

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

На правах рукописи

Долгих Дмитрий Евгеньевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЁТА МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОПОР УЗЛОВ КАЧЕНИЯ РУЛЕВЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД**

**2.5.15. – Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки
летательных аппаратов**

Диссертация на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
Балякин Валерий Борисович,
доктор технических наук, профессор

Самара – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УЗЛОВ КАЧЕНИЯ РА ЖРД.....	10
1.1 Обзор конструкций узлов качения РА ЖРД.....	10
1.2 Обзор направлений исследований по узлам качения РА ЖРД и моментам трения в опорах.....	22
2 ВЫЯВЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ РУЛЕВЫХ АГРЕГАТОВ С ШАРНИРНЫМИ УЗЛАМИ КАЧЕНИЯ	30
2.1 Определение динамической составляющей радиальной силы в РА ЖРД	30
2.2 Определение термических нагрузок при захолаживании опоры	38
2.3 Определение рационального эксцентриситета эксцентриковых втулок в шарнирных РА ЖРД.....	47
3 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЁТА МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ ТЕЛ КАЧЕНИЯ И ЦЕНТРИРУЮЩЕГО КОЛЬЦА О СЕПАРАТОР	58
3.1 Разработка теоретической модели	58
3.2 Определение триботехнических характеристик антифрикционного покрытия из молибдена для уменьшения трения о сепаратор.....	66
3.3 Экспериментальное определение момента трения при комбинированном нагружении подшипников качения.....	72
4 РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЁТА МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ДОЛГОВЕЧНОСТИ СФЕРИЧЕСКОГО ШАРНИРНОГО ПОДШИПНИКА РУЛЕВОГО АГРЕГАТА ЖРД.....	86
4.1 Разработка методики определения момента сопротивления вращению сферических шарнирных подшипников.....	87
4.2 Разработка методики определения долговечности сферических шарнирных подшипников.....	100

4.3 Разработка комплексной методики, программы и алгоритма расчёта сферического шарнирного подшипника	108
4.4 Экспериментальное определение триботехнических характеристик антифрикционных покрытий для сферических шарнирных подшипников	117
4.5 Пример расчёта пространственного перемещения РА на сферическом шарнирном подвесе с поворотными электромеханическими приводами	138
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	147
УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	149
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	150
Приложение А	166
Приложение Б	167

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Для управления вектором тяги ЖРД в настоящее время широко используются рулевые агрегаты (РА) с узлами качания (УК), моментные характеристики которых определяются конструкцией опор. Для обеспечения надёжности функционирования РА и достижения требуемого быстродействия необходима принципиальная возможность корректировки и регулирования момента сопротивления вращению РА, зависящего от момента трения в УК. Это требует совершенствования методик расчёта момента трения подшипников с учётом конструктивной, технологической и эксплуатационной специфики их применения в РА. Данное обстоятельство значительно усложняет доводку серийных РА до требуемых моментных характеристик из-за вынужденного неоднократного повторения цикла дорогостоящих испытаний. Кроме того, отсутствие действенных, теоретически подтверждённых способов влияния на момент трения в УК делает неэффективной разработку конструкции подобных узлов из-за длительного перебора вариантов их исполнения. Помимо момента трения в УК совокупный момент сопротивления вращению РА включает в себя момент асимметрии, возникающий в результате отклонения вектора тяги от оси вращения УК. Для компенсации момента асимметрии в шарнирных РА применяют эксцентриковые втулки, выбор эксцентриситета которых требует обоснования.

Действующими техническими условиями момент сопротивления вращению жёстко ограничен верхним установленным пределом. Его превышение снижает быстродействие системы управления ракеты-носителя, что может привести к срыву полётного задания. Адаптация РА с повышенным моментом сопротивления к существующей системе управления сопряжена со значительными трудностями из-за необходимости изменения кинематических и энергетических характеристик имеющихся рулевых машин, что экономически невыгодно.

Типичным примером является РА ЖРД РД-107А/108А. Несмотря на стабильность конструктивно-компоновочной схемы и массовый выпуск, проблема повышенных значений момента сопротивления остаётся актуальной для данного РА. Доля РА, у которых по результатам огневых испытаний момент сопротивления

превышает верхний предел, может составлять до нескольких процентов годового выпуска. Как правило, каждый такой РА подвергается переборке и повторному огневому испытанию, что приводит к дополнительным затратам, значительно увеличивающим себестоимость продукции. Подобные случаи превышения момента сопротивления стабильно проявлялись в 2014–2024 гг., при этом предпринятые меры по его снижению продемонстрировали лишь частичную эффективность.

Момент сопротивления вращению в узлах качения РА ЖРД является одной из основных характеристик, определяющих их работоспособность и быстродействие. В связи с этим разработка комплексной методики расчёта и проектирования шарнирных подшипников УК РА ЖРД, обеспечивающей заданные значения момента трения и долговечности, является актуальной задачей.

Степень разработанности темы. В специализированной научной литературе по конструкции ЖРД практически не анализируются вопросы, связанные с особенностями проектирования и комплексного расчёта УК РА. Публикации по этой теме крайне малочисленны; практически ни одна из них не затрагивает исследования моментных характеристик сферических шарнирных опор УК РА. Характеристики подшипников качения исследовались в работах В. Б. Бальмонта, Е. П. Жильникова, В. Ф. Журавлёва, Я. М. Клебанова, Ю. Л. Лаврентьева, А. В. Лаврина, Л. Я. Переля, Н. И. Петрова, А. И. Спришевского; данной тематикой также занимались предприятия отечественной и зарубежной подшипниковой промышленности — АО «ЕПК», SKF и FAG. Наиболее интенсивные исследования в данной области осуществляются в китайских высших учебных заведениях: Tongji University, Henan University of Science and Technology, а также в Московском политехническом университете. Однако при всём многообразии направлений исследований теория опор, типичных для УК, разработана недостаточно полно.

В исследовании А. В. Лаврина была разработана обобщённая методика расчёта шарнирного УК РА. Методика учитывает влияние моментов трения в подшипниках качения и уплотнениях, однако не учитывает ряд эксплуатационных факторов, включая дополнительные моменты трения и нагрузки на опоры.

Вследствие этого расхождение расчётных данных с результатами огневых испытаний составляло 16,8 %, при этом расчётные значения были занижены.

Работы по созданию комплексной методики расчёта сферических шарнирных УК РА при двухточечном контакте до настоящего времени не проводились.

Цель работы. Повышение достоверности расчёта узлов качания и сокращение времени на их проектирование за счёт разработки методики расчёта моментных характеристик шариковых подшипников, учитывающей трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках и комплексной методики расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор, объединяющей расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа в рулевых агрегатах ЖРД.

Задачи исследования:

1. Определить реально действующие динамические и термические нагрузки на опоры шарнирного РА ЖРД.

2. Определить рациональные значения эксцентриситета эксцентриковых втулок в шарнирных УК РА ЖРД.

3. Разработать методику расчёта моментных характеристик шариковых подшипников качения, используемых в конструкциях шарнирных подвесов РА, учитывающую трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих нагрузках.

4. Создать экспериментальное оборудование для исследования подшипниковых опор УК и провести экспериментальные исследования моментных характеристик при комбинированном воздействии нагрузок, действующих на опоры шарнирного РА ЖРД.

5. Разработать комплексную методику, программу расчёта и алгоритм проектирования одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, включающие расчёты моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа.

6. Разработать рекомендации по проектированию сферических шарнирных опор РА ЖРД.

Научная новизна:

1. Разработана методика расчёта моментных характеристик шариковых подшипников в шарнирных подвесах РА ЖРД, учитывающая трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках в опорах РА, что позволило повысить достоверность расчётов.

2. Разработана комплексная методика расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, объединяющая расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа, что позволяет производить многопараметрические проектировочные расчёты подобных конструкций.

3. Разработаны рекомендации по проектированию сферических шарнирных опор РА ЖРД, отличающиеся тем, что предусматривают последовательный выбор конструктивных параметров на основе разработанной комплексной методики расчёта и определение области их значений, в которой одновременно выполняются требования к моменту трения, контактной прочности и долговечности с учётом износа, что позволяет производить расчёты подобных конструкций с высоким быстродействием.

Теоретическая значимость работы заключается в разработке методик, позволяющих повысить достоверность и быстродействие при проектировании опор УК шарнирно закреплённых РА ЖРД, а также управлять протекающими в них процессами.

Практическая значимость работы. Разработанные методики расчёта моментных характеристик и долговечности могут быть использованы для выбора параметров шариковых подшипников и сферических шарнирных опор УК при проектировании новых ЖРД, а также при их модернизации. Указанные методики с высокой степенью достоверности позволяют рассчитывать моментные характеристики РА на этапе его проектирования и агрегатной сборки, что даёт возможность разрабатывать соответствующие корректирующие мероприятия и

сокращать дорогостоящий этап доводки серийных РА на соответствие техническим требованиям по моменту сопротивления, прочности и долговечности по износу. Разработанное экспериментальное оборудование позволяет проводить исследования подшипниковых опор узлов качания при комбинированном нагружении, что обеспечивает валидацию теоретических данных.

Методы исследований. Общий методологический подход к решению проблемы базируется на системном анализе и математическом моделировании процессов, протекающих в УК РА ЖРД. Для решения задач использовались методы математического анализа, конечных элементов, теории вероятностей и трибологии.

Достоверность выводов, рекомендаций и заключений обеспечивается сравнением теоретических результатов исследований с экспериментальными данными, использованием методик учёта совокупных погрешностей полученных экспериментальных значений, большим массивом используемых статистических данных с достоверно известным нормальным законом распределения, а также применением при вычислении погрешностей доверительной вероятности не менее 0,99 (3σ). Достоверность методик расчёта момента трения в шариковом подшипнике и сферической шарнирной опоре оценивалась по итогам автономных лабораторных испытаний.

Объект и предмет исследования. Объектом исследования являются физические процессы, протекающие в УК РА ЖРД. Предмет исследования – опоры УК РА, работающие в специфических условиях применения в ЖРД при воздействии различных технологических и эксплуатационных факторов.

Апробация результатов исследования. Основные результаты докладывались и обсуждались на международных научно-технических конференциях «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (Самарский университет, Самара, 2021, 2023 и 2025), причём доклад 2023 года был признан лучшим в секции «Контактная гидродинамика и надёжность узлов трения»; на Всероссийской молодёжной научной конференции с международным участием «XVII Королёвские чтения» (Самарский университет, Самара, 2023); на

Седьмой международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин» (Самарский университет, Самара, 2024).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 24 работы: 13 статей в изданиях, рекомендованных ВАК, из них 7 — по специальности; 4 статьи в изданиях, индексируемых в базе данных Scopus; 7 статей в иных изданиях. Личный вклад автора в совместные публикации по теме работы заключается в разработке методики расчёта моментных характеристик шариковых подшипников шарнирных РА ЖРД, учитывающей трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках в опорах РА; в проведении экспериментов по определению моментных характеристик подшипников и статистической обработке их результатов, подтверждающей достоверность и точность полученных данных; в определении рационального эксцентриситета эксцентриковых втулок в шарнирных УК РА ЖРД; в разработке комплексной методики расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, объединяющей расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа; подготовку рекомендаций по проектированию сферических шарнирных опор РА ЖРД.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика расчёта моментных характеристик шариковых подшипников в шарнирных подвесах РА ЖРД, учитывающая трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках в опорах РА.

