

На правах рукописи



Туфан Ант

**МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ  
КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ С УЧЁТОМ ДИНАМИЧЕСКИХ  
ПРОЦЕССОВ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРОАКТИВНОСТИ**

Специальность 2.5.13.

«Проектирование, конструкция, производство, испытания и эксплуатация  
летательных аппаратов»

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2025

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

**Научный руководитель:** Ермаков Владимир Юрьевич,  
кандидат технических наук, доцент

**Официальные оппоненты:** Иголкин Александр Алексеевич,  
доктор технических наук, доцент, профессор кафедры автоматических систем энергетических установок, Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», г. Самара  
Сысоев Валентин Константинович,  
доктор технических наук, главный специалист проектного комплекса, Акционерное общество «Научно-производственное объединение им. С.А. Лавочкина» (АО «НПО Лавочкина»), г. Химки

**Ведущая организация:** Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана), г. Москва

Защита состоится 18 декабря 2025 года в 16 часов 00 минут на заседании диссертационного совета 24.2.327.09 в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» (МАИ) по адресу: 125993, Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по ссылке:  
[https://mai.ru/events/defence/?ELEMENT\\_ID=186247](https://mai.ru/events/defence/?ELEMENT_ID=186247)

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_ 2025 г.

Отзывы на автореферат, заверенные печатью учреждения, просим выслать по адресу: 125993, Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4. Ученый совет МАИ

Учёный секретарь  
диссертационного совета 24.2.327.09,  
к.т.н., доцент

Д.Ю. Стрелец

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### **Актуальность темы исследования**

При проектировании, испытаниях и эксплуатации космических аппаратов (КА) с длительным сроком активного существования, предназначенных для выполнения целевых задач на околоземных орbitах, особое внимание уделяется системам управления ориентацией и стабилизации (СУОС). Данные системы выполняют ряд основных функций, которые включают начальное успокоение и стабилизацию при отделении КА от ракеты-носителя, приведение и поддержание заданной ориентации, программируемые повороты и развороты.

В большинстве современных КА ориентация и стабилизация достигаются за счёт управляющих сил и моментов, возникающих от внешних и внутренних возмущающих воздействий относительно осей базовой системы координат. Основными внешними возмущениями, действующими на КА, являются аэродинамические нагрузки, давление солнечного излучения, магнитное и гравитационное поля. Внутренние возмущения возникают в результате относительного движения систем с подвижными массами, включая двигатели-маховики (ДМ) в составе СУОС.

При работе систем с подвижными массами наряду с необходимым управляющим моментом возникают нежелательные вибрации, которые негативно влияют на надёжность систем и работу оптико-электронной аппаратуры КА, находящейся в параметрической связи с данными системами.

В рамках целей и задач, указанных в «Стратегии развития Государственной корпорации космической деятельности «Роскосмос» на период до 2025 года и перспективу до 2030 года», планируется решить следующие задачи: обеспечить качество, надёжность и безопасность ракетно-космической техники (РКТ), внедрить надежностно-ориентированные технологии создания, применения и контроля изделий РКТ в процессе эксплуатации.

Полное устранение нежелательных вибраций от систем с подвижными массами на борту КА технически не представляется возможным. Допустимый уровень вибраций достигается оптимизацией динамических параметрических характеристик КА. Основными путями снижения виброактивности на борту КА являются изменение конструкции систем с подвижными массами или корректировка жёсткостных и эксплуатационных характеристик элементов подконструкций КА. Однако упомянутые процессы требуют проведения сложных технологических расчётов и аналитических исследований. Для разработки систем с подвижными массами, обладающих оптимальной виброактивностью и соответствующих требованиям Заказчика, необходимо учитывать более строгие требования к прецизионности работы аппаратуры КА, что приведёт к дополнительным экономическим затратам, несоразмерным стоимости данных систем.

Накопленный опыт в области теории виброзащиты показывает, что в настоящее время наиболее универсальным и легкореализуемым методом снижения виброактивности на борту КА является использование демпфирующих устройств: виброизоляторов, гасителей колебаний и комплексных систем виброизоляции. Применение демпфирующих устройств и систем виброизоляции позволяет эффективно снижать влияние вибрационных возмущений, обусловленных механическими колебаниями как внешних, так и внутренних факторов, по сравнению снесением изменений в конструкции систем с подвижными массами и КА.

В связи с возрастающими требованиями к точности позиционирования КА и функционирования прецизионной аппаратуры, – оптических телескопов, сканирующих

устройств, систем наведения и слежения, измерительных комплексов, – возникает необходимость разработки и внедрения дополнительных демпфирующих устройств на основе инновационных технологий, что является **актуальной научной задачей**.

### **Степень разработанности темы исследования**

В работе рассмотрены аналитические и практические результаты исследования вибрационной обстановки на борту КА, включая использование демпфирующих устройств и систем виброизоляции, основанных на применении нанотехнологических вязкоупругих материалов: сплавов с памятью формы, полимерно-композиционных, магнитореологических, электрореологических и пьезоэлектрических материалов. Внедрение упомянутых технологических решений позволяет существенно улучшить показатели виброизоляции на борту КА и, следовательно, напрямую способствовать повышению надёжности и эффективности функционирования прецизионных аппаратуры.

Проведённый анализ работ указывает, что в настоящее время вследствие недопонимания актуальности проблемы виброактивности на борту КА методы устранения данной проблемы не поставлены в достаточно полном научном и практическом планах.

Одной из наукоёмких областей ракетно-космической техники является магнитожидкостная виброизоляция, которая может быть использована в перспективных КА с прецизионной аппаратурой. Данная технология является инновационным при разработке сложных технических систем различного назначения. Исследования и практическое применение магнитожидкостных систем виброизоляции как в России, так и в зарубежных странах, показал, что исследования в этой области проводятся специалистами научной группы «Динамика конструкции КЛА» Института № 6 «Аэрокосмический» ФГБОУ ВО «МАИ (НИУ)», в АО «НПО Лавочкина», АО «Корпорация «ВНИИЭМ», АО «ЦНИИмаш», АО «ЦЭНКИ», ФГБОУ ВО «МАДИ», ВА РВСН имени Петра Великого, АО «НПЦ «Полюс», ООО «Спутниковые инновационные космические системы», АО «ЛОМО», National Aeronautics and Space Administration (NASA), RTX Corporation, Minus K Technology, Inc., Massachusetts Institute of Technology (MIT), China Aerospace Science and Technology Corporation (CASC), Nanjing University of Aeronautics and Astronautics (NUAA), Shanghai Academy of Spaceflight Technology (SAST).

**Целью исследования** является разработка метода проектирования демпфирующих устройств КА с учётом динамических процессов по снижению виброактивности. Метод направлен на определение рациональной частоты гашения первых тонов собственных колебаний за счёт проведения комплексных экспериментально-математических исследований данных устройств.

Для достижения поставленной цели сформулированы **следующие задачи:**

1. Разработать критерии и показатели эффективности применительно к демпфирующим устройствам для обеспечения соответствия требований к вибрационной обстановке на борту КА на основе анализа мирового научно-технического опыта в данной области;

2. Выполнить анализ существующих и перспективных методов снижения виброактивности КА на начальных и пассивных участках полёта с учётом комплекса функциональных и технологических ограничений;

3. Разработать систему виброизоляции, основанную на применении магнитожидкостного гасителя колебаний и упругих элементов в виде специально созданных зигзагообразных пружин для снижения виброактивности на борту КА;

4. Выбрать рациональные проектно-конструкторские решения для специально созданных зигзагообразных пружин с различными вариантами ослабленных участков с учётом напряжённо-деформированного состояния;

5. Провести экспериментальные исследования с целью уменьшения амплитуд вибрационных возмущений в диапазоне частот вращения системы с подвижными массами с оценкой эффективности магнитожидкостной системы виброизоляции.

**Объектом исследования** является система с подвижными массами КА, оснащённая магнитожидкостной системой виброизоляции. В работе выбран исполнительный орган СУОС в виде бесконтактного ДМ постоянного тока с датчиками Холла типа «ДМ14-120» с частотой вращения ротора до 6000 об/мин.

**Предметом исследования** является определение параметрических характеристик динамической системы с подвижными массами КА с магнитожидкостной системой виброизоляции.

### **Научная новизна работы**

1. Разработан метод снижения виброактивности на борту КА за счёт применения магнитожидкостной системы виброизоляции, позволяющей значительно уменьшить амплитуды вибрационных возмущений, приходящих от систем с подвижными массами в условиях эксплуатации КА;

2. Исследованы новые проектно-конструкторские решения для упругих элементов конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции, направленные на снижение разницы между частотами первых тонов собственных колебаний системы с использованием специально созданных зигзагообразных пружин, которые позволяют повысить точность настройки магнитожидкостного гасителя колебаний на заданную частоту для достижения эффективного виброгашения;

3. Определены рациональные физико-геометрические характеристики применительно к специально созданным зигзагообразным пружинам с ослабленными участками в виде круглых и квадратных отверстий и без них, позволяющих свести частоты первых тонов собственных колебаний магнитожидкостной системы виброизоляции с учётом требования к напряжённо-деформированному состоянию пружин.

**Теоретическая значимость работы** заключается в разработке нового аналитического подхода к снижению виброактивности на борту КА, основанного на сведении частот первых тонов собственных колебаний магнитожидкостной системы виброизоляции с упругими элементами в виде специально созданных зигзагообразных пружин с ослабленными участками, выполненными в виде круглых и квадратных отверстий. Основные теоретические результаты могут служить основой для дальнейших исследований в области теории виброзащиты и разработки теоретических и практических рекомендаций по созданию новых демпфирующих устройств и систем виброизоляции в целом.

