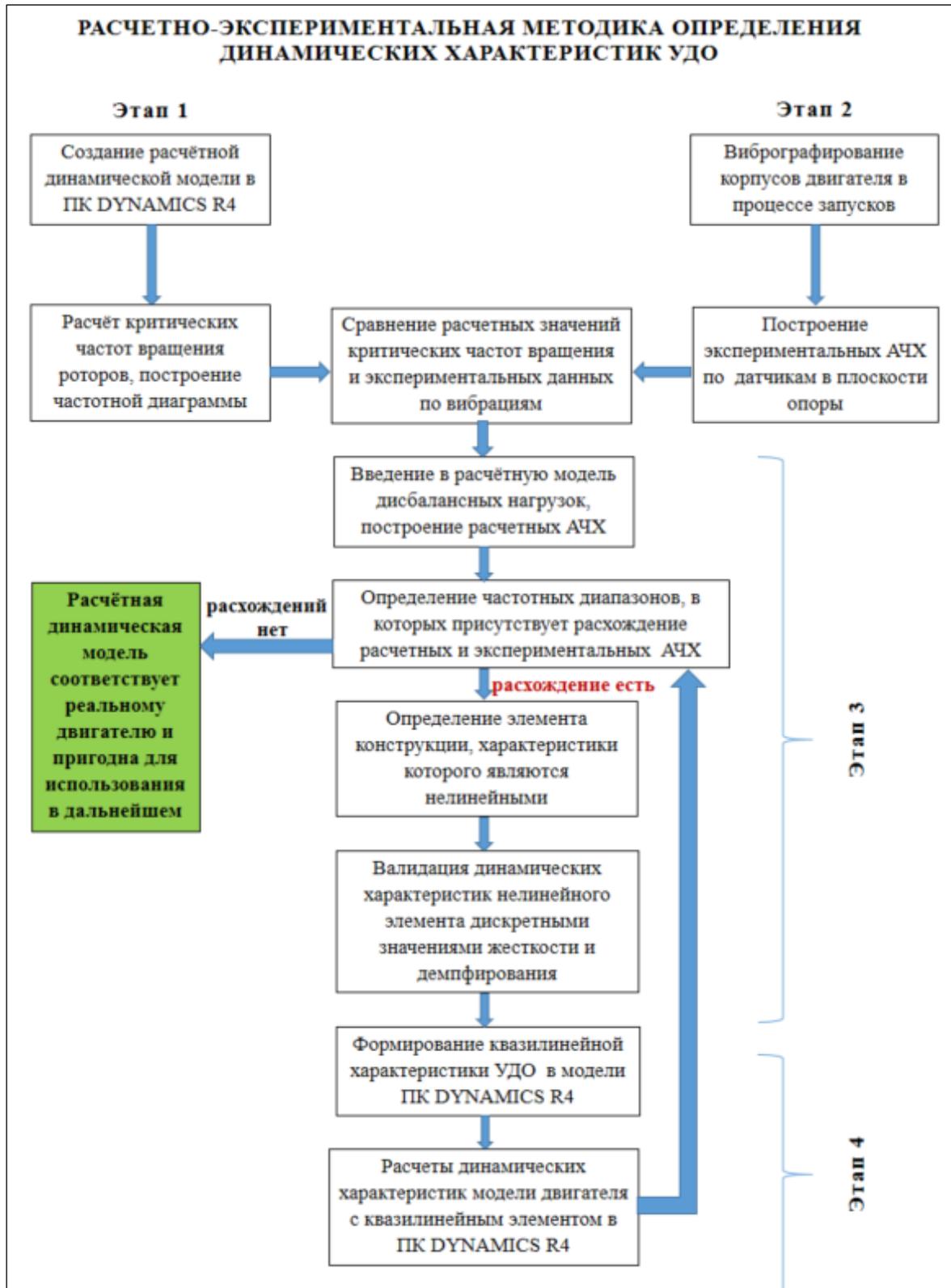


Рисунок 7 – Расчётно-экспериментальная методика определения динамических характеристик дроссельного демпфера

Корректность разработанной методики подтверждена для вновь разработанной упруго-демпферной опоре с нелинейными характеристиками, примененной в конструкции перспективного двигателя разработки ОКБ им. А. Люльки.