2. Комплексная методика расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, объединяющая расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа.

3. Рекомендации по проектированию сферических шарнирных опор РА ЖРД, отличающиеся тем, что предусматривают последовательный выбор конструктивных параметров на основе разработанной комплексной методики расчёта и определение области их значений, в которой одновременно выполняются требования к моменту трения, контактной прочности и долговечности с учётом износа.

1 АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕОРИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УЗЛОВ КАЧЕНИЯ РА ЖРД

В существующей специализированной литературе, посвящённой конструкции ЖРД [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10] , отмечается отсутствие системного анализа особенностей проектирования и эксплуатации шарнирных узлов качания рулевых камер. В частности, недостаточно освещены вопросы, связанные с расчётом моментов трения в узлах качания [11, 12, 13, 14, 15, 16]. Данная проблематика требует детального рассмотрения, поскольку представляет собой важный аспект функционирования рулевых механизмов. Представляется, что подобный пробел в исследованиях может быть обусловлен тем обстоятельством, что конструктивные элементы шарнирных узлов включают типовые компоненты, широко применяемые в различных вращающихся механизмах машиностроения. Указанные элементы, как показывает практика, достаточно хорошо изучены и описаны в технической литературе. Однако специфика применения шарнирных узлов в конструкции ЖРД требует проведения дополнительных исследований с учётом особенностей их функционирования в условиях высоких нагрузок и экстремальных режимов работы.

1.1 Обзор конструкций узлов качания РА ЖРД

Конструктивная реализация РА предусматривает два основных варианта исполнения:

- Интеграция в состав пневмогидравлической системы (ПГС) маршевого двигателя с использованием неподвижных/подвижных сопел и поворотных камер
- Автономная конструкция отдельного ЖРД, оснащённого собственной независимой ПГС и поворотными камерами

Для осуществления коррекции и стабилизации траектории полёта РН посредством изменения вектора тяги двигательной установки (ДУ) при

неподвижном маршевом двигателе применяются рулевые РА ЖРД. Данная техническая концепция преимущественно реализуется в ракетно-космической технике среднего и малого классов, а также в системах управления верхними ступенями РН.

В настоящее время отсутствует унифицированное решение конструкции РА, а также единая классификация данных устройств. Тем не менее возможна систематизация основных конструктивных типов РА по следующим критериям:

- Конструктивное исполнение сопел: наличие подвижных или неподвижных камер
- Система подачи топлива: реализация через узлы качания или посредством гибких трубопроводов
- Тип крепления камеры: карданный, шарнирный сферический или шарнирный подшипниковый механизм

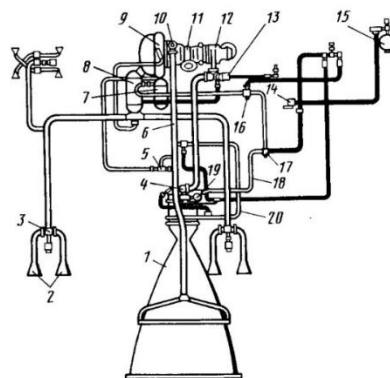
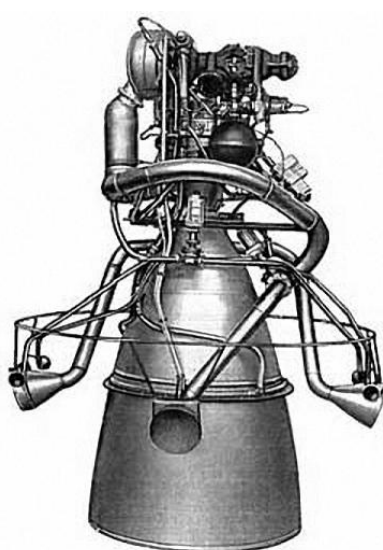
Несмотря на отсутствие стандартизированного подхода к проектированию РА, в их конструкции прослеживаются общие конструктивные элементы и технические решения. Данный факт создаёт предпосылки для разработки обобщённой методики расчёта основных механических характеристик РА, в частности момента трения при переключке.

Определение величины момента трения имеет существенное значение для оценки необходимых характеристик рулевой машины, обеспечивающей требуемую скорость реагирования РА как исполнительного элемента системы управления ракетой-носителем. Это, в свою очередь, позволяет обеспечить эффективное управление вектором тяги в процессе полёта.

Рассмотрим характерные конструктивные решения РА ЖРД.

В двигателе второй ступени ракеты-носителя «Космос-2» (РД-119) реализована система управления с применением четырёх пар неподвижных сопел [17]. Через данные сопла осуществляется непрерывное истечение газогенераторного газа, обеспечивающее управление РН по всем трём координатным осям. Отличительной особенностью данной рулевой системы

является отсутствие подвижных элементов, за исключением механизма газораспределения, что исключает необходимость в рулевой машине (рисунок 1.1).



1 – камера; 2 – рулевые сопла; 3 – газораспределитель; 4 – отсечный пироклапан окислителя; 5 – смеситель; 6 – трубопровод горючего камеры; 7 – ЖГГ; 8 – теплообменник-испаритель; 9 – турбина; 10, 16 – пуско-отсечные клапаны подачи горючего соответственно в камеру и ЖГГ; 11 – насос горючего; 12 – насос окислителя; 13 – пусковой клапан окислителя; 14 – азотный редуктор; 15 – баллон со сжатым азотом; 17 – редуктор (регулятор) давления подачи горючего в ЖГГ; 18 – трубопровод подачи горючего в ЖГГ; 19 – отсечный клапан горючего камеры; 20 – трубопровод подачи горючего на завесу охлаждения

Рисунок 1.1 – Общий вид РД-119 и его схема

В современных ракетно-космических системах превалирующим является шарнирный способ крепления рулевых агрегатов. При данной схеме сопла или сопло с камерами осуществляют угловые перемещения в одной плоскости посредством специальных узлов качания. Характерным примером служит двигатель третьей ступени ракеты-носителя «Союз» (РД-0110), где применяются РА в виде четырёх подвижных сопел тягой 6 кН, каждое из которых оснащён индивидуальным рулевым приводом (рисунок 1.2) [18].

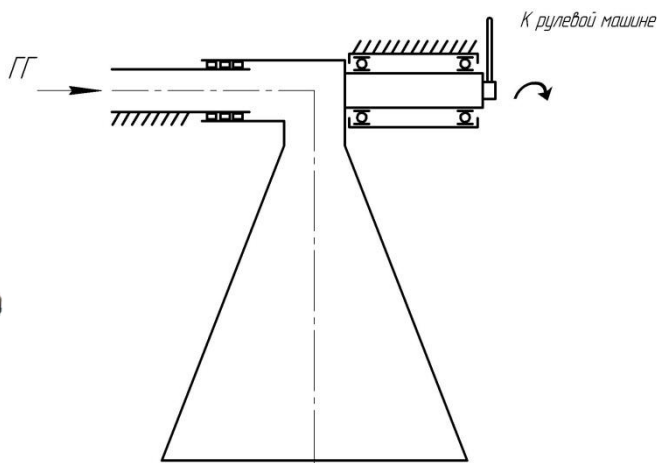
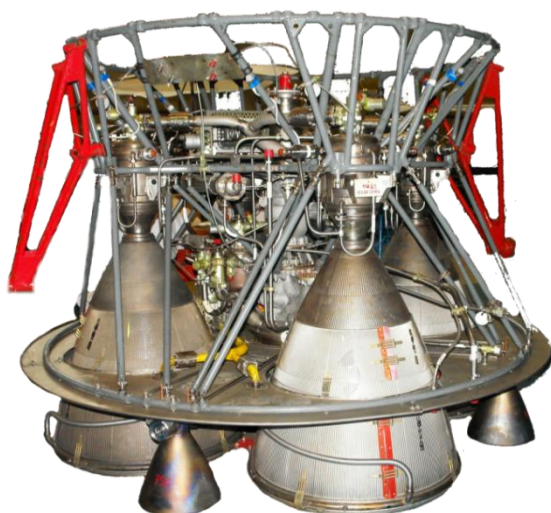


Рисунок 1.2 – ЖРД РД 0110 и схема его рулевой камеры

Конструктивная схема рулевого агрегата в конструкции данного двигателя предусматривает наличие жёсткой односторонней приварной цапфы на каждом сопле, осуществляющей качание на двух радиальных шарикоподшипниках. Система подачи газогенераторного газа реализована через боковой патрубок, соосный с осью вращения. При такой компоновке один из подшипников воспринимает комбинированную осевую и радиальную нагрузку, в то время как второй работает исключительно в условиях радиальной нагрузки. Герметизация соединения между подвижным патрубком сопла и неподвижным патрубком подачи газогенераторного газа обеспечивается лабиринтным уплотнением, сформированным тремя разрезными чугуными кольцами. Анализ конструкции показывает, что доминирующим компонентом общего момента трения в данной системе является трение в двух шарикоподшипниках.

Узлы качания РА первой ступени РН «Циклон-2» характеризуются существенно более сложной конструктивной схемой по сравнению с предыдущими решениями. Конструктивная особенность обусловлена спецификой одностороннего подвода двух компонентов высококипящего топлива [19]. В данной схеме первый узел качания интегрирован с системами подвода окислителя и горючего. Второй узел качания представлен в виде простой цапфы, передающей 50% тягового усилия через сферический двухрядный шарикоподшипник на несущий корпус.

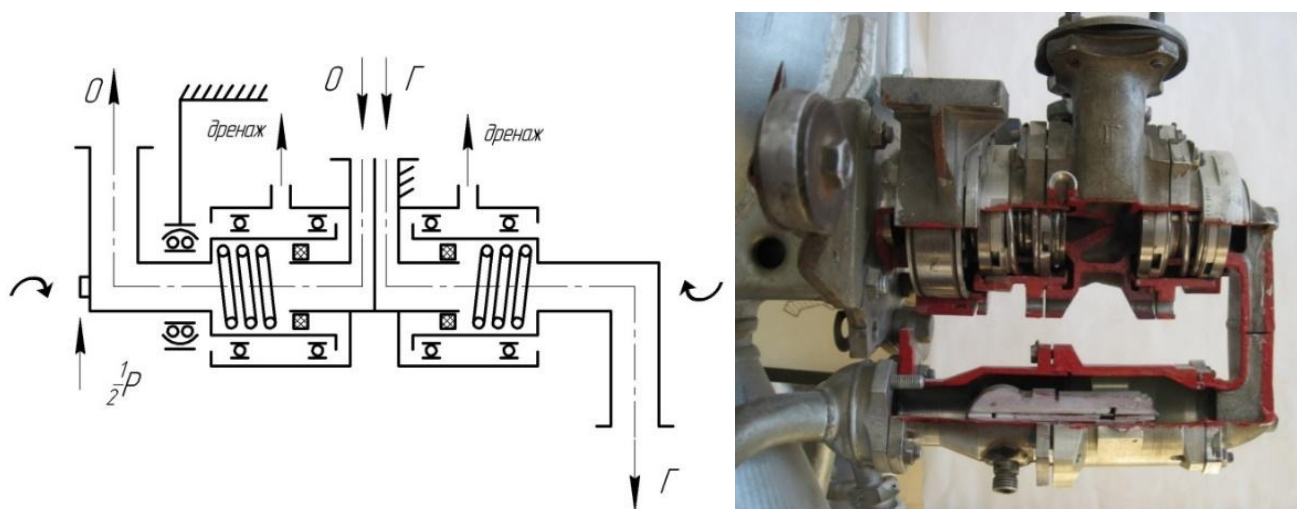


Рисунок 1.3 – Совмещенный узел качания РА ЖРД первой ступени РН «Циклон-2»

Система герметизации основных полостных элементов узлов подвода реализована посредством двух клиновидных подпружиненных уплотнительных колец из фторопласта. Механизм дополнительного уплотнения обеспечивается за счёт давления рабочего компонента в основной полости. Трибосопряжения совмещённого узла качания включают в себя следующие ключевые элементы:

- сферический двухрядный подшипник;
- пара «клиновидное кольцо — внутренний патрубок»;
- четыре бесепараторных радиально-упорных шарикоподшипника, два из которых воспринимают осевую нагрузку от внутреннего давления в основных полостях узлов (рисунок 1.3).