**Практическая значимость работы** заключается в возможности применения предложенной магнитожидкостной системы виброизоляции с зигзагообразными пружинами, оснащёнными круглыми и квадратными отверстиями, для снижения силомоментных воздействий от систем с подвижными массами, влияющих на работу прецизионных приборов и аппаратуры во время эксплуатации КА.

Результаты проведённых экспериментально-математических исследований апробированы в проекте «Многокритериальная оптимизация параметров систем космических аппаратов с использованием современных технологий экспериментального и цифрового моделирования», выполненном в 2023-2025 годах в рамках

государственного задания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (ФСФР-2023-0007).

Полученные результаты учтены при разработке и исследовании динамических процессов средств разделения в составе многоразовой ракеты носителя сверхлёгкого класса типа «Иркут». Данные работы выполнены в рамках научно-исследовательской работы «Разработка систем разделения в составе перспективной ракеты-носителя», реализуемого на базе Центра космических технологий Московского авиационного института.

Основные результаты и положения диссертационной работы использованы в учебном процессе кафедры 601 «Космические системы и ракетостроение» и при разработке рабочих программ по дисциплинам «Проектно-динамический анализ функционирования космических аппаратов», «Динамика космических аппаратов», «Динамика летательных аппаратов», «Основы проектирования космических аппаратов», «Основы проектирования летательных аппаратов», «Spacecraft Dynamics» и «Aircraft Dynamics» для подготовки бакалавров, магистров и специалистов по направлениям 24.03.01 «Ракетные комплексы и космонавтика», 24.04.01 «Ракетные комплексы и космонавтика» и 24.05.01 «Проектирование, производство и эксплуатация ракет и ракетно-космических комплексов», что подтверждается **соответствующими актами реализации**.

### **Методология и методы исследования**

Методологическую основу исследования составили научные труды отечественных и зарубежных учёных в области проектирования, конструирования и испытания элементов подконструкций КА, позволяющих снизить воздействие вибрационных возмущений, возникающих в процессе работы систем с подвижными массами КА.

Информационными источниками научного исследования являются научные публикации в виде данных и сведений из отечественных и зарубежных изданий: книг, научных статей, научных докладов, материалов научных конференций, патентов на изобретения и на полезные модели, современных профессиональных баз данных и информационных справочных систем информационно телекоммуникационной сети «Интернет».

Для определения технических характеристик и выявления динамических параметров применены передовые методы вибродиагностики с использованием электродинамической испытательной установки трехосевой одновременной вибрации TS-2000-4H производства IMV Corporation, а также методы математического моделирования посредством специально разработанных программно-алгоритмических обеспечений на базе пакетов MATLAB, SolidWorks и ANSYS Workbench.

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

1. Метод снижения виброактивности на борту КА, основанный на применении магнитожидкостной системы виброизоляции;
2. Проектно-конструкторские решения для упругих элементов конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции, включающие использование специально созданных зигзагообразных пружин различной конфигурации;
3. Разработанная модель магнитожидкостной системы виброизоляции с зигзагообразными пружинами с ослабленными участками, выполненными в виде круглых и квадратных отверстий. При этом целесообразность применения данных пружин в конструкции подтверждена результатами проведённых математических исследований;

4. Экспериментальная аprobация магнитожидкостной системы виброизоляции, направленная на оценку эффективности в снижении возмущающих сил и моментов, возникающих в системах с подвижными массами.

#### **Степень достоверности полученных результатов**

Достоверность полученных результатов и заключений подтверждается конкретной формулировкой основных положений проведённых исследований, использованием formalизованных описаний и применением фундаментальных методов анализа в сочетании с экспертными оценками. Экспериментальные исследования проведены в лаборатории исследований конструкционной прочности материалов института № 6 «Аэрокосмический» Московского авиационного института (национального исследовательского университета) на электродинамической испытательной установке трехосевой одновременной вибрации TS-2000-4Н производства IMV Corporation.

#### **Личный вклад автора**

В диссертационной работе представлены результаты исследований, проведённых при непосредственном участии автора в ходе научной деятельности. Исследования включают методологические основы разработки нового метода определения рациональной частоты гашения магнитожидкостной системы виброизоляции, а также анализ и осуществление экспериментально-математического подтверждения полученных результатов. Все полученные результаты нашли отражение в положениях, выносимых на защиту, что обеспечивает целостность и научную обоснованность диссертационной работы.

#### **Соответствие паспорту специальности**

Диссертационная работа соответствует специальности 2.5.13. «Проектирование, конструкция, производство, испытания и эксплуатация летательных аппаратов», так как в ней находят отражение следующие пункты паспорта специальности:

п. 1. Разработка методов проектирования и конструирования, математического и программно-алгоритмического обеспечения для выбора оптимальных облика и параметров, компоновки и конструктивно-силовой схемы, агрегатов и систем ЛА, с учётом особенностей технологии изготовления, отработки и испытаний, механического и теплового нагружения, взаимосвязи ЛА с наземным комплексом и стартовым оборудованием, неопределённости проектных решений. Разработка методов и алгоритмов обеспечения контроля и обеспечения эффективности применения ЛА в процессе эксплуатации;

п. 3. Создание и отработка принципиально новых конструктивных решений выполнения узлов, систем и ЛА в целом, наземных комплексов и стартового оборудования. Исследование их характеристик и оценка перспектив применения.

#### **Аprobация работы**

Результаты, изложенные в диссертационной работе, доложены и обсуждены на следующих всероссийских и международных научных конференциях:

- Авиация и космонавтика – ноябрь 2024 г.;
- Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения (HSTD) – август 2024 г.;
- Innovative Technologies of the XXI-st Century – апрель 2024 г.;
- Aviation and Cosmonautics: Aerospace Heritage – декабрь 2023 г.

Содержание диссертации изложено в 25 публикациях, из них 8 статей в журналах Перечня ВАК по специальности 2.5.13, 5 статей в изданиях, входящих в международные базы данных WoS и Scopus, 7 тезисов докладов на всероссийских и международных

научных конференциях, 5 изданных в установленном порядке учебных пособий.

### **Структура и объём диссертации**

Диссертационная работа состоит из введения, трёх глав и заключения, списка литературы, списка сокращений и условных обозначений, и приложение. Общий объём диссертационной работы составляет 147 страниц машинописного текста, включая 84 рисунка и 4 таблицы. Список публикаций и использованных источников включает 170 наименований.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы исследования, раскрыта степень разработанности темы, сформулированы объект и предмет исследования, а также цель диссертационной работы и задачи, которые необходимо решить для достижения поставленной цели, отмечаются научная новизна, теоретическая и практическая значимости проведённых исследований. Перечислены методы исследования и положения, выносимые на защиту, обоснована достоверность исследования, представлена апробация работы на конференциях и публикации, в которых изложены основные научные результаты, а также отмечен личный вклад автора и соответствие темы диссертации паспорту специальности.

**В первой главе** рассмотрены основные источники вибрационных возмущений, действующих на элементы конструкций российских и зарубежных КА, оснащённых оптико-электронной прецизионной аппаратурой различного целевого назначения. Проведён обзор и анализ научных исследований, посвящённых разработке и совершенствованию демпфирующих устройств и систем виброизоляции на основе различных вязкоупругих материалов.

**В второй главе** выполнено исследование воздействия вибрационных возмущений, поступающих от конструкций ДМ, на функционирование КА, оснащённых оптико-электронной прецизионной аппаратурой. Объектом анализа стали условия эксплуатации КА, оборудованных многоспектральными сканирующими системами низкого и сверхнизкого разрешения, к которым относятся КА типов «Метеор-М», «Электро-Л», «MetOp», и «GOES-R».

При проектировании КА с оптико-электронной прецизионной аппаратурой значительное внимание уделяется анализу взаимного позиционирования и кинематических характеристик конструктивных элементов модулей, функционирующих в видимом и инфракрасном диапазонах в составе многоспектральных сканирующих систем, которые обеспечивают комплексную съёмку всей видимой поверхности Земли.

Процесс сканирования осуществляется в диапазоне от 6 до 10 спектральных каналов при следующих параметрах пространственного разрешения в зависимости от диапазона наблюдения: видимый диапазон: пространственное разрешение составляет порядка  $1,0 \cdot 10^3$  м; инфракрасный диапазон: для КА типов «Электро-Л» и «Метеор-М» – порядка  $4,0 \cdot 10^3$  м, а для КА типов «MetOp» и «GOES-R» – порядка  $1,0 \cdot 10^4$  м.

На Рисунке 1 представлена специфика проявления геометрических искажений в получаемых изображениях поверхности Земли при функционировании многоспектральной сканирующей системы в видимом диапазоне. Данные искажения рассматриваются на примере эксплуатации ДМ, расположенных в составе КА типа «Электро-Л», которые получены из открытых источников АО «НПО «Лавочкина» и АО ОКБ «Планета».