В заключении главы проведено обобщение полученных данных по созданию методики моделирования квазилинейной упруго-демпферной опоры с нелинейными характеристиками. Результатом применения представленной методики является создание динамической модели роторной системы для последующих расчетов и доводки вибрационных характеристик нового двигателя.

**Заключение** содержит общую характеристику и основные выводы по результатам диссертационной работы.

## **ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ**

1. На основе полученных в работе результатов можно утверждать, что вопрос моделирования роторных систем и расчёта критических частот вращения роторов турбомашин в целом и авиационных ГТД в частности является актуальной задачей ввиду появления в конструкции упруго-демпферных опор с нелинейными характеристиками. В результате реализации новой конструкции опоры, не всегда существует возможность провести аналитический расчет её параметров по классическим методикам. Классическими методами возможно выполнить расчет стандартного набора упругих элементов («беличье колесо», кольцо Аллисона) или различных вариантов гидродинамических демпферов, но не их комбинации. Решить задачу по определению коэффициентов демпфирования или создать модель дроссельного демпфера в конечно-элементной постановке пока не представляется возможным.

2. Поставленная задача по созданию расчетно-экспериментальной методики моделирования поведения упруго-демпферной опоры, обладающей нелинейными характеристиками, решается в программном комплексе DYNAMICS R4, добавлением квазилинейного элемента, обладающего изменяемыми в зависимости от режима работы двигателя (частоты вращения ротора низкого давления) набором значений жесткости и коэффициентов демпфирования. Определение значений жесткости ( $K_1 \dots K_i$ ) и коэффициентов демпфирования ( $C_1 \dots C_i$ ) исследуемой упруго-демпферной опоры, осуществляется посредством анализа экспериментальных данных по вибрографированию корпусов изделия в плоскости расположения данной опоры, с последующим построением подробных кривых дисбалансного отклика ротора низкого давления во всем диапазоне частот вращения от режима «МГ» до режима «МАХ».

3. Численные значения параметров жесткости и коэффициентов демпфирования, в зависимости от частоты вращения ротора низкого давления, позволяют описать квазилинейный элемент, моделирующий нелинейное поведение спроектированной упруго-демпферной опоры. При этом расчетная АЧХ роторной системы динамической модели при использовании такого элемента совпадает с экспериментально полученным дисбалансным

откликом ротора реального двигателя. Результат фактической реализации методики продемонстрирован для двух вариантов геометрии упруго-демпферной опоры новой конструкции в составе перспективного ГТД разработки ОКБ им. А. Люльки.

4. Представленная в работе расчетно-экспериментальная методика предназначена для случаев применения в конструкции ГТД упруго-демпферной опоры с нелинейными характеристиками, параметры которой невозможно рассчитать классическими аналитическими методами или с помощью конечно-элементного моделирования. Предлагаемый анализ экспериментальных данных позволяет создать квазилинейную модель опоры, описывающую динамическое поведение ротора с учетом реакции на дисбалансы во всем рабочем диапазоне частот вращения.

5. Применение разработанной методики на этапе создания двигателя обеспечивает максимально точное описание характеристик системы для прогнозирования и дальнейшей доводки вибрационного состояния двигателя с целью обеспечения требуемого по нормативной документации уровня вибраций.