Сферические двухрядные шарикоподшипники в узлах качания обеспечивают компенсацию углового перекоса или несоосности в диапазоне $2-3^\circ$.

Узлы качания РА ЖРД второй ступени РН «Циклон-3» имеют конструктивную особенность: один из узлов совмещён с системой подвода высококипящих компонентов топлива [19]. Данная конфигурация представлена на рисунке 1.4. Основное отличие от предыдущей конструкции (рисунок 1.3) заключается в системе герметизации основной полости — вместо клиновидного уплотнения здесь установлены два торцовых мембранных уплотнения с дополнительным неподвижным уплотнением. Тяговое усилие передаётся на корпус через два сферических двухрядных шарикоподшипника, компенсирующих угловой перекос.

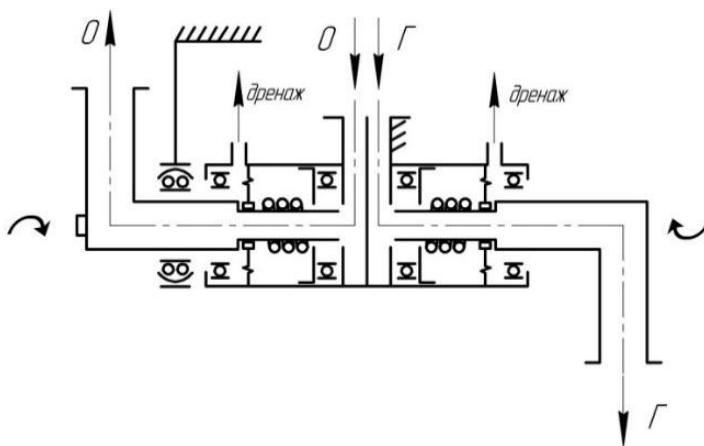
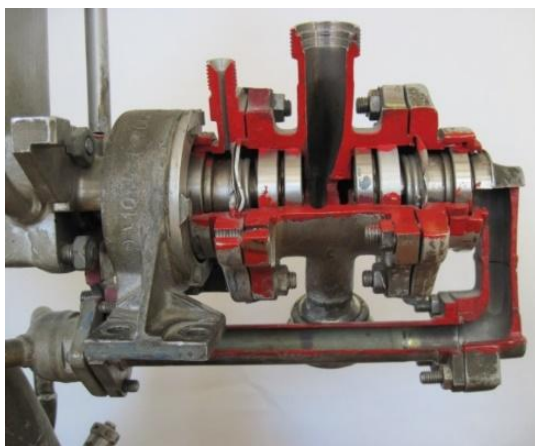


Рисунок 1.4 – Совмещенный узел качания РА ЖРД второй ступени РН «Циклон-3»

В конструкции использованы четыре радиально-упорных бессепараторных подшипника. Два из них нагружены усилием пружин, прижимающих центральную втулку мембраны к торцу цапф, а остальные два воспринимают осевую нагрузку от внутреннего давления в основных полостях узла.

Среди современных разработок особое место занимают РА первой ступени РН «Союз-2-1в». Они представляют собой модификацию известного ЖРД РД-0110, оснащённого самостоятельной ПГС, работающей автономно от маршевого двигателя НК-33. Модифицированный вариант получил обозначение РД-0110Р и оснащён четырьмя качающимися камерами, каждая из которых имеет индивидуальную рулевую машину [20]. Визуальное представление отдельной камеры (без подводящих трубопроводов) представлено на рисунке 1.5.

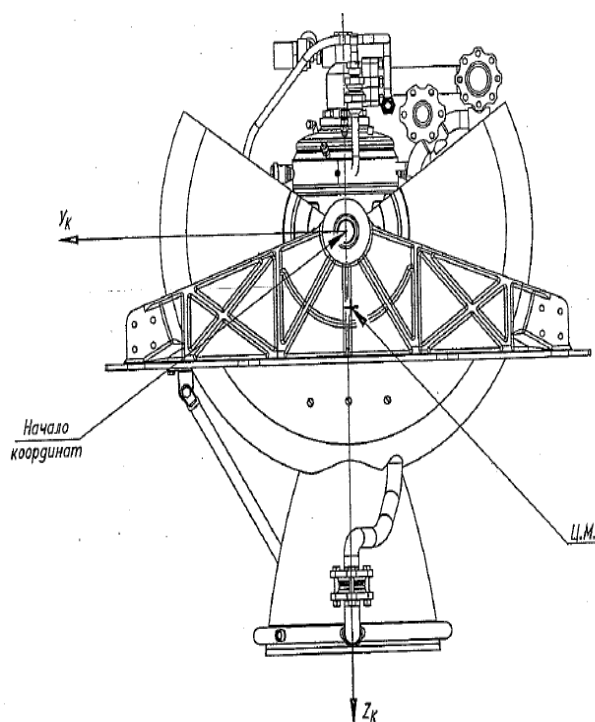
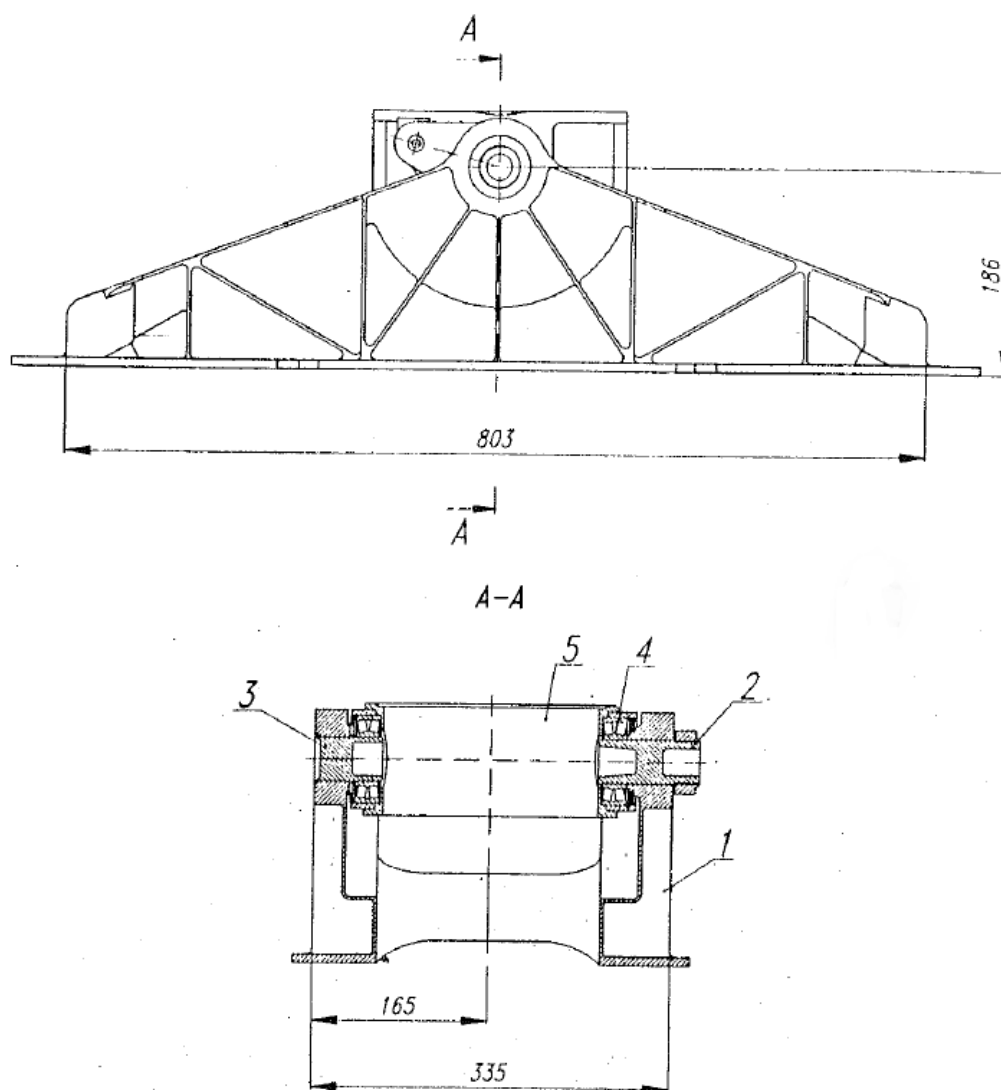


Рисунок 1.5 – Общий вид камеры ЖРД РД-0110Р

Узлы качания камер отличаются относительно простой конструкцией, поскольку не выполняют функцию подвода компонентов. При этом, в отличие от ранее рассмотренных вариантов, они оборудованы сферическими двухрядными роликовыми подшипниками, обладающими существенно большей грузоподъёмностью (по показателю допускаемой статической грузоподъёмности S_0). Подобно сферическим двухрядным шариковым подшипникам, данный тип

подшипников допускает существенный перекося осей вращения (до $2-3^\circ$), при этом практически не изменяя моментную характеристику (рисунок 1.6).

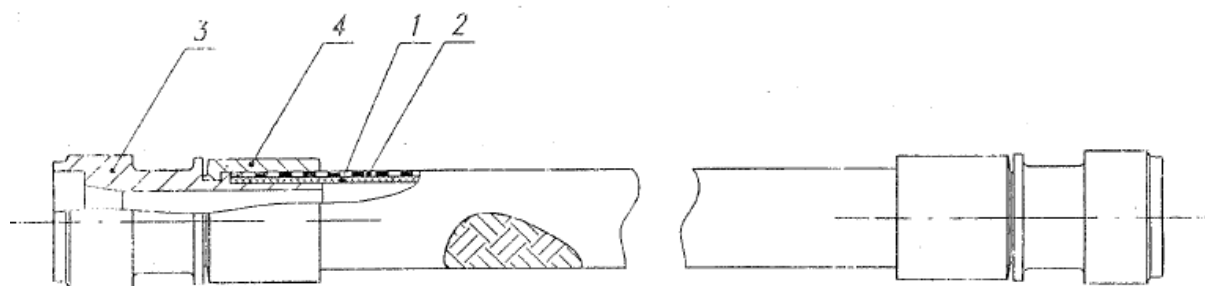


1 – траверса; 2 – полуось; 3 – полуось; 4 – сферический роликовый подшипник; 5 – силовое кольцо КС.