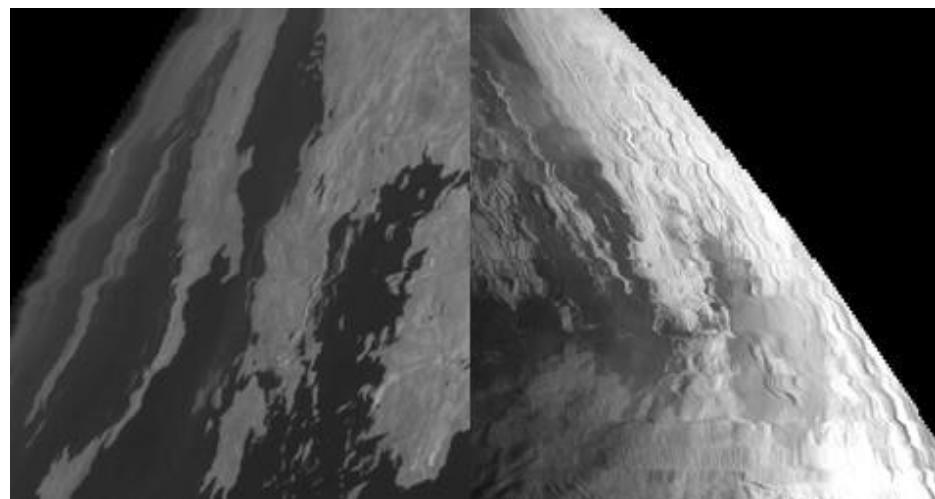


Рисунок 1 – Геометрические искажения на изображениях поверхности Земли, полученных модулем видимого диапазона

Из Рисунка 1 видно, что искажения имеют вид горизонтальных волн растяжения-сжатия и занимают не все изображения, а следуют группами по 5-10 волн, между которыми искажения минимальны. Амплитуда колебаний может доходить до 10-15 элементов разрешения ( $1,0' - 1,5'$ ). В среднем около 3-5 элементов разрешения.

Далее представлен алгоритм разработки математической модели оценки качества изображений, получаемых многоспектральной сканирующей системы в видимом диапазоне. Сначала проведён расчёт стабилизированных угловых колебаний по трём осям, которые поступают на посадочное место данной аппаратуры в процессе работы ДМ. Данный расчёт осуществлялся с использованием следующей формулы:

$$\dot{\omega}_i = \sum_{k=1}^4 W_{i,k} \sin(2\pi f_k t), \quad (1)$$

где  $\dot{\omega}_i$  – проекции стабилизированных угловых ускорений аппаратуры на  $i$ -ой оси,  $\text{рад}/\text{с}^2$ ;  $W_{i,k}$  – проекции амплитуд угловых ускорений колебаний аппаратуры, соответствующие частоте вращения ротора  $k$ -го ДМ, которые получены из открытых источников НПО «Лавочкина» и ОКБ «Планета»,  $\text{рад}/\text{с}^2$ ;  $f_k$  – частота вращения ротора  $k$ -го ДМ,  $\text{рад}/\text{с}$ ;  $t$  – время сеанса;  $i = x, y, z$ ;  $k = 1, 2, 3, 4$ .

Для выявления зависимости вероятности возникновения искажений на изображениях от частоты вращения роторов ДМ и, соответственно, для определения тех частот, при которых вероятность появления искажений наиболее высока, проведена обработка полученных данных с использованием метода наименьших квадратов. В результате чего определены коэффициенты влияния угловых колебаний и множители усиления для каждого ДМ.

Общая формула полученной математической модели имеет вид:

$$y_k = f_k(\omega) + \frac{\sum(y_k \cdot \dot{\omega})}{\sum(\dot{\omega}^2)} \cdot \dot{\omega} \cdot M, \quad (2)$$

где  $y_k$  – телеметрическая информация, включающая количественные данные по качественным и неудовлетворительным результатам;  $f_k(\omega)$  – функция зависимости от частоты вращения ротора  $k$ -го ДМ;  $\dot{\omega}$  – суммарное стабилизированное угловое ускорение аппаратуры по трём осям,  $\text{рад}$ ;  $M$  – множитель усиления влияния угловых ускорений.

Конкретизация математической модели (2) для каждого ДМ имеет вид:

$$\begin{aligned}
 \text{ДМ №1: } & y_{\text{ДМ1}} = -0,015f_1^2 + 0,35f_1 + 1,2 + 0,05\dot{\omega}_1(1 + 0,01f_1); \\
 \text{ДМ №2: } & y_{\text{ДМ2}} = -0,02f_2^2 + 0,5f_2 + 0,8 + 0,07\dot{\omega}_2(1 + 0,02f_2); \\
 \text{ДМ №3: } & y_{\text{ДМ3}} = -0,012f_3^2 + 0,28f_3 + 1,5 + 0,04\dot{\omega}_3(1 + 0,008f_3); \\
 \text{ДМ №4: } & y_{\text{ДМ4}} = -0,018f_4^2 + 0,42f_4 + 0,9 + 0,06\dot{\omega}_4(1 + 0,012f_4).
 \end{aligned} \quad (3)$$

В результате вычислений по формуле (3) получено 470 хороших и 73 неудовлетворительных результата, характеризующих как качественные, так и искажённые изображения, которые представлены на Рисунке 2.

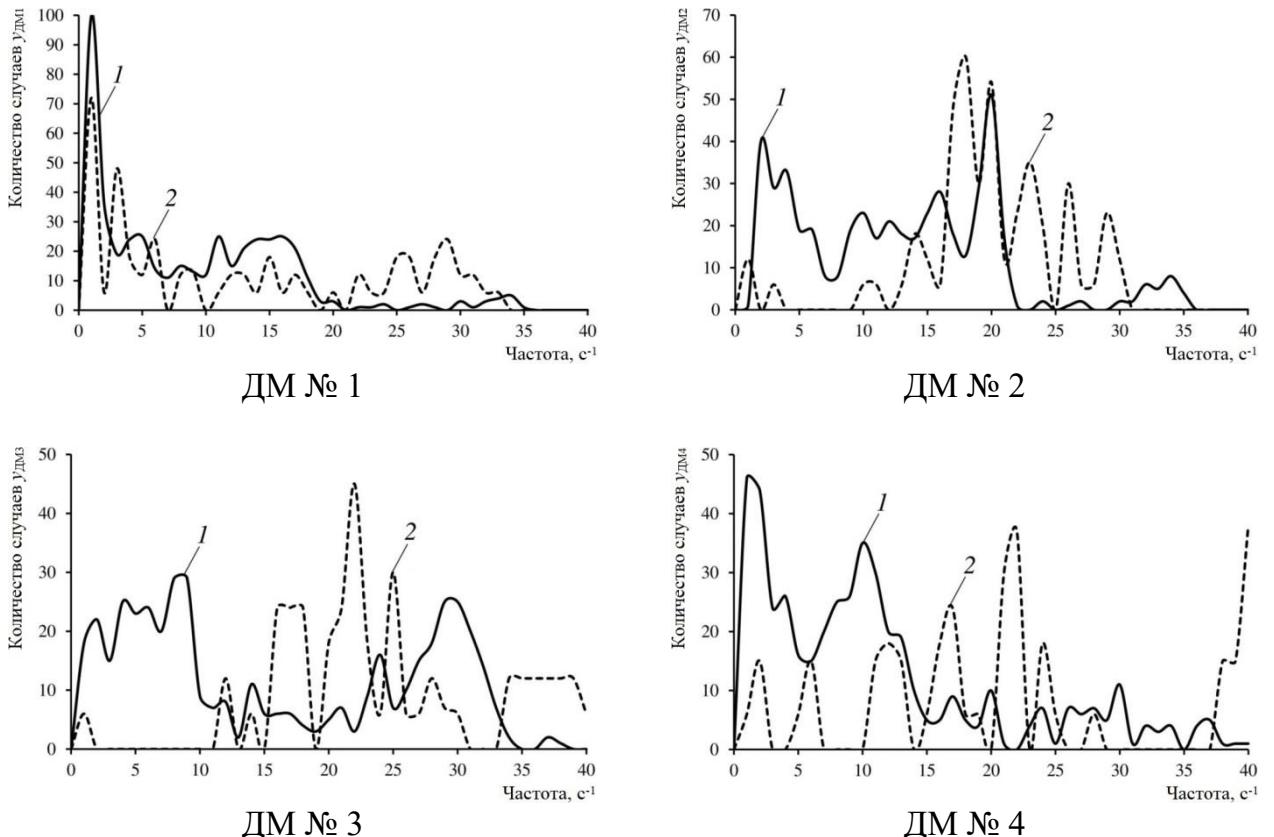


Рисунок 2 – Зависимость вероятности получения качественных (1) и искажённых (2) изображений от частоты вращения ротора

Из анализа телеметрической информации следует, что в диапазоне частот вращения от 15,0 до 40,0 с<sup>-1</sup> высока вероятность не только искажения, но и отсутствия качественных изображений.

Амплитуда колебаний по одной оси, возбуждаемых одним ДМ, не превышает 0,09", а суммарное действие четырёх ДМ не превосходит 0,27". Таким образом, придём к заключению, что амплитуда колебаний сканирующего устройства, вызванных работой ДМ, не превысит 0,3" по каждой из осей.

Увеличение с течением времени количества сеансов, в рамках которых происходят колебательные искажения, обусловлено повышением добротности резонирующего элемента вследствие длительного вибрационного воздействия на крепление элемента, что не позволяет проводить съёмку заданной территории.

Основными источниками виброактивности ДМ с частотой вращения ротора до 6000 об/мин являются следующие факторы:

Электромагнитные возмущающие силы, которые возникают в воздушном зазоре

между ротором и статором ДМ при наличии гармонических составляющих с амплитудами в диапазоне частот от 0 до  $1,0 \cdot 10^2$  с<sup>-1</sup>. Электромагнитные возмущения способны передаваться на элементы конструкций КА и вызывать нежелательные механические колебания в процессе эксплуатации.

Для решения данной проблемы существует возможность увеличения воздушного зазора между статором и ротором, что приводит к уменьшению электромагнитных возмущающих сил. Однако данный подход является неприемлемым, поскольку может вызвать изменение рациональных значений электромагнитных параметров, которые зависят от частоты вращения ротора, технологических дефектов изготовления и энергетических характеристик ДМ. Таким образом, требуется поиск альтернативных методов снижения вибрации, которые не будут негативно влиять на основные рабочие характеристики системы.