В качестве дальнейшего развития работы можно определить следующие направления:

- создание экспериментального стенда на базе элементов реального двигателя для испытаний и доводки упруго-демпферной опоры, содержащих дроссельный демпфер с упругими кольцами различных конструкций;
- изучение влияния на динамические характеристики ротора элементов геометрии упругого кольца, таких как дросселирующие отверстия, дросселирующие канавки, объём полостей гидродинамического демпфера;
- оценка влияния температуры и давления масла, скорости прокачки масла через опору;
- определение оптимальных жесткостных характеристик и коэффициентов демпфирования упруго-демпферной опоры для последующей реализации методики при проектировании перспективных ГТД.

#### **Основные положения диссертации отражены в следующих работах:**

1. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Использование МКЭ для решения задачи уточнения расчетной модели при определении критических частот вращения ротора классическими методами. //Вестник СГАУ, № 2-2 (10) 2006, с.315-318.
2. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей. //Вестник МАИ, 3'2011 том 18. с.135-146.
3. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование влияния характеристик упругих элементов опор роторов на динамику ГТД. //Вестник СГАУ, № 3 (34) Часть 1, 2012, с.173-179.

4. Терешко А.Г. Расчетно-экспериментальная методика определения динамических характеристик демпферных опор ГТД с упругими кольцами. //Вестник МАИ. 2024. Т. 31. № 4. с.159-166.
5. Терешко А.Г., Леонтьев М.К. Создание квазилинейной модели упруго-демпферной опоры ротора газотурбинного двигателя. //Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2025. Т. 24. № 1. с. 153-163.
6. Терешко А.Г. Сравнение программных комплексов «NASTRAN» и «Dynamics R3.1 в решении задач роторной динамики». Проблемы и перспективы развития двигателестроения /Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. Самара: СГАУ. – 2003, с.203-205.
7. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Проблемы моделирования конических участков роторных систем методом начальных параметров. Междунар. науч.-техн. конф. «Проблемы динамики и прочности в газотурбиностроении» Киев. – 2004, с.115.
8. Гусенко С.М., Терешко А.Г. Использование программных комплексов Dynamics R4 и модуля Rotordynamics в MSC Nastran для определения критических частот вращения ротора компрессора ГТД в постановке «ротор+статор». Проблемы и перспективы развития двигателестроения /Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. Самара: СГАУ. – 2009, с.198-199.
9. Гусенко С.М., Терешко А.Г. Использование суперэлементного подхода в MD Nastran для определения критических частот вращения связанной системы роторов для полноразмерной модели авиационного ГТД. /Международная научно-техническая конференция «Прочность материалов и элементов конструкции» Киев. – 2010, с.131-132.
10. Баляева Н.Н., Говоров А.А., Кузьмин М.В., Терешко А.Г. Использование КЭ методов для расчета упругого элемента демпферной опоры ГТД. /Международная научно-техническая конференция «Прочность материалов и элементов конструкции» Киев. – 2010, с.129-130.
11. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование влияния характеристик упругих элементов в опорах на динамические характеристики ротора ГТД. Проблемы и перспективы развития двигателестроения /Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. Самара: СГАУ. – 2012, с.214-215.
12. Кузьмин М.В., Макарычев А.С., Терешко А.Г. Исследование критических частот вращения роторов, их взаимного влияния и устойчивости в закритической области. Проблемы и перспективы развития двигателестроения /Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. Самара: СГАУ. – 2014, с.151-152.
13. Зайдуллин Д.А., Макарычев А.С., Терешко А.Г. Вопросы моделирования и расчета критических частот вращения роторов в программном комплексе ANSYS WORKBENCH в 3D

постановке. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. Самара: СГАУ. – 2018, с.26-27.

14. Баляева Н.Н., Зайдуллин Д.А., Макарычев А.С., Терешко А.Г. «Влияние моментной податливости в болтовых фланцевых стыках на значение критических частот вращения ротора» Материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. Самара: СГАУ. – 2018, с.24-25.

15. Пат. RU2623675 Упругодемпферная опора турбомашин / Зенкова Л.Ф. (РФ), Гусенко С.М. (РФ), Терешко А.Г. (РФ). Заявлено 09.08.2016; опубликовано 28.06.2017.