Рисунок 1.6 – Шарнирная опора камеры ЖРД РД-0110Р

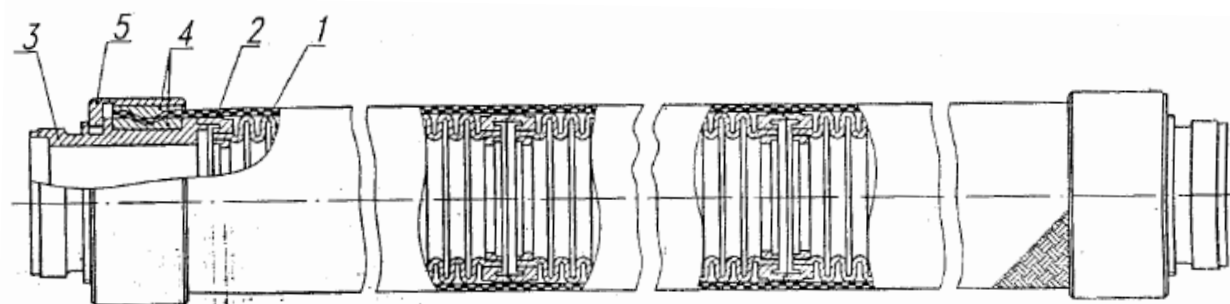
Подвод компонентов к камере выполняется через гибкие трубопроводы (см. рисунок 1.7). Трубопровод для окислителя выполнен в виде металлической сильфонной конструкции с наружной силовой оплёткой. Для подачи горючего используется фторопластовая труба, усиленная металлической оплёткой снаружи.

Момент, который рулевая машина должна создавать для перекладки РА, складывается из двух компонентов: постоянного момента трения в подшипниках и момента, требуемого для изгиба трубопроводов, нагруженных внутренним давлением.



1 – фторопластовая трубка; 2 – оплетка; 3 – наконечник; 4 – обжимная муфта

(а)



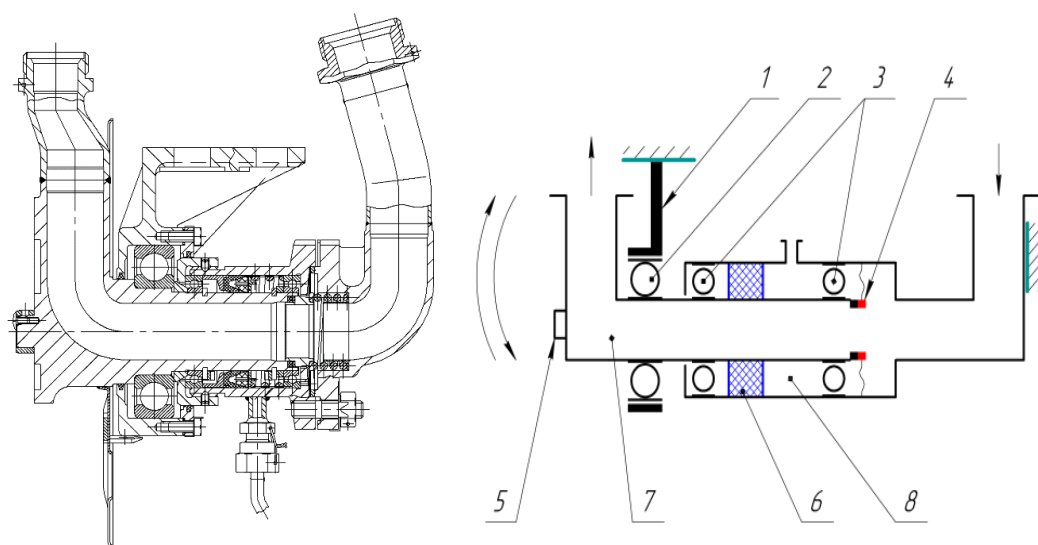
1 – многослойный сильфон; 2 – металлическая оплетка; 3 – наконечник; 4 – втулка; 5 – обжимная муфта

(б)

Рисунок 1.7 – Конструкция трубопровода горючего (а)
и окислителя (б) РА.

Наиболее распространённым рулевым агрегатом (РА) как в отечественном, так и в мировом ракетостроении является РА двигателей семейства РД-107/108 [21]. Эти агрегаты нашли широкое применение в ракетах-носителях «Восток», «Восход», «Молния», «Союз», «Союз-СТ» и «Союз-ФГ», где они выполняют функции рулевых агрегатов первой и второй ступеней. За всё время производства суммарный выпуск данных агрегатов превысил 22 тысячи единиц. Конструктивные

особенности РА, включая узлы качания и их принципиальную схему, можно увидеть на рисунках 1.8, 1.9 и 1.10.



- 1 – корпус, передающий половину усилия тяги рулевого агрегата на силовой элемент РН;
 2 – подшипник 6–208Ю2–ТУ3706; 3 – подшипник 6–766907Ю–ТУ3706;
 4 – мембранное торцовое уплотнение узла; 5 – место присоединения камеры;
 6 – уплотнение дренажной полости узла (манжета + клиновидное кольцо);
 7 – основная полость узла; 8 – дренажная полость узла.

Рисунок 1.8 – Узел качания и его схема

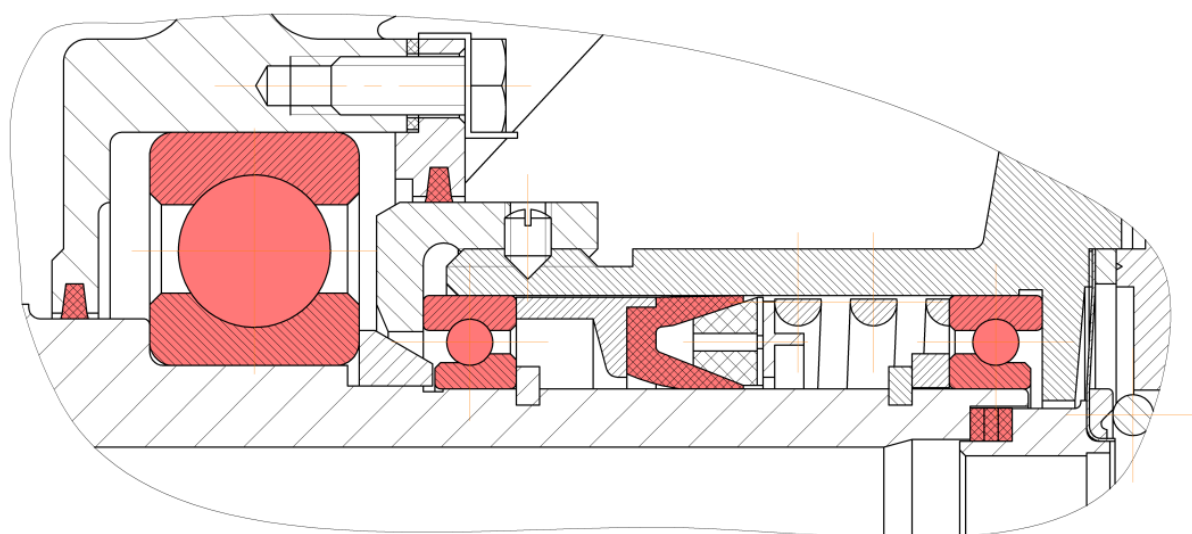


Рисунок 1.9 – Элементы уплотнений и подшипники узла качания

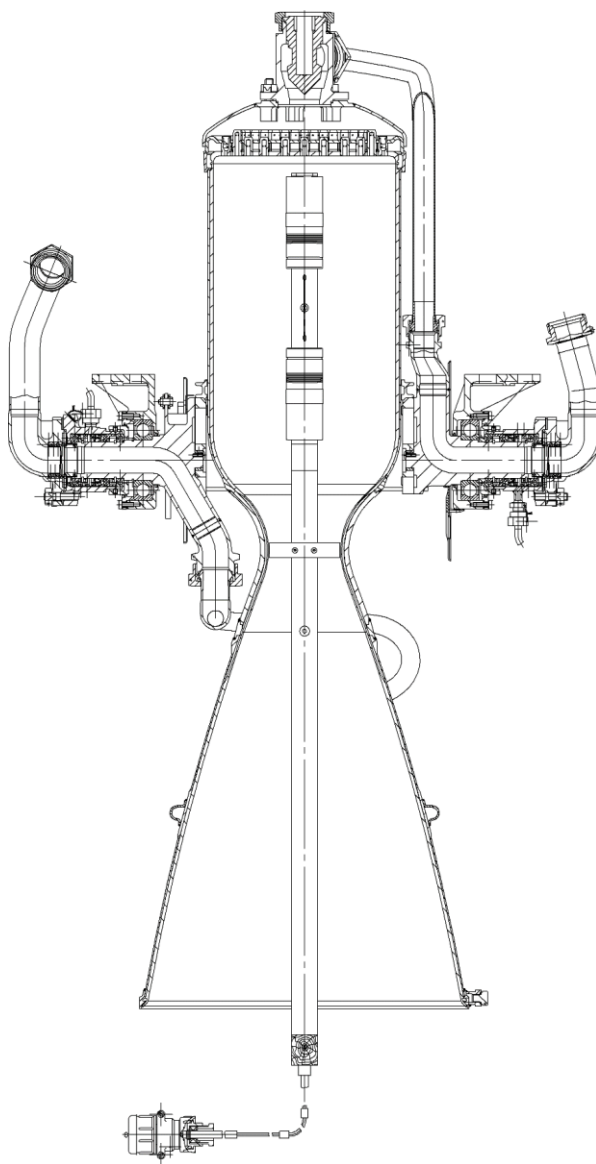


Рисунок 1.10– Рулевой агрегат РД–107А/108А с ПЗУ

Узлы качания данного агрегата совмещены с узлами подвода горючего и окислителя, их конструкция унифицирована примерно на 70%. Различия проявляются лишь в конфигурации подводящих/отводящих патрубков и наличии теплоизолирующих экранов. Эти узлы представляют особый интерес благодаря комплексу применяемых технических решений и рабочих условий.

Для данной конструкции можно выявить ряд характерных особенностей:

- Узлы работают как при нормальных, так и при криогенных температурах, это уникальное свойство среди рассмотренных ранее конструкций.
- В опорных элементах применяются исключительно однорядные радиальные шарикоподшипники, что повышает чувствительность к монтажным

перекосам оси вращения и требует учёта переменного момента сопротивления (в отличие от ранее рассмотренных конструкций со сферическими двухрядными подшипниками).

- В месте сочленения подвижной и неподвижной частей узлов качания используются радиально-упорные бессепараторные подшипники, что является типичным решением для узлов, совмещённых с системой подвода компонентов.
- Применяется внутреннее торцовое уплотнение в зоне сопряжения подвижных элементов. В некоторых случаях используется торцовое мембранное уплотнение с регулируемым усилием прижатия.
- Для уплотнения дренажной полости узла используется радиальное уплотнение в виде усовой манжеты с клиновидным кольцом при постоянном усилии прижатия.