Механические возмущающие силы, которые возникают из-за циклического изменения жёсткости шарикоподшипников при вращении ротора ДМ, вызываемого местными неровностями элементов шарикоподшипников и посадочных мест и вследствие волнистости. Волнистость может возникать из-за технологических операций при изготовлении и остаточных напряжений после термообработки. Частоты собственных колебаний из-за волнистости зависят не только от кинематики шарикоподшипников, но и от порядка волнистости.

Одним из эффективных методов снижения возмущающих сил от подшипникового узла является выбор шарикоподшипников с наименьшими отклонениями беговых дорожек колец от окружности. Сумма отклонений на беговых дорожках и отклонений в результате перекоса и несоосностей посадочных мест не должны превышать  $1,5 \cdot 10^{-6}$  м.

Альтернативный метод снижения таких возмущений предполагает использование магнитных подшипников, которые практически не вызывают микровибраций благодаря низкому коэффициенту трения и становятся более тяжёлыми подшипниками качения, поэтому целесообразно используются при высоких скоростях вращения. Несмотря на значительные преимущества, магнитные подшипники характеризуются высокой стоимостью производства и сложностью проектирования. Более того, эксплуатационные характеристики магнитных подшипников ограничиваются наличием различных видов энергетических потерь: потеря железа, потеря на гистерезис, потеря на вихревые токи и аэродинамических потерь. Указанные факторы существенно сужают сферу практического применения данной технологии в различных отраслях промышленности.

Механическая несбалансированность ротора, которая может быть вызвана статическим и динамическим дисбалансами, связанными со смещением центра масс ротора от оси вращения и с угловым смещением ротора на ось вращения, соответственно. В общем случае вибрации ввиду дисбаланса ротора является самой большой и их амплитуда пропорциональна квадрату скорости вращения ротора, а частота равна частоте вращения ротора.

Статический и динамический дисбалансы вызывают на опорах одинаковые по значению и совпадающие или противоположные по фазе вибрации, что приводит к образованию возмущающих сил и моментов при вращении ротора. Для того, чтобы минимизировать воздействия дисбаланса на конструкцию КА, на этапе производства ДМ балансируются поставщиком в соответствии со спецификациями по дисбалансу, установленными Заказчиком.

В целях уменьшения статического и динамического дисбалансов ДМ, и, соответственно, вывода ДМ из режима насыщения и возврата в начальное рабочее состояние во многих КА осуществляется разгрузка 1-2 раза за сутки, которая является

периодическим включением двигателей стабилизации с целью снижения накопленного кинетического момента КА вместе с ДМ. Основные недостатки данного метода заключаются в том, что регулярное включение двигателей стабилизации требует дополнительного расхода рабочего тела, что сокращает общий ресурс работы системы.

Анализ перечисленных выше методов снижения виброактивности ДМ показывает необходимость сложных технологических расчётов и аналитических исследований. Разработка ДМ с оптимальной виброактивностью, соответствующей требованиям Заказчика, требует строгого соблюдения точности работы прецизионной аппаратуры КА, что приведёт к дополнительным экономическим затратам, несоразмерным стоимости данных систем. Поэтому дальнейшие исследования направлены на создание более универсального и легкореализуемого метода снижения виброактивности за счёт применения демпфирующих устройств.

**В третьей главе** проведены комплексные исследования магнитожидкостной системы виброизоляции. Математические исследования позволили решить задачу о статическом и динамическом нагружении упругих элементов конструкции. Экспериментальная часть посвящена оценке эффективности системы виброизоляции для снижения силомоментных воздействий от системы с подвижными массами.

На Рисунке 3 представлена схема усовершенствованной модели магнитожидкостной системы виброизоляции.

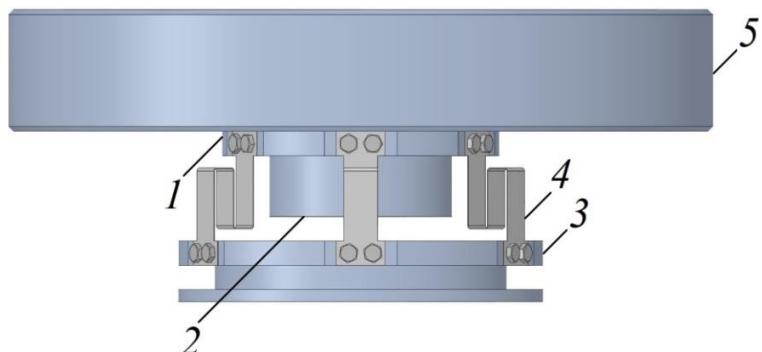


Рисунок 3 – Схема модели магнитожидкостной системы виброизоляции: 1 – верхнее основание; 2 – магнитожидкостный гаситель колебаний; 3 - нижнее основание; 4 – зигзагообразная пружина; 5 – полезная нагрузка

Конструкция системы виброизоляции состоит из следующих элементов: верхнее и нижнее основания; упругие элементы в форме зигзагообразных пружин, включающие пять изотропных пластин прямоугольной формы из стали 60С2А (Рисунок 4); магнитожидкостный гаситель колебаний, закрепленный к одному из оснований; вибровозбуждающая подвижная масса, размещенная на том же основании.

При разработке модели магнитожидкостной системы виброизоляции уделено особое внимание тому, чтобы частоты первых тонов собственных колебаний нагруженных пружин с подвижной массой имели разброс величин не более  $0,5 \dots 1,0 \text{ c}^{-1}$  для точной настройки магнитожидкостного гасителя колебаний. Следует отметить, что при установке системы виброизоляции пружины должны быть расположены таким образом, чтобы не мешать другим подконструкциям на борту КА.

Для осуществления подхода к представлению критериальных показателей для прочности и жёсткости относительно тонов колебаний в системе «объект испытаний – виброизолятар» введён термин «показатель динамической устойчивости», который характеризует взаимосвязь между прочностью и жёсткостью конструкции одновременно и имеет формулу:

$$\gamma = \frac{\sigma_{0,2} - \sigma_{\max}}{\sigma_{0,2}} \cdot \Delta f_1, \quad (4)$$

где  $\sigma_{0,2}$  – предел текучести материала пружины, Па;  $\sigma_{\max}$  – максимальное эквивалентное напряжение в пружинах, Па;  $\Delta f_1$  – разность частот первых тонов собственных колебаний в трёх взаимно-перпендикулярных осях в исследуемой системе виброизоляции,  $\text{с}^{-1}$ .

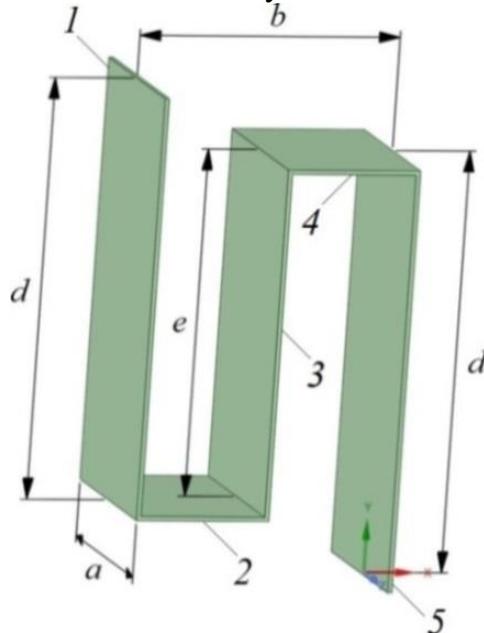


Рисунок 4 – Общий вид зигзагообразной пружины с геометрическими характеристиками

В соответствии с классической теорией упругости при определённых допущениях 3D-задача о растяжении и сжатии пружин под действием нагрузок, приложенных к поверхностям, может быть представлена в виде системы уравнений, состоящей из:

– геометрических соотношений:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}; \quad \varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z}. \quad (5)$$

– физических соотношений:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\sigma_{xx}}{E} - \left( \frac{\mu}{E} \right) \cdot \sigma_{yy} - \left( \frac{\mu}{E} \right) \cdot \sigma_{zz}; \\ \varepsilon_y &= \frac{\sigma_{yy}}{E} - \left( \frac{\mu}{E} \right) \cdot \sigma_{xx} - \left( \frac{\mu}{E} \right) \cdot \sigma_{zz}; \\ \varepsilon_z &= \frac{\sigma_{zz}}{E} - \left( \frac{\mu}{E} \right) \cdot \sigma_{xx} - \left( \frac{\mu}{E} \right) \cdot \sigma_{yy}, \end{aligned} \quad (6)$$

$$k_x = \frac{F_x}{\varepsilon_x}; \quad k_y = \frac{F_y}{\varepsilon_y}; \quad k_z = \frac{F_z}{\varepsilon_z}, \quad (7)$$

где  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  – деформации пружины, м;  $u_x, u_y, u_z$  – перемещения точек пружины, м;  $k_x, k_y, k_z$  – коэффициенты жёсткости пружины;  $F_x, F_y, F_z$  – силы упругости пружины;  $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$  – максимальные нормальные эквивалентные напряжения при растяжении и сжатии пружины;

$$\sigma_{xx} = \frac{F_{x, \text{кри}}}{n \cdot S_{\text{п}}}; \quad \sigma_{yy} = \frac{F_{y, \text{кри}}}{n \cdot S_{\text{п}}}; \quad \sigma_{zz} = \frac{F_{z, \text{кри}}}{n \cdot S_{\text{п}}}; \quad F_{i, \text{кри}} \quad \text{– критическая сила}$$