Применение РА в сочетании с неподвижными маршевыми двигателями приводит к снижению удельного импульса ДУ и усложнению ПГС. С этой точки зрения наиболее оптимально управление вектором тяги посредством отклонения маршевого ЖРД. Такая схема была реализована в ЖРД РД-180, в котором сила тяги передается от камеры сгорания на силовую раму через карданный подвес (см. рисунок 1.11) [9, 22] .

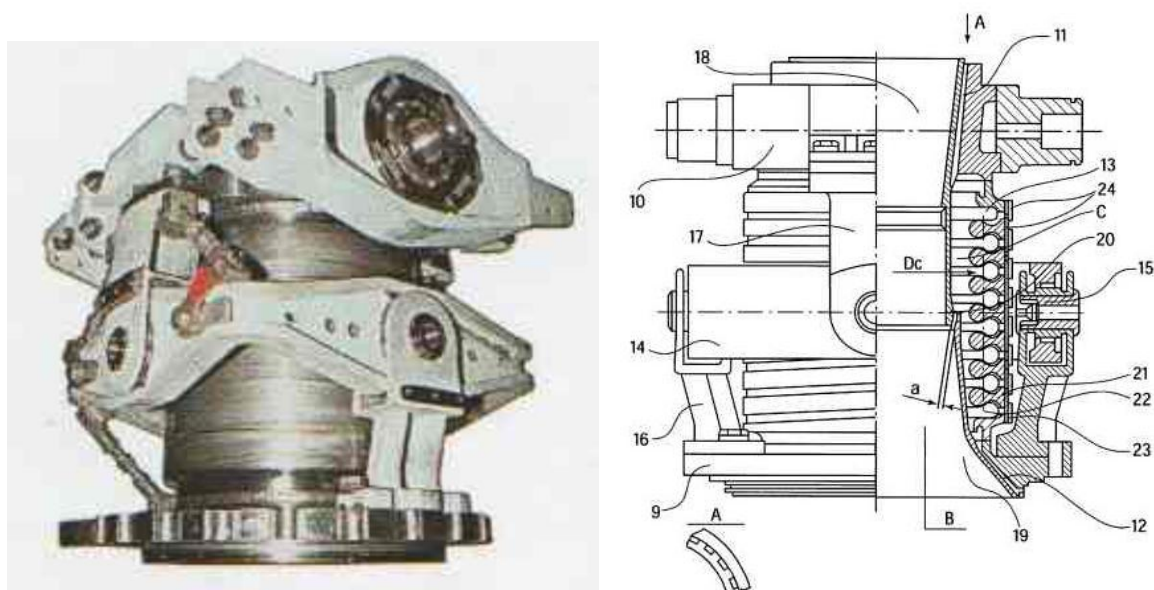


Рисунок 1.11 – Карданный подвес ЖРД РД-180 и его схема

Подача генераторного газа от турбины в камеру сгорания осуществляется посредством 12-слойного составного сильфона, интегрированного в конструкцию карданного подвеса. Сильфон бронирован специальными кольцами и охлаждается небольшим количеством холодного кислорода, протекающего между внутренней поверхностью сильфона и тонкой внутренней стенкой.

В составе жидкостного ракетного двигателя РД-0120, интегрированного во вторую ступень ракеты-носителя «Энергия», система управления вектором тяги реализована посредством сферического шарнира, который воспринимает тяговую нагрузку двигателя[23, 24]. Кинематическая схема подвески обеспечивает возможность углового перемещения двигателя до 16 градусов с одновременным отклонением в двух взаимно перпендикулярных плоскостях в диапазоне 7–11 градусов.

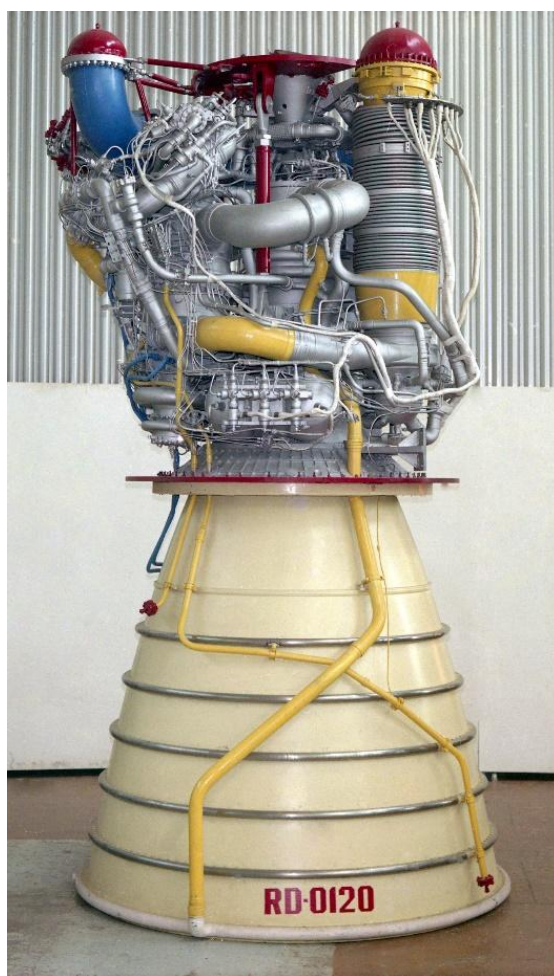


Рисунок 1.12 – ЖРД РД-0120 со сферическим шарнирным подвесом

Предложенная классификация конструктивных схем управления вектором тяги ЖРД приведена на рисунке 1.13.

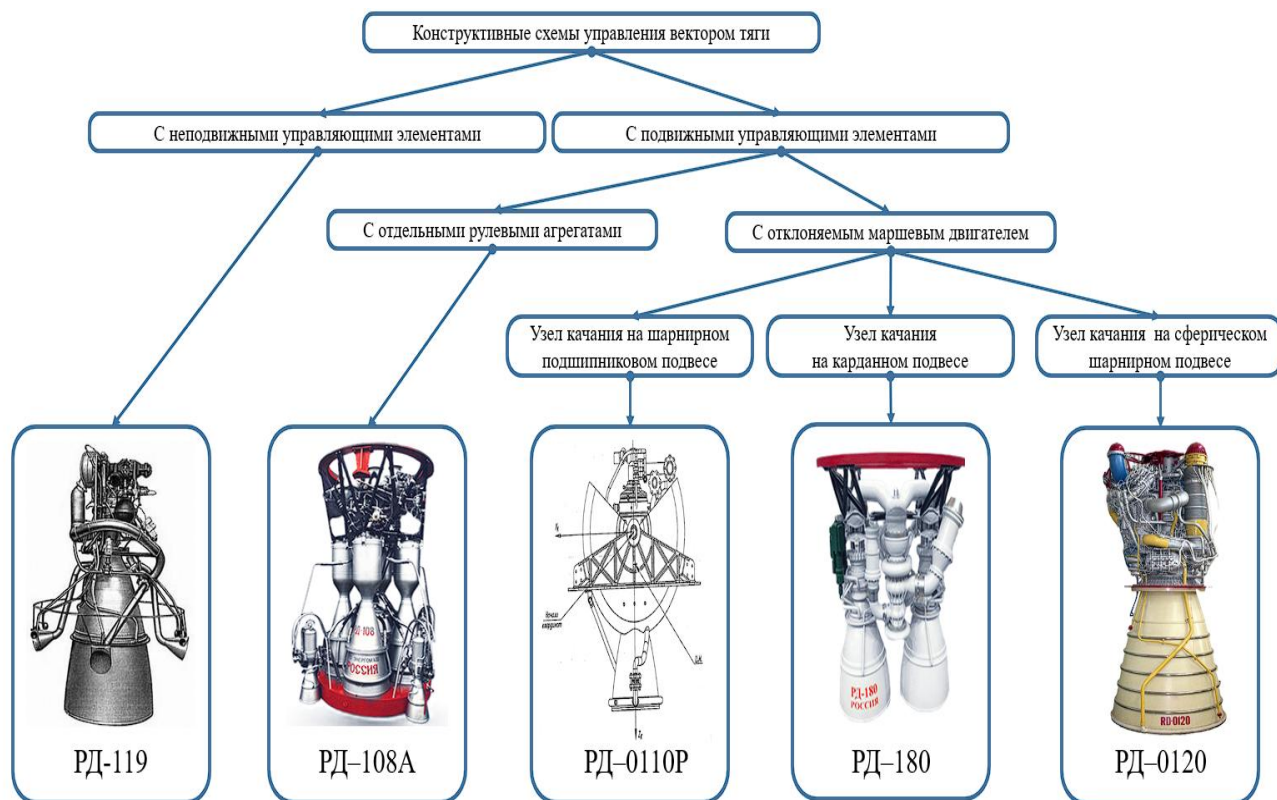


Рисунок 1.13 – Классификация конструктивных схем управления вектором тяги

1.2 Обзор направлений исследований по узлам качания РА ЖРД и моментам трения в опорах

Был выполнен сравнительный анализ перспективных направлений научных исследований, включающий:

- Сравнительную оценку актуальности научных направлений
- Статистический анализ публикационной активности
- Идентификацию ключевых научных центров и ведущих исследователей в данной области

Так в работе [25] приводится оптимизация параметров привода рулевого агрегата жидкостного ракетного двигателя на основе метода векторного моделирования. Методы и средства снижения момента трения в узле подвода окислителя рулевого агрегата ракетного двигателя приводятся в работе [26].

В работе [27] приводится описание принципа действия гидравлической системы поворотных сопел боковых твердотопливных ускорителей космического комплекса «Спейс Шаттл». Подробно рассмотрено оригинальное устройство вспомогательного ТНА, обеспечивающего подачу рабочего давления к

исполнительным механизмам. Однако принцип работы любого гидропривода значительно отличается от условий работы узлов качания, поэтому указанная статья в аспекте рассматриваемой проблемы является малоинформативной. В другой статье [28] затрагиваются вопросы расчета и проектирования гибких трубопроводов подвода компонентов топлива для маршевого ЖРД, находящегося в карданном подвесе. Рассматриваются различные компоновочные решения для наиболее рационального расположения данных трубопроводов, которые обеспечивают их наименьшую деформацию и искажение трактообразующих характеристик. Хотя жесткостные характеристики трубопроводов влияют на момент сопротивления при перекладке ЖРД, какие-либо трибосопряжения в указанной работе не исследуются. В наиболее близкой по тематике работе [29], посвященной в том числе узлам качания РА ЖРД, описаны этапы опытно-конструкторских работ по переводу двигателей РД-107А/108А с пиротехнической системы зажигания на химическую. В статье указано, что данный перевод потребовал разработки нового узла качания РА с дополнительным внутренним трактом пускового горючего. Для герметизации данного тракта использовалось оригинальное техническое решение, защищенное авторским свидетельством, в основе которого лежало уплотнение резиновыми кольцами, поставленными с натягом. Однако какой-либо анализ, как указанное изменение повлияло на существующие моментные характеристики узла, в работе не был приведен.