нагружения пружины вдоль  $i$ -ой оси,  $H$ ;  $F_{i,\text{крн}} = \left[ \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{i,\min}}{(\Delta l)^2 \cdot k_3 \cdot n_{\Pi}} \right] \cdot \frac{1}{(1-\mu)^2}$ ;  $i = x, y, z$ ;  $E$  – модуль упругости материала пружины, Па;  $\mu$  – коэффициент Пуассона материала пружины;  $n$  – коэффициент безопасности;  $I_{i,\min}$  – минимальный момент инерции пружины вдоль  $i$ -ой оси,  $\text{kг}\cdot\text{м}^2$ :  $I_{i,\min} = \sum_{j=1}^5 \frac{I_{ij,\min}}{5}$ ;  $I_{ij,\min}$  – минимальный момент инерции  $j$ -ой пластины вдоль  $i$ -ой оси,  $\text{kг}\cdot\text{м}^2$ :  $I_{xj,\min} = I_{zj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{6}$ ;  $I_{yj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{12}$ ;

$j = 1, 2, 3, 4, 5$  – номер упругих изотропных пластин прямоугольной формы, представленных на Рисунке 4;  $m_j$  – масса  $j$ -ой пластины, кг:  $m_1 = m_5 = (a \cdot d \cdot c) \cdot \rho$ ;  $m_2 = m_4 = (a \cdot b / 2 \cdot c) \cdot \rho$ ;  $m_3 = (a \cdot e \cdot c) \cdot \rho$ ;  $\rho$  – плотность материала пружины,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $l_j$  – длина  $j$ -ой пластины, м;  $c$  – толщина  $j$ -ой пластины, м;  $S_{\Pi}$  – площадь пружины,  $\text{м}^2$ :  $S_{\Pi} = (2d + 2c) \cdot (2d + b + e)$  (см. Рисунок 4);  $\Delta l$  – суммарная длина пружины, м:  $\Delta l = 2d + b + e$  (см. Рисунок 4);  $k_3$  – коэффициент закрепления пружины;  $n_{\Pi}$  – количество пружин в конструкции системы виброзоляции.

Частота первых тонов собственных колебаний равномерно нагруженных пружин вдоль  $i$ -ой оси может быть представлена в виде:

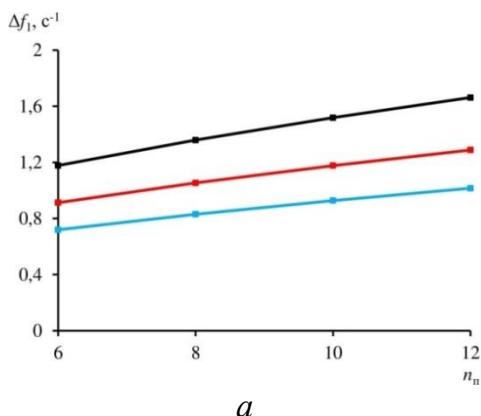
$$f_{i1} = \frac{C_i}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_{\Pi}}}, \quad (8)$$

где  $C_i$  – эмпирический коэффициент, зависящий от упруго-диссипативных и физико-геометрических характеристик пружин:  $C_x = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2 \cdot \sin \beta}$ ;  $C_y = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2}$ ;

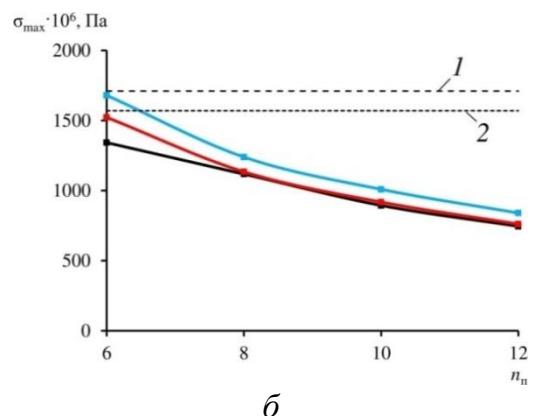
$$C_z = \frac{\mu}{K_1 \cdot K_2 \cdot \cos \beta}; \quad K_1 = 1 + \frac{c}{n_{\Pi} \cdot (2d + b + e)}; \quad K_2 = 1 + 0,02 \frac{G}{G_0}; \quad G – \text{модуль сдвига, Па: } G = \frac{E}{2(1+\mu)};$$

$G_0$  – справочное значение модуля сдвига для материала согласно ГОСТ 14959-2016, Па;  $\beta$  – угол наклона пружины, рад;  $m_{\Pi}$  – масса полезной нагрузки, кг;  $i = x, y, z$ .

Далее проведены математические исследования пружин с использованием специального разработанного программно-алгоритмического обеспечения, результаты которых представлены на Рисунке 5, где индекс 1 обозначает предел прочности, а индекс 2 – предел текучести.



$$a = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$



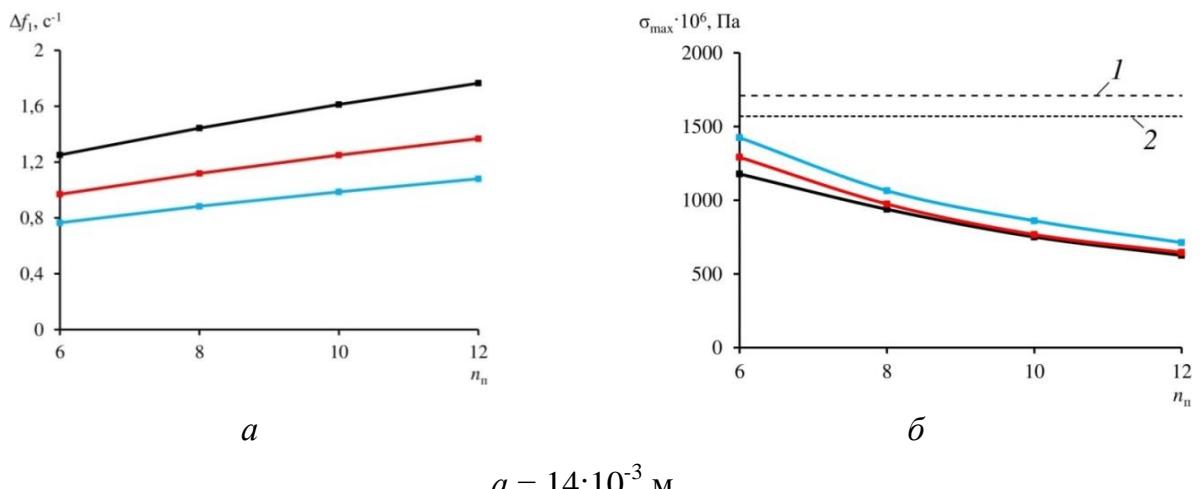


Рисунок 5 – Влияние количества пружин  $n_p$  на разность частот первых тонов собственных колебаний  $\Delta f_1$  (а) и максимальных эквивалентных напряжений  $\sigma_{\max}$  (б):  
■ —  $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; ■ —  $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; ■ —  $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Анализ зависимостей, представленных на Рисунке 5, показал, что максимальные эквивалентные напряжения снижаются при увеличении количества пружин в системе виброизоляции, в то время как разность частот первых тонов собственных колебаний возрастают из-за повышения жёсткости конструкции.

Из анализа проведённых математических исследований следует, что зигзагообразные пружины в представленной конструкции обладают различным смещением частот первых тонов собственных колебаний, при этом пружины с меньшими значениями размера  $a$  и большими значениями размера  $b$  демонстрируют большее смещение частот.

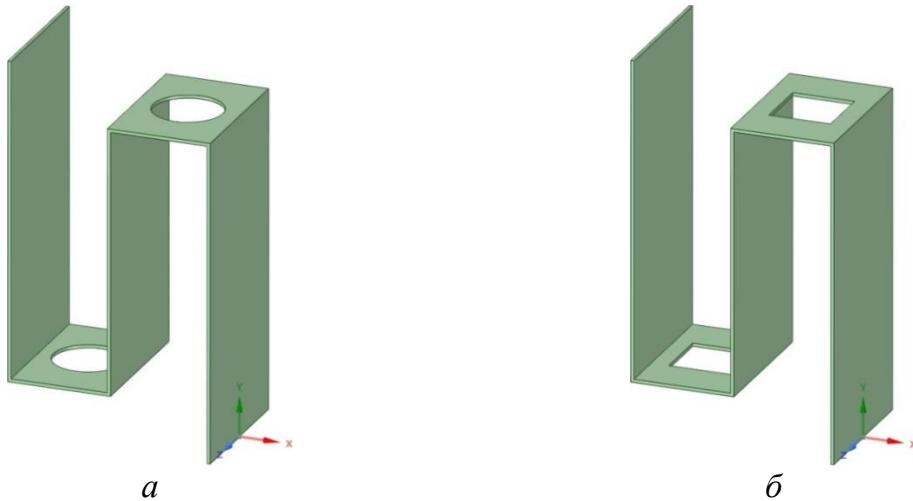


Рисунок 6 – Общий вид зигзагообразной пружины с круглыми (а) и квадратными (б) отверстиями на двух пластинах

Далее проведено аналитическое исследование пружин, пластины которых ослаблены круглыми и квадратными отверстиями, как представлено на Рисунке 6, что является одним из эффективных методов снижения жёсткости пружин и способствует уменьшению разности частот первых тонов собственных колебаний системы.

Результаты математических исследований пружин с двумя круглыми отверстиями диаметром  $6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , представлены на Рисунке 7.

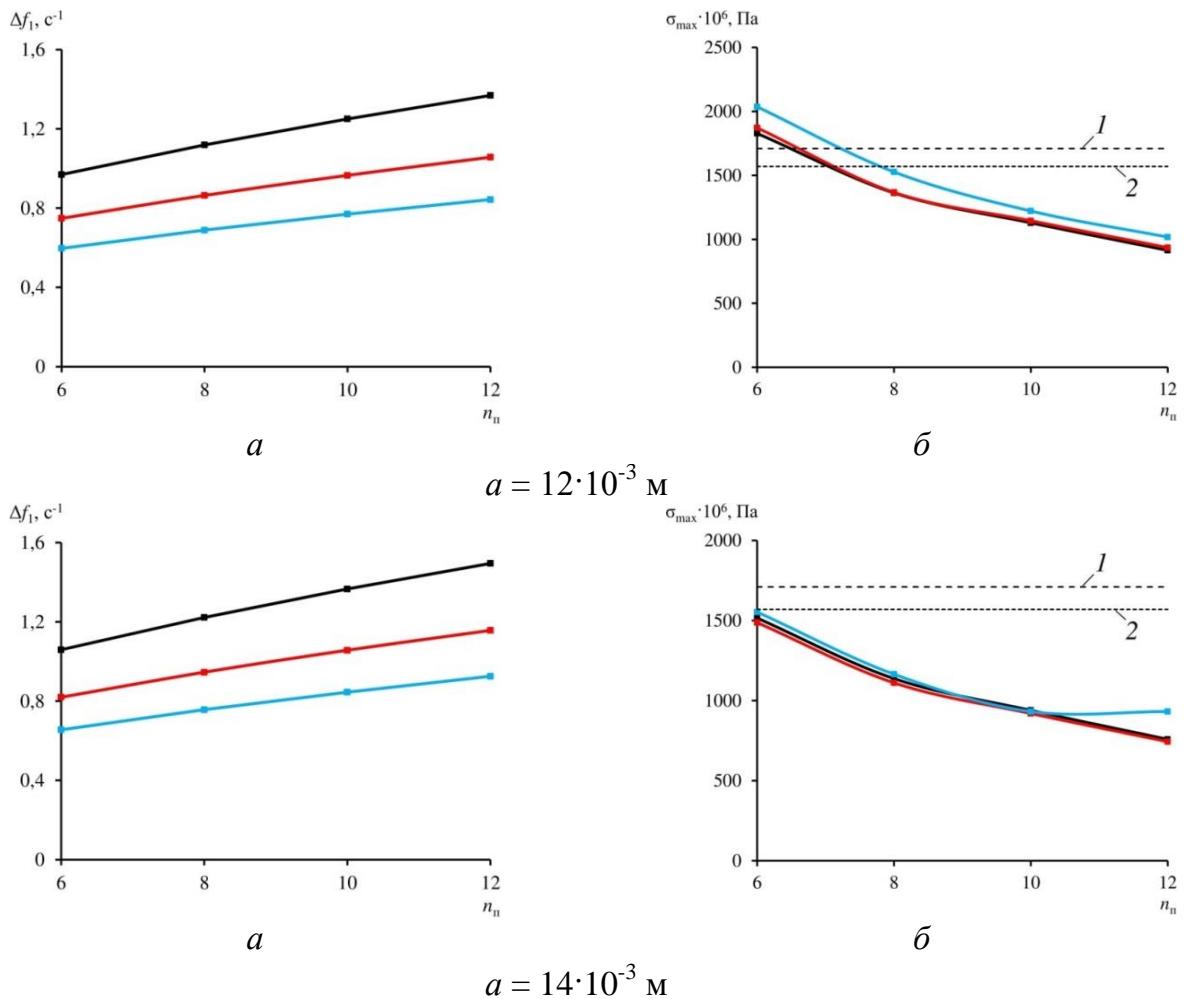


Рисунок 7 – Влияние количества пружин  $n_p$  с круглыми отверстиями на разность частот первых тонов собственных колебаний  $\Delta f_1$  (a) и максимальных эквивалентных напряжений  $\sigma_{\max}$  (б): ■ –  $b = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; ■ –  $b = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; ■ –  $b = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Исходя из анализа зависимостей, представленных на Рисунке 7, следует, что два круглых отверстия на пружинах уменьшают разность частот первых тонов собственных колебаний пружин примерно на 1,2 ... 4,6%. Максимальные эквивалентные напряжения имеют тенденцию к изменению, уменьшаясь или увеличиваясь в среднем от 2,7 до 9,6%.

Следует отметить, что при ослаблении пластин отверстиями круглой и квадратной формы происходит существенное снижение минимального момента инерции. Для системы пластин, входящих в состав зигзагообразных пружин, данное снижение представляется следующим образом:

$$\text{– в случае круглых отверстий: } I_{yj,\min} = I_{qj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{6} - \frac{m_r \cdot (r^2 + c^2)}{32}; \quad I_{yj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{12} - \frac{m_r \cdot (r^2 + c^2)}{32}.$$

Здесь  $m_r$  – масса вырезанного круга, кг:  $m_r = \pi \cdot r^2 \cdot \rho \cdot c$ ;  $r$  – радиус круга, м.

$$\text{– в случае квадратных отверстий: } I_{yj,\min} = I_{qj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{6} - \frac{m_q \cdot (q^2 + c^2)}{12}; \quad I_{yj,\min} = \frac{m_j \cdot (l_j^2 + c^2)}{12} - \frac{m_q \cdot (q^2 + c^2)}{12}.$$

Здесь  $m_q$  – масса вырезанного квадрата, кг:  $m_q = q^2 \cdot \rho \cdot c$ ;  $q$  – сторона квадрата, м.

Результаты математических исследований, основанных на изучении пружин с квадратными отверстиями размером  $5,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , представлены на Рисунке 8. Размер квадратных отверстий подобран таким образом, чтобы он соответствовал площади поперечного сечения пружин с круглыми отверстиями.

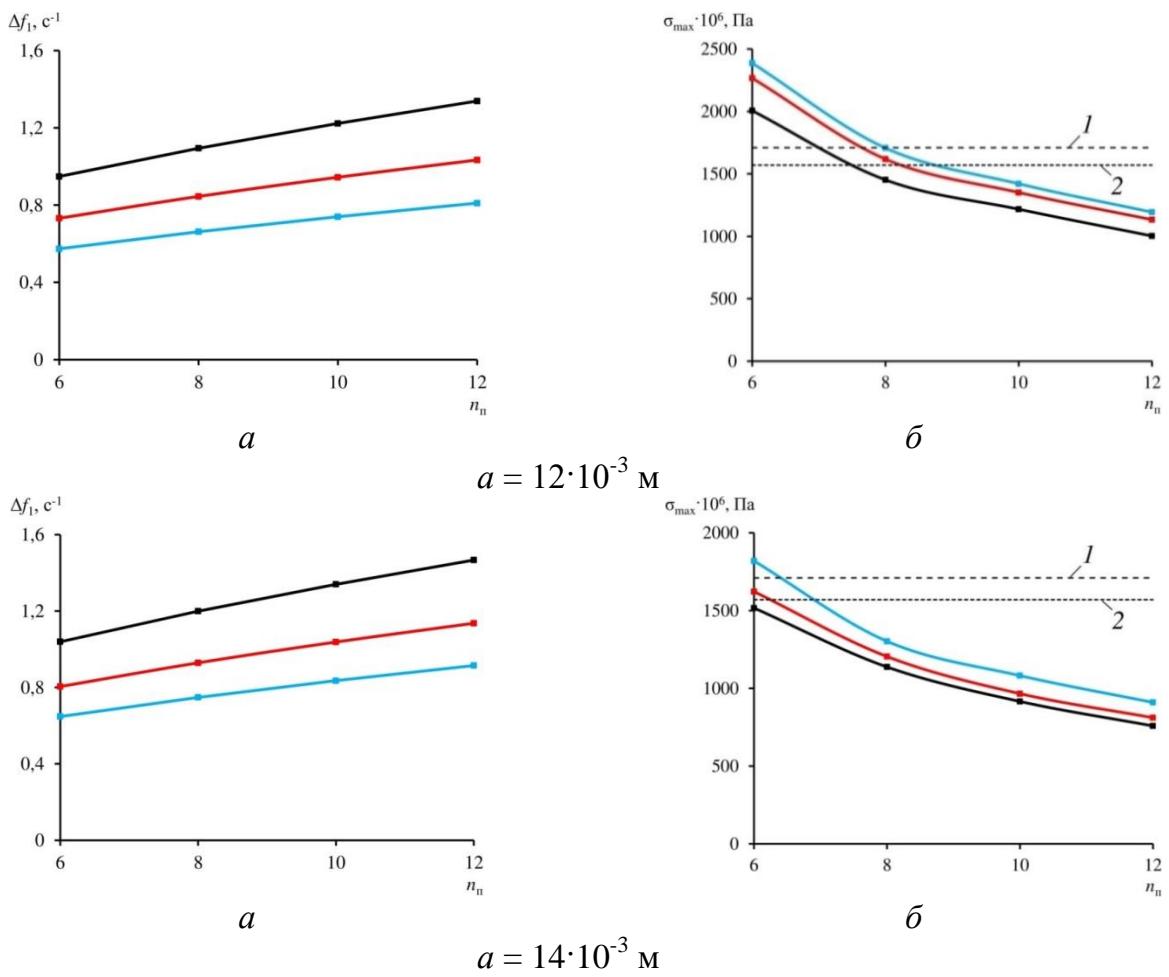


Рисунок 8 – Влияние количества пружин  $n_{\text{п}}$  с квадратными отверстиями на разность частот первых тонов собственных колебаний  $\Delta f_1$  (а) и максимальных эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{max}}$  (б): ■ –  $b = 14 \cdot 10^{-3}$  м; ■ –  $b = 16 \cdot 10^{-3}$  м; ■ –  $b = 18 \cdot 10^{-3}$  м

Из анализа результатов математических исследований, представленных на Рисунке 8, следует, что два квадратных отверстия на пружинах уменьшают разность частот первых тонов собственных колебаний пружин примерно на 2,35 ... 5,45%. В некоторых случаях это делает квадратные отверстия более эффективными для уменьшения жёсткости пружин по сравнению с круглыми отверстиями. Кроме того, максимальные значения эквивалентных напряжений демонстрируют тенденцию к изменению, уменьшаясь или увеличиваясь в среднем от 2,7 до 11,3%.