Анализ научной активности в области исследования моментов трения в подшипниковых узлах выявил существенные тенденции. За период с 2010 по 2024 год в научных изданиях, индексируемых в базе Scopus, опубликовано 403 работы по данной тематике. Преобладающую часть публикаций составляют статьи в научных журналах — их доля достигает 68,2 %. Материалы международных конференций занимают второе место с показателем 26 %. При этом подавляющее большинство исследований относится к инженерной области — 77,4 % всех публикаций сосредоточены именно в этой сфере.

Проведённое исследование научной литературы продемонстрировало, что приоритетное место в публикации результатов изысканий, посвящённых изучению

процессов трения в подшипниковых узлах, занимают такие научные издания, как *Journal of Tribology* (ASME), *Proceedings of the IMechE* (SAGE), *Tribology International* (Elsevier), а также *Friction and Wear*.

Лидирующую позицию в данной научной области занимает Китай. Следом располагаются США, Германия, далее — Индия и Япония, а Россия занимает шестую позицию среди ведущих стран-исследователей.

Наиболее интенсивные исследования в данной области осуществляются в китайских высших учебных заведениях: *Tongji University*, *Henan University of Science and Technology*, а также в российском Московском политехническом университете. Среди ведущих исследователей в области изучения моментов трения в опорах следует отметить таких учёных, как *Bender Alwina* (Германия), *Bergmann Georg A* (Германия) и *Chen Xiaoyang* (Китай).

В исследованиях и трудах авторитетных специалистов, среди которых Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я., Спицын Н. А., Спришевский А. И., Журавлёв В. Ф., Бальмонт В. Б., *Cargulio E. P.*, *Harris T. A.*, Нарышкин В. Н., Коросташевский Р. В., Черменский О. Н., Федотов Н. Н., *Kim C. H.*, *Deng S. H.*, *Hammani M.*, Но Као М [30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42] представлены математические модели и методики расчёта момента трения для различных типов подшипников качения. Однако ограничением данных разработок является отсутствие учёта влияния угловых перекосов подшипниковых колец на характеристики трения.

Влияние перекоса колец подшипника на долговечность рассмотрено в работах [43], а на момент сопротивления вращению в работе [44]. В работах было показано, что перекос колец подшипника приводит к увеличению момента сопротивления вращению. Долговечность при этом при малых углах перекоса (до 3 минут) растёт, а затем резко падает. Так в работе [45] приведена методика расчёта момента трения в бессепараторном подшипнике, однако такие подшипники используются достаточно редко, поэтому необходимо оценить влияние трения в сепараторе. В рассмотренных выше работах не учитывается трение в сепараторе

шарикового подшипника, что может существенно влиять на значение момента сопротивления вращению.

Коэффициент трения скольжения сепаратора об тела качения и центрирующую поверхность зависит от материала, из которого изготовлены сепаратор, тела качения и кольца, по которым происходит центрирование. Сепаратор подшипников, используемых в ЖРД, может быть выполнен из различных фторопластов или из стали с покрытием антифрикционным материалом на основе серебра. Тела качения могут быть из нержавеющей стали или из керамики. Кольца как правило изготавливают из нержавеющей стали. В связи с многовариантностью пар трения необходимо уточнять коэффициенты трения. Кроме вида материалов [46] и способа обработки рабочих поверхностей [47] на величину коэффициента трения оказывают влияние тип смазки [48], температурный режим, вибрационное состояние [49] и атмосферное давление [50]. В работе [51] было проведено сравнение шести типов консистентной смазки при нормальной и криогенной температурах и было показано, что наименьшее значение коэффициента трения имеет смазка ТОМПФЛОН. Влияние шероховатости трущихся поверхностей на коэффициент трения было исследовано в работе [52], где было показано, что при отсутствии смазки снижение шероховатости приводит к снижению коэффициента трения, но при наличии консистентной смазки имеет место оптимальное значение шероховатости, так как микронеровности способствуют удержанию смазки в контакте. Ударно-вибрационная нагрузка способствует снижению коэффициента трения до 30 %, что было показано для контакта сталь-сталь и сталь-алюминиевый сплав в работе [49].

В существующих рулевых агрегатах (рисунок 1.9) на момент сопротивления влияют не только трение в подшипниках, но и трение в уплотнениях [53, 54, 55]. Перспективным направлением снижения момента сопротивления рулевых агрегатов видится уменьшение числа узлов трения, в частности, уплотнений.

С этой целью необходима разработка методик расчёта рулевого агрегата ЖРД со сферическим шарнирным подвесе.

Оценка работоспособности различных антифрикционных материалов в шарнирных сферических подшипниках приводится в работе [56], где для первичной оценки работоспособности ряда наполненных полимерных композитов на основе политетрафторэтилена (ПТФЭ) в качестве материалов антифрикционных слоёв при комнатной температуре и стеснённом сжатии до 160 МПа исследованы коэффициенты трения и стойкость к реверсивному скольжению по схеме «плоскость-плоскость» с использованием полированной аустенитной нержавеющей стали в качестве контртела.

Теоретическая оценка работоспособности металлополимерных подшипников скольжения с помощью метода конечных элементов приведена в работе [57]. Вопрос о расчете контактных давлений в металлополимерных подшипниках скольжения при изнашивании исследовался в работе [58].

В работах [59, 60] анализируются основные причины износа и разрушения сферических шарнирных подшипников рассматривается возможность применения различных антифрикционных покрытий, при этом особое внимание уделяется их толщине. В работах [61, 62] предлагаются математические модели процесса изнашивания сферических шарнирных подшипников.

В [63] приводится методика оценки ресурса сферических шарнирных подшипников, основанная на обработке экспериментальных данных и регрессионном анализе.

В [64] рассмотрена термоупругая контактная задача для сферического подшипника скольжения с тонким двухслойным вкладышем при учете тепловыделения в зоне контакта.

В период 2014-2020 гг. Приволжским филиалом НПО «Энергомаш» с привлечением Самарского государственного университета был проведён обширный комплекс исследований по входящим в шарнирные подшипниковые узлы качания элементам. Полученная в результате комплексная методика определения момента трения РА являлась значительным шагом вперёд, т.к. имевшаяся на тот момент расчётная схема была создана в 70-х годах прошлого века, не отличалась точностью и по ряду трибосопряжений демонстрировала более

чем двукратную ошибку относительно современных эмпирических данных. Были выполнены следующие работы:

1) разработана теоретическая методика расчёта бессепараторного подшипника, позволяющая с достаточной точностью (расхождения 0,3...12,5 %) рассчитать характеристики большинства типов бессепараторных подшипников; было показано, что роль указанного трибосопряжения составляет менее 2 % от совокупного момента трения РА; соответственно, разработка каких-либо мероприятий по дальнейшему снижению трения в указанных трибосопряжениях не оправдана

2) Разработана методика расчёта радиального усового манжетного уплотнения; установлено, что для УК, работающих при криогенных температурах, доля указанного трибосопряжения является второй по значимости (свыше 9 %) и уступает только мембранному ТКУ; соответственно, оба данных трибосопряжения должны являться основными элементами, подлежащими конструктивному совершенствованию при необходимости уменьшения момента трения в УК РА.

3) Усовершенствована методика расчёта моментных характеристик мембранного ТКУ [65]; установлено влияние уменьшения осевого зазора во вторичном уплотнении на общее снижение момента трения в мембранном ТКУ, которое может достигать 30% от максимального реализуемого значения в данном трибосопряжении; выявлено приоритетное значение мембранного ТКУ в совокупной моментной характеристике каждого УК (от 67,8 % до 81,5 % в зависимости от условий применения), что позволяет выбрать наиболее оптимальные направления минимизации моментной характеристики в УК РА.

4) Усовершенствована методика определения момента трения радиального шарикоподшипника с учётом внутренней геометрии при перекосе колец; в результате теоретического расчёта для умеренных углов перекоса (до 12 угловых минут) выявленная доля данного трибосопряжения для обоих УК РА составила ~ 11,5 % суммарно.

В исследовании Лаврина А. В. [21] была разработана обобщённая методика расчёта шарнирного УК РА. Методика учитывает влияние моментов трения в

подшипниках и уплотнениях. Полученные данные позволили разложить на слагаемые момент трения каждого УК и составить обобщённую схему узла качения рулевого агрегата (см. рисунок 1.14)

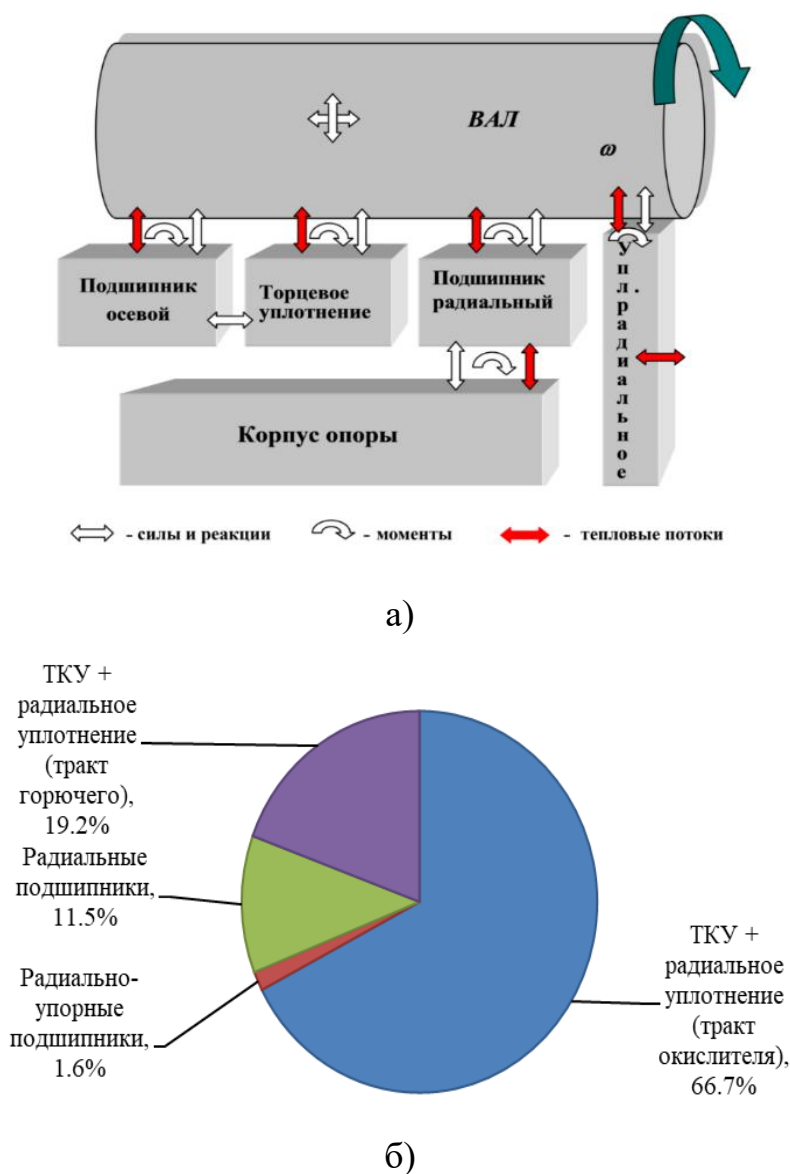


Рисунок 1.14 – Обобщенная схема узла качения рулевого агрегата (а) и вклад элементов конструкции УК в суммарный момент трения (б)

В результате было показано, что в подвесах подобного типа существует восемь трибосопряжений, в которых возникает трение.

Для валидации разработанной модели было проведено сравнение рассчитанных значений с результатами огневых испытаний [66]. В результате было получено расхождение 16,8 %, что указывало на необходимость совершенствования разработанной модели.

Выводы к главе 1

Существующая обобщённая модель определения момента трения в шарнирном подвесе РА является недостаточно совершенной и требует дальнейшей доработки.

Перспективным решением является переход к конструкции со сферическим шарнирным подвесом, в которой количество трибосопряжений сведено к минимуму. Однако, как показал анализ, несмотря на большое количество публикаций по данной тематике, комплексная методика расчёта сферического шарнирного подшипника в составе узлов качания РА в настоящее время отсутствует.

В связи с этим в работе были поставлены следующие задачи:

1. Определить реально действующие динамические и термические нагрузки на опоры шарнирного рулевого агрегата ЖРД.
2. Определить рациональные значения эксцентриситета эксцентриковых втулок в шарнирных УК РА ЖРД.
3. Разработать методику расчёта моментных характеристик шариковых подшипников качения, используемых в конструкциях шарнирных УК РА, учитывающую трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих нагрузках.
4. Создать экспериментальное оборудование для исследования подшипниковых опор УК и провести экспериментальные исследования моментных характеристик при комбинированном воздействии нагрузок, действующих на опоры шарнирного рулевого агрегата ЖРД.
5. Разработать комплексную методику, программу расчёта и алгоритм проектирования сферического шарнирного подвеса РА ЖРД, включающие расчёты моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа.

2 ВЫЯВЛЕНИЕ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ОПОРЫ РУЛЕВЫХ АГРЕГАТОВ С ШАРНИРНЫМИ УЗЛАМИ КАЧАНИЯ

2.1 Определение динамической составляющей радиальной силы в РА ЖРД

В настоящее время на базе Самарского Университета выполняются расчётно-экспериментальные исследования подшипников при комбинированных (осевых и радиальных) нагружениях [67]. Завершение указанных исследований позволит создать обобщённую методику расчёта момента трения шарнирного подшипникового РА, которая может быть востребована как при проектировании новых подобных конструкций, так и при совершенствовании серийно изготавливаемых изделий. Очевидно, что в данном случае подразумевается всемерная минимизация реализуемых моментов трения с увеличением быстродействия системы управления и снижением энергетических затрат в соответствующих приводах.

Приведённые исследования проводились при осреднённых величинах тяги РА, в условиях постоянно действующих нагрузок, с фиксированными значениями перекоса, то есть в статических условиях. В настоящее время представляет интерес определение динамической составляющей радиальной нагрузки подшипников, которая может возникать внутри существующей кинематической схемы привода. В условиях фактического производства и испытаний указанный прирост не определяется и не учитывается, а реализуемая при натурных стендовых испытаниях нестабильность величины момента относится на счёт несовершенства или погрешности замера, искажения регистрируемого результата сопутствующим вибропульсационным режимом работы камеры РА, наличия монтажных или технологических погрешностей внутри схемы привода и тому подобных причин. Применительно к радиальной нагрузке выявление дополнительной динамической составляющей позволит уточнить условия работы подшипников, определить

максимальные значения нагружения с уточнением и повышением достоверности методики расчёта момента трения.

Для повышения прикладной ценности планируемого исследования целесообразно рассмотреть схему привода РА центрального блока РН «Союз-2», которая является одной из самых массовых в современном отечественном ракетостроении. В качестве граничных условий принята методика проведения стандартного полноразмерного огневого испытания РА, осуществляемого при заданных угловых перемещениях с фиксированным значением частоты ($\pm 45^\circ$ и $\sim \frac{1}{3}$ Гц соответственно).

Для определения нагрузки на подшипниковую опору со стороны органов управления необходимо провести кинематический анализ рычажного механизма, схема которого приведена на рисунке 2.1. Пружинный механизм в данной схеме необходим для демпфирования сил инерции, действующих со стороны рулевого агрегата.

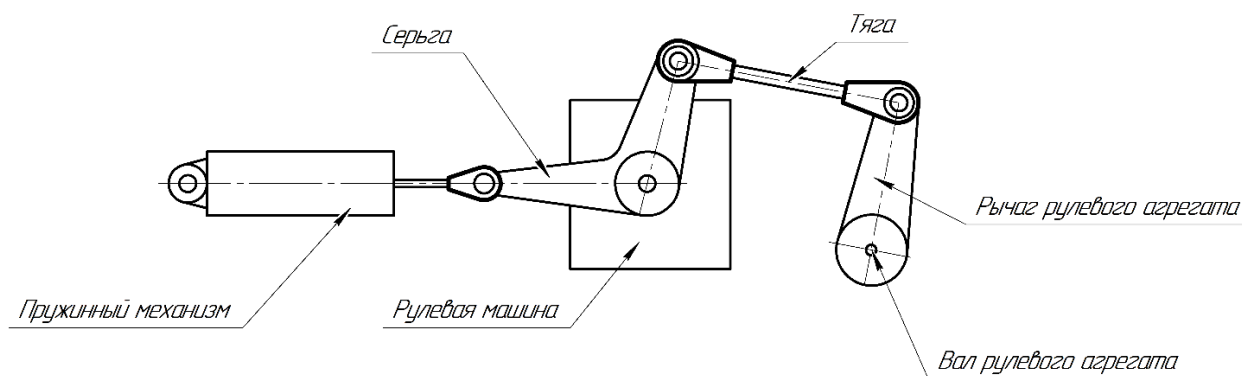


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема узла качания рулевого агрегата

Для удобства решения схема рулевого агрегата разделена на две части (рисунки 2.2 и 2.3). Реакция $R_{РА}$ полученная в первой части схемы равна по модулю и противоположна по направлению усилию $F_{РА}$, действующей на вторую часть.

Запишем уравнение равновесия для системы, изображённой на рисунке 2.2:

$$R_{РА} \cdot L_{PM2} + M_{ПР} - M_{РМ} = 0,$$

$$R_{PA} = \frac{M_{PM} - M_{PP}}{L_{PM2}}, \quad (2.1)$$

где M_{PM} – крутящий момент, создаваемый рулевой машиной,

L_{PM2} – длина второго плеча рулевой машины,

Так как M_{PM} и L_{PM2} заранее известны, для определения R_{PA} необходимо вычислить момент создаваемый пружиной M_{PP} .

$$M_{PP} = F_{PP}' \cdot L_{PM1}, \quad (2.2)$$

где F_{PP}' – тангенциальная составляющая силы упругости пружины F_{PP} , действующей на рулевую машину.

L_{PM1} – длина первого плеча рулевой машины.

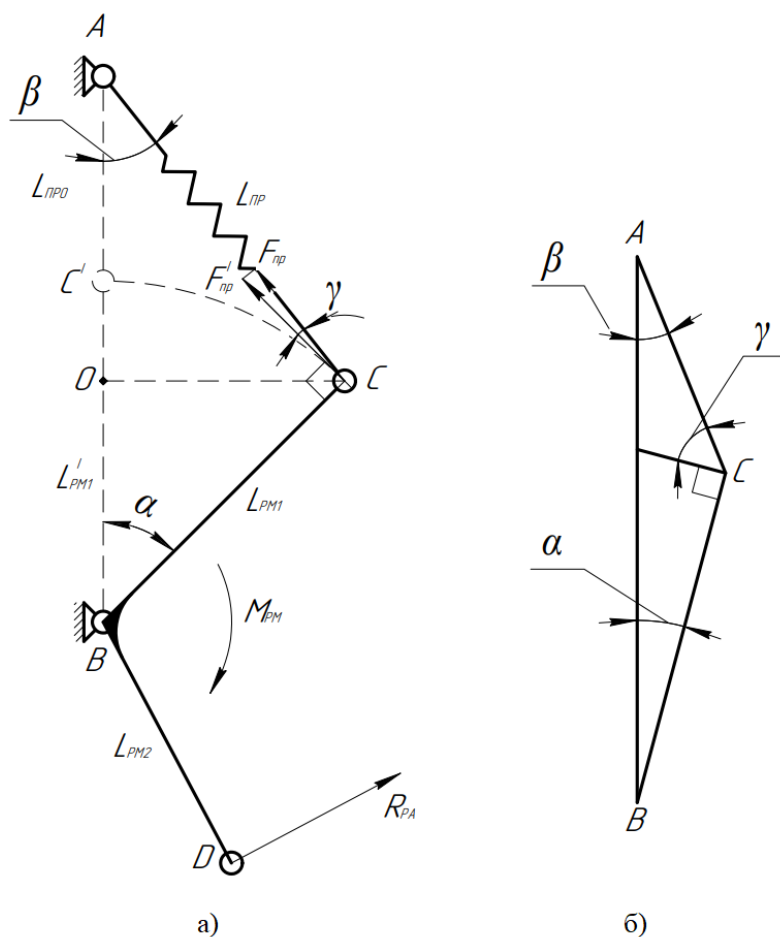


Рисунок 2.2 – Схема ведущей части рулевого агрегата

$$F_{PP}' = F_{PP} \cdot \cos \gamma, \quad (2.3)$$

где γ – угол между $F_{\text{ПР}}$ и $F_{\text{ПР}}^{\wedge}$.

Из треугольника на рисунке 2.2 видно, что угол γ можно вычислить как:

$$\gamma = 180^\circ - \beta - (180^\circ - (180^\circ - 90^\circ - \alpha)) = 90^\circ - \beta - \alpha, \quad (2.4)$$

где β – угол отклонения пружины,

α – угол поворота рулевой машины.

Угол β определим из прямоугольного треугольника ACO

$$\tan \beta = \frac{CO}{AO};$$

$$CO = L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha;$$

$$AO = L_{\text{ПР0}} + (L_{\text{PM1}} - L_{\text{PM1}}^{\wedge});$$

$$L_{\text{PM1}}^{\wedge} = L_{\text{PM1}} \cdot \cos \alpha;$$

$$AO = L_{\text{ПР0}} + (L_{\text{PM1}} - L_{\text{PM1}} \cdot \cos \alpha) = L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha);$$

$$\beta = \text{atan} \left(\frac{L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha)} \right), \quad (2.5)$$

где $L_{\text{ПР0}}$ – длина пружины в начальном положении,

$L_{\text{PM1}}^{\wedge}$ – проекция L_{PM1} на AB .

Подставляя уравнение (2.5) в (2.4), получим:

$$\gamma(\alpha) = 90^\circ - \alpha - \text{atan} \left(\frac{L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha)} \right). \quad (2.6)$$

Из закона Гука получим силу упругости пружины:

$$F_{\text{ПР}} = -k \cdot (L_{\text{ПР0}} - L_{\text{ПР}}(\alpha)), \quad (2.7)$$

где k – коэффициент жёсткости пружины.