В соответствии с математическим моделированием и на основе проведённого аналитического исследования приведём наиболее рациональные конфигурации пружин:

- без отверстий:  $a = 14 \cdot 10^{-3}$  м;  $b = 18 \cdot 10^{-3}$  м;  $n_{\text{п}} = 6$ ;  $\Delta f_1 = 0,765 \text{ c}^{-1}$ ;  $\sigma_{\text{max}} = 1,420 \cdot 10^9 \text{ Па}$ ;  $\gamma = 0,073$ ;

- с круглыми отверстиями:  $a = 14 \cdot 10^{-3}$  м;  $b = 18 \cdot 10^{-3}$  м;  $n_{\text{п}} = 6$ ;  $\Delta f_1 = 0,735 \text{ c}^{-1}$ ;  $\sigma_{\text{max}} = 1,365 \cdot 10^9 \text{ Па}$ ;  $\gamma = 0,096$ ;

- с квадратными отверстиями:  $a = 14 \cdot 10^{-3}$  м;  $b = 18 \cdot 10^{-3}$  м;  $n_{\text{п}} = 6$ ;  $\Delta f_1 = 0,742 \text{ c}^{-1}$ ;  $\sigma_{\text{max}} = 1,380 \cdot 10^9 \text{ Па}$ ;  $\gamma = 0,089$ .

Результаты исследований показывают, что при круглых отверстиях показатель динамической устойчивости повышается примерно 31,5%, а при квадратных отверстиях – 22,0%, что также подтверждает эффективность решения, особенно в случае применения круглых отверстий.

Итак, решено использовать пружины с круглыми отверстиями в качестве упругих элементов конструкции для проведения дальнейших экспериментальных исследований по оценке эффективности предложенной магнитожидкостной системы виброизоляции (Рисунок 9). Для этого использован образец магнитожидкостного гасителя колебаний, настроенного на среднее значение частот первых тонов собственных колебаний пружин по трём осям ( $f_{x1} = 3,932 \text{ c}^{-1}$ ;  $f_{y1} = 4,667 \text{ c}^{-1}$ ;  $f_{z1} = 3,932 \text{ c}^{-1}$ ), которое составило  $4,3 \text{ c}^{-1}$ , для равномерного уменьшения резонансной частоты в системе виброизоляции с определённой полезной нагрузкой.

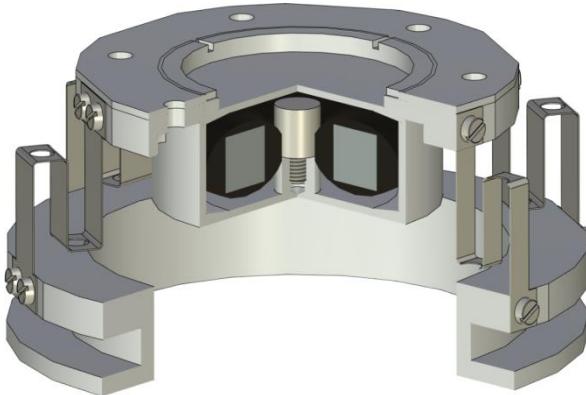


Рисунок 9 – Общий вид экспериментального образца магнитожидкостной системы виброизоляции

На Рисунке 10 представлены результаты экспериментальных исследований по оценке эффективности предложенной магнитожидкостной системы виброизоляции, установленной на двигатель-маховик типа «ДМ14-120». Возмущающие силы обозначены как  $F$ , а моменты – как  $M$ .

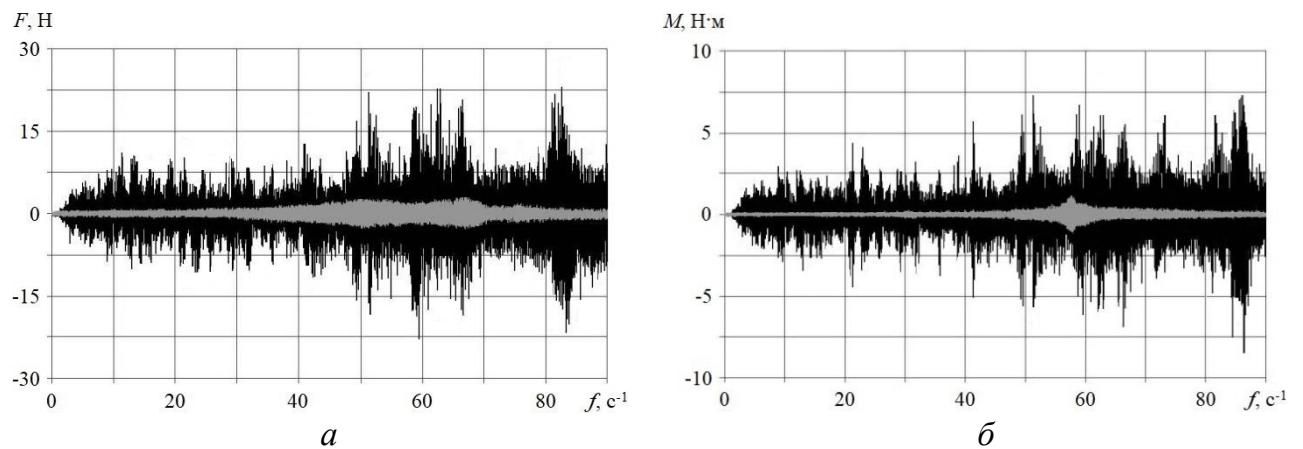


Рисунок 10 – Возмущающие силы (а) и моменты (б) при работе двигателя-маховика типа «ДМ14-120»:  
чёрная линия – без виброизоляции; серая линия – с виброизоляцией

Из Рисунка 10 видно, что при включении виброизоляции в конструкцию ДМ наблюдается снижение сил более чем в 6 раз и моментов более чем в 5,5 раз, что подтверждает эффективность применения магнитожидкостной системы виброизоляции для уменьшения возмущений, приходящих от систем с подвижными массами, на борту КА с прецизионной аппаратурой.

## **Заключение**

**Разработан метод проектирования демпфирующих устройств космических аппаратов с учётом динамических процессов по снижению виброактивности.**

**Основные новые научные результаты, полученные в диссертационной работе, заключаются в следующем:**

1. В результате проведённого анализа литературы, посвящённой проблеме виброактивности на борту космических аппаратов, выявлены существенные недостатки часто используемых в конструкции демпфирующих устройств и систем виброизоляции вязкоупругих материалов, включая металлические, полимерно-композиционные, электрореологические и пьезоэлектрические: отсутствие воспроизводимости результатов при идентичных физических параметрах, высокие резонансные частоты, значительный разброс значений коэффициента демпфирования, низкая радиационная стойкость и настройка только на одну частоту. Выявленные недостатки обусловили необходимость разработки альтернативных методов снижения виброактивности на борту космических аппаратов.

В ходе диссертационного исследования предложен и апробирован новый метод снижения виброактивности на борту космических аппаратов, основанный на применении усовершенствованной системы виброизоляции, включающей магнитожидкостный гаситель колебаний и упругие элементы в виде зигзагообразных пружин специальной конфигурации.

2. Сформулированы новые критериальные показатели и требования, предъявляемые к эффективной работе магнитожидкостной системы виброизоляции, основными из которых являются: показатель динамической устойчивости: этот показатель обеспечивает сбалансированное соотношение между прочностью и жёсткостью конструкции, позволяя системе сохранять свои функциональные характеристики при воздействии статических и динамических нагрузок; сведение частот собственных колебаний: этот показатель позволяет стремиться к сближению частот первых тонов собственных колебаний упругих элементов в конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции в трёх взаимно-перпендикулярных осях для настройки гасителя колебаний с рациональным демпфированием и, следовательно, для достижения эффективного виброгашения.

3. В результате проведённого анализа различных методов снижения виброактивности на примере на борту космических аппаратов с оптико-электронной прецизионной аппаратурой с использованием существующих и перспективных технологий установлено, что вибрационные возмущения, вызванные статическим и динамическим дисбалансами и повышенной добротностью резонирующего элемента оптико-электронной аппаратуры, не позволяют проводить съёмку заданной территории без разгрузки двигателей-маховиков и включения двигателей стабилизации, управляющих ориентацией космического аппарата во время разгрузки двигателей-маховиков. Таким образом, для космических аппаратов, оснащённых прецизионной аппаратурой, предъявляются особо жёсткие требования к уровню механических возмущений, генерируемых двигателями-маховиками. Максимально допустимые показатели дисбалансов должны составлять: для статического дисбаланса – не более  $7,0 \cdot 10^{-6}$  кг·м; для динамического дисбаланса – не более  $8,0 \cdot 10^{-7}$  кг·м<sup>2</sup>.

4. Разработаны новые проектно-конструкторские решения для упругих элементов конструкции магнитожидкостной системы виброизоляции с целью повышения эффективности при создании требуемой вибрационной обстановки на борту

космических аппаратов с прецизионной аппаратурой.

Разработанные проектно-конструкторские решения реализованы в задачах проектирования системы виброизоляции с зигзагообразными пружинами, оснащёнными круглыми и квадратными отверстиями как на всех, так и на двух пластинах, с использованием специально разработанного программно-алгоритмического обеспечения. Анализ результатов внедрения данных решений показал значительное влияние количества пружин и формы отверстий на максимальные эквивалентные напряжения и разницу в частотах первых тонов собственных колебаний по трём взаимно-перпендикулярным осям. Рациональный выбор при наличии двух отверстий не только повысило прочность конструкции на 2,7 ... 11,3% в зависимости от формы и размера отверстий, но и привело к снижению разности частот первых тонов собственных колебаний на 0,5 ... 5,45% в зависимости от формы и размера отверстий. Полученные результаты позволили облегчить настройку системы виброизоляции на необходимую частоту гашения и эффективнее адаптироваться к динамическим условиям работы систем с подвижными массами, что является основной научной новизной диссертационного исследования.