Из треугольника ACO вычислим длину пружины в зависимости от угла поворота рулевой машины α :

$$L_{\text{ПР}}(\alpha) = \sqrt{CO^2 + AO^2} = \sqrt{(L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha)^2 + (L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha))^2}. \quad (2.8)$$

Подставляя уравнение (2.8) в (2.7), получим зависимость силы упругости пружины от α :

$$F_{\text{ПР}}(\alpha) = k \left(\sqrt{(L_{\text{PM1}} \cdot \sin \alpha)^2 + (L_{\text{ПР0}} + L_{\text{PM1}}(1 - \cos \alpha))^2} - L_{\text{ПР0}} \right). \quad (2.9)$$

Путём последовательной подстановки (2.6), (2.3) и (2.2) получим:

$$M_{\text{ПР}}(\alpha) = F_{\text{ПР}}(\alpha) \cdot L_{\text{ПМ1}} \cdot \cos \left(90^\circ - \alpha - \operatorname{atan} \left(\frac{L_{\text{ПМ1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{ПМ1}}(1 - \cos \alpha)} \right) \right) \\ = F_{\text{ПР}}(\alpha) \cdot L_{\text{ПМ1}} \cdot \sin \left(\alpha + \operatorname{atan} \left(\frac{L_{\text{ПМ1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{ПМ1}}(1 - \cos \alpha)} \right) \right).$$

Таким образом уравнение (2.1) примет вид:

$$R_{\text{РА}}(\alpha) = \frac{M_{\text{ПМ}}}{L_{\text{ПМ2}}} - F_{\text{ПР}}(\alpha) \cdot \frac{L_{\text{ПМ1}}}{L_{\text{ПМ2}}} \cdot \sin \left(\alpha + \operatorname{atan} \left(\frac{L_{\text{ПМ1}} \cdot \sin \alpha}{L_{\text{ПР0}} + L_{\text{ПМ1}}(1 - \cos \alpha)} \right) \right). \quad (2.10)$$

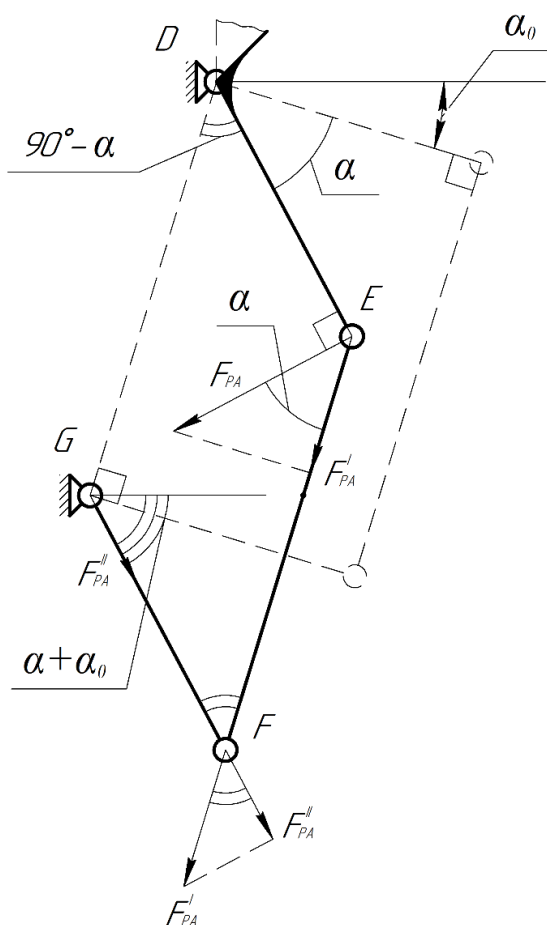


Рисунок 2.3 – Схема исполнительного механизма рулевого агрегата

Как видно из рисунка 2.3 усилие $F_{\text{РА}}^{\cdot}$, передаётся через шатун на рычаг рулевого агрегата и определяется как:

$$F_{\text{РА}}^{\cdot}(\alpha) = F_{\text{РА}}(\alpha) \cdot \cos \alpha, \quad (2.11)$$

Из рисунка 2.3 определим радиальную силу, действующую на вал рулевого агрегата:

$$F_{PA}''(\alpha) = F_{PA}'(\alpha) \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = F_{PA}'(\alpha) \cdot \sin(\alpha) = F_{PA}(\alpha) \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha) = \frac{1}{2} \cdot F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha). \quad (2.12)$$

Используя уравнение (2.11), получаем:

$$F_{PA}'(t) = F_{PA}(\omega t) \cdot \cos(\omega t)$$

Для проверки адекватности полученных зависимостей построим зависимость F_{PA}' от времени и сравним его с экспериментальными данными, полученными при огневом испытании рулевого агрегата. В данном испытании на тягу (см. рисунок 2.1) был установлен тензодатчик, регистрирующий усилие, приходящее с рулевой машины.



Рисунок 2.4 – Сравнение экспериментальных данных с аналитической зависимостью

Опираясь на график на рисунке 2.4, можно сделать вывод о качественном совпадении расчётных значений с экспериментальными данными.

На рисунке 2.5 схематично изображён вал рулевого агрегата. Здесь h – расстояние до точки приложения нагрузки от исполнительного механизма,

H – межопорное расстояние, при этом:

$$h < \frac{H}{2}.$$

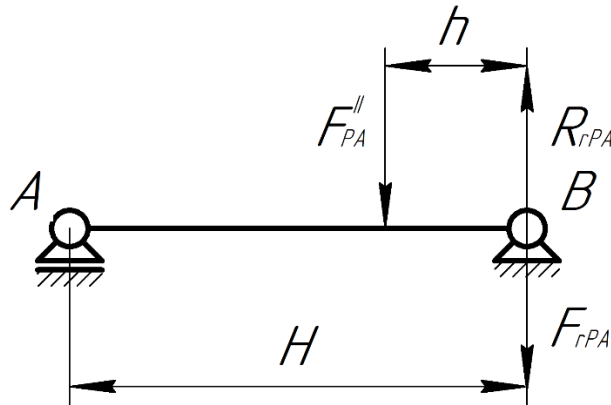


Рисунок 2.5 – Схема вала рулевого агрегата

Из рисунка 2.5 очевидно, что большее усилие передаётся на опору B, поэтому найдём силу F_{rPA} , действующую на неё от исполнительного механизма.

Запишем уравнение равновесия моментов относительно опоры A:

$$R_{rPA} \cdot H - F_{PA}^{\parallel} \cdot (H - h) = 0,$$

где R_{rPA} – реакция опоры B.

Тогда

$$|F_{rPA}| = |R_{rPA}| = \frac{H - h}{H} F_{PA}^{\parallel} = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}^{\parallel}.$$

Известно, что помимо рулевого агрегата, на опоры действует сила тяги двигателя $F_{дв}$.

На рисунке 2.6 изображена схема действия сил на опору B.

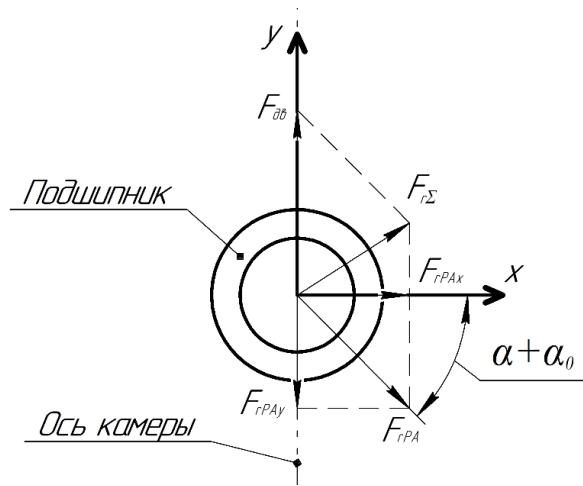


Рисунок 2.6 – схема действия сил на опору

После параллельного переноса в радиальной плоскости вала направление F_{rPA} совпадает с F_{PA}'' , а сила тяги двигателя $F_{дв}$ направлена вдоль оси камеры вверх.

Для получения суммарной радиальной силы, действующей на подшипник, спроецируем силу F_{rPA} на оси x и y .

$$F_{rPAx} = F_{rPA} \cdot \cos(\alpha + \alpha_0) = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}'' \sin(\alpha + \alpha_0), \quad (2.13)$$

$$F_{rPAy} = F_{rPA} \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}'' \cos(\alpha + \alpha_0), \quad (2.14)$$

где α_0 – угол установки рулевого агрегата относительно оси камеры.

Тогда суммарная радиальная сила:

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{F_{rPAx}^2 + (F_{дв} - F_{rPAy})^2} \quad (2.15)$$

Подставляя (2.12) в (2.13), (2.14), а затем (2.13), (2.14) в (2.15) получим:

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{\left(\left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha) \sin(\alpha + \alpha_0)\right)^2 + \left(F_{дв} - \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha) \cos(\alpha + \alpha_0)\right)^2}$$

Последовательно решая уравнения (2.9), (2.10), (2.11), можно получить суммарную радиальную нагрузку, действующую на опору рулевого агрегата.

Из полученного уравнения можно вывести коэффициент динамичности:

$$k_{\text{дин}} = \sqrt{\left(\frac{F_{r\text{РА}}(\alpha)}{F_{\text{дв}}}\right)^2 - 2 \frac{F_{r\text{РА}}(\alpha)}{F_{\text{дв}}} \sin(\alpha_0) + 1};$$

тогда уравнение суммарной радиальной силы будет иметь вид:

$$F_{r\Sigma} = k_{\text{дин}} F_{\text{дв}}.$$

Для оценки влияния рулевой машины на радиальную силу, найдём $\Delta F_r = F_{r\Sigma} - F_{\text{дв}}$. На рисунке 2.7 приведён график $\Delta F_r = f(\alpha)$. При этом следует учесть, что момент от рулевой машины $M_{\text{рм}}$ может быть как положительным, так и отрицательным, что соответствует прямому и обратному ходу РА.

Из рисунка 2.7 видно, что дополнительная сила может как догружать, так и разгружать подшипник, при этом максимальное догружение составляет $\Delta F_r = 1871 \text{ Н}$ и составляет 12 % нагрузки от тяги РА.

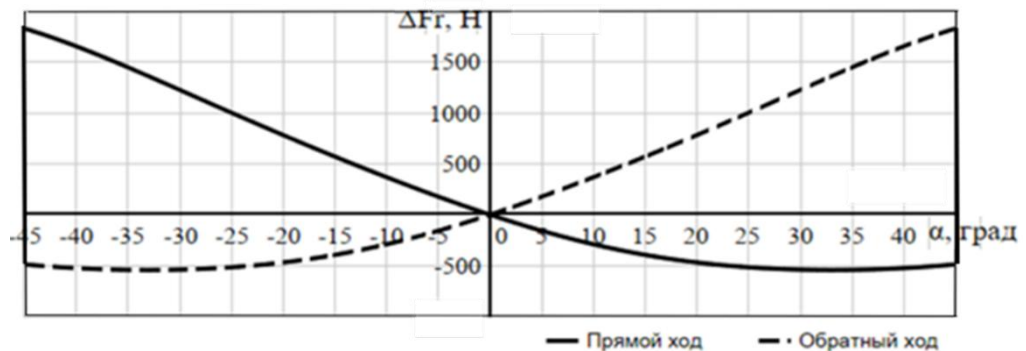


Рисунок