Разработанная магнитожидкостная система виброизоляции с зигзагообразными пружинами, ослабленными двумя круглыми отверстиями диаметром  $6,5 \cdot 10^{-3}$  м, экспериментально исследована, что показало превышение эффективности на 15-30% над имеющимися аналогами. В результате установлено значительное снижение воздействия вибрационных возмущений на прецизионную аппаратуру в условиях эксплуатации системы с подвижными массами типа «ДМ14-120» с установленной системой виброизоляции при частоте гашения  $4,3 \text{ c}^{-1}$ , что подтвердило результаты математических исследований выбранной конфигурации пружин с примерно 5% расхождением. В диапазоне частот до  $50,0 \text{ c}^{-1}$  возмущающие силы уменьшились примерно в 5,4 раза, а моменты – в 5,8 раз. В диапазоне частот от  $50,0$  до  $90,0 \text{ c}^{-1}$  снижение возмущающих сил и моментов составило примерно 8 раз, что также свидетельствует об эффективности разработанной системы виброизоляции в низко- и высокочастотной области.

**Перспективы дальнейшей разработки темы** состоят в следующем:

- разработке нормативных правовых, нормативно-технических и методических документов в области автомобилестроения и сейсмодинамики для строительства объектов хозяйственного назначения;

- разработке технических предложений по совершенствованию систем виброизоляции в приборостроении и судостроительной промышленности;

- применении разработанных систем на основе магнитной жидкости для защиты обитаемых космических баз от воздействия различных видов ионизирующего излучения.

**Основные научные результаты диссертации изложены в работах, опубликованных соискателем учёной степени:**

**Научные статьи в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, включённых в международные системы цитирования:**

1. Ermakov V.Yu., Tufan A., Levashkin-Leonov S.V., Biryukova M.V. Selection of rational design solutions for constructing a spacecraft magnetofluidic vibration isolation device // Aerospace Systems. – 2025. – DOI: 10.1007/s42401-025-00368-8.

2. Ermakov V.Yu., Tufan A., Firsyuk S.O. Choice of design solutions for separating the payload from the launch vehicle without using pyrotechnic elements // Aerospace Systems. – 2025. – DOI: 10.1007/s42401-025-00348-y.

3. Kurguzov A.V., Trakhman R.A., Ermakov V.Yu., **Tufan A.** Investigation of heat exchange processes in a hinge fitting based on a compliant mechanism with variable stiffness for small spacecraft // Aerospace Systems. – 2025. – DOI: 10.1007/s42401-025-00389-3.

4. Firsyuk S.O., Ermakov V.Yu., **Tufan A.**, Kurguzov A.V. A conceptual approach to ensure the reliability of separation devices for promising launch vehicles without using pyrotechnics // Aerospace Systems. – 2025. – Vol. 8. – No. 1. – P. 71-81. – DOI: 10.1007/s42401-025-00346-0.

5. Firsyuk S.O., Ermakov V.Yu., **Tufan A.**, Vasikov D.V. Development of a separation device as part of a promising launch vehicle without using pyrotechnics // Aerospace Systems. – 2025. – DOI: 10.1007/s42401-025-00347-z.

**Научные статьи в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в Перечень Высшей аттестационной комиссии Российской Федерации:**

1. Кургузов А.В., Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В. Концептуальный подход к применению в системах разделения ракет-носителей замкового устройства шарикового типа без пиротехники // Вестник Московского авиационного института. – 2024. – Т. 31. – № 4. – С. 55-64.

2. Ермаков В.Ю., Плакеев Н.А., **Туфан А.**, Миланко К.Н. Комплексный метод проектирования системы виброзащиты космических аппаратов // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2024. – Т. 28. – № 2 (104). – С. 34-41. – DOI: 10.54708/19926502\_2024\_28210434.

3. Ермаков В.Ю., Левашкин-Леонов С.В., **Туфан А.** Экспериментально математическое моделирование движителей для перспективных планетоходов // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2024. – Вып. 5 (149). – DOI: 10.18698/2308-6033-2024-5-2357.

4. Алифанов О.М., Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В., Васиков Д.В. Инновационный подход к обеспечению радиационной защиты обитаемых космических баз // Вестник Московского авиационного института. – 2023. – Т. 30. – № 4. – С. 88-97.

5. Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В., Фирсюк С.О. Математическая модель продольного движения космического аппарата на различных участках его полета // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2023. – Вып. 8 (140). – DOI: 10.18698/2308-6033-2023-8-2298.

6. Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Миланко К.Н., Фирсюк С.О. Применение пьезокерамики для подавления вибраций полезной нагрузки многорежимного космического аппарата // Инженерный журнал: наука и инновации. – 2023. – Вып. 7 (139). – DOI: 10.18698/2308-6033-2023-7-2290.

7. Бирюкова М.В., **Туфан А.**, Ермаков В.Ю. Подход к снижению виброактивностимальных космических аппаратов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2023. – № 1 (144). – С. 4–21. – DOI: 10.18698/0236-3941-2023-1-4-21.

8. Ермаков В.Ю., **Туфан А.** Проблемы, обусловленные работой систем с подвижными массами при эксплуатации // Космонавтика и ракетостроение. – 2022. – № 5(128). – С. 134-145.

**Материалы всероссийских и международных научных конференций:**

1. Левашкин-Леонов С.В., **Туфан А.**, Ермаков В.Ю. Энергонезависимая система вибропоглощения для космических систем // Тезисы 23-й Международной конференции «Авиация и космонавтика», Москва, 18-22 ноября 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 198. – URL: <https://aik.mai.ru/files/abstracts2024.pdf>.

2. Миланко К.Н., Плакеев Н.А., **Туфан А.**, Ермаков В.Ю. Исследование по

применимости сэндвич-панелей для демпфирования конструкций космических аппаратов // Тезисы 23-й Международной конференции «Авиация и космонавтика», Москва, 18-22 ноября 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 207-208. – URL: <https://aik.mai.ru/files/abstracts2024.pdf>.

3. **Туфан А.**, Козедра П.А., Ермаков В.Ю., Глотов М.К. Проектирование систем отделения полезной нагрузки от ракеты-носителя без использования пиротехнических элементов // Тезисы 23-й Международной конференции «Авиация и космонавтика», Москва, 18-22 ноября 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 222-223. – URL: <https://aik.mai.ru/files/abstracts2024.pdf>.

4. Фирсюк С.О., Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Васиков Д.В. Разработка средства разделения в составе перспективной ракеты-носителя без использования пироресурсов // Тезисы 3-й Международной научно-технической конференции «Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения», Москва, 26-30 августа 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 28-30. URL: [https://api.hstd-conference.ru/uploads/Sbornik\\_HSTD\\_2024\\_b5c1865a21.pdf](https://api.hstd-conference.ru/uploads/Sbornik_HSTD_2024_b5c1865a21.pdf).

5. Фирсюк С.О., Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Кургузов А.В. Концептуальный подход к обеспечению надежности средств разделения перспективных ракет-носителей без использования пироресурсов // Тезисы 3-й Международной научно-технической конференции «Скоростной транспорт будущего: перспективы, проблемы, решения», Москва, 26-30 августа 2024 г. – Москва: Изд-во «Перо», 2024. – С. 22-24. URL: [https://api.hstd-conference.ru/uploads/Sbornik\\_HSTD\\_2024\\_b5c1865a21.pdf](https://api.hstd-conference.ru/uploads/Sbornik_HSTD_2024_b5c1865a21.pdf).

6. **Tufan A.** Influence analysis of vibration disturbances on precision spacecraft equipment operation // Scientific and Practical Conference “Innovative Technologies of the XXI Century” (on the basis of the MAI Institute of Foreign Languages, Department I-11). Moscow, 16 April 2024.

7. **Tufan A.** Applied methods to reduce the spacecraft vibration activity // Scientific and Practical Student Conference “Aviation and Cosmonautics: Aerospace Heritage” (on the basis of the MAI Institute of Foreign Languages, Department I-11). Moscow, 11 December 2023.

#### **Учебные пособия:**

1. Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В., Фирсюк С.О. Проектно-динамический анализ функционирования космических аппаратов: учебное пособие. – Москва: Изд-во МАИ, 2024. – 96 с.: ил. – ISBN: 978-5-4316-1128-5.

2. Ермаков В.Ю., **Туфан А.**, Бирюкова М.В., Фирсюк С.О. Исследование основных параметров динамической устойчивости космических аппаратов: учебное пособие. – Москва: Изд-во МАИ, 2024. – 92 с.: ил. – ISBN: 978-5-4316-1120-9.

3. Ermakov V.Yu., **Tufan A.**, Biryukova M.V., Firsyuk S.O. Fundamentals of spacecraft dynamics. – Moscow: Izd-vo MAI, 2024. – 180 p: il. ISBN 978-5 4316-1137-7.

4. Ермаков В.Ю., **Туфан А.** Исследование динамических процессов в космических аппаратах: учебное пособие. – Москва: Изд во МАИ, 2023. – 104 с.: ил. – ISBN: 978-5-4316-1104-9.

5. Ермаков В.Ю., **Туфан А.** Динамика космических аппаратов: учебное пособие. – Москва: Изд во МАИ, 2023. – 92 с.: ил. – ISBN: 978-5-4316-1032-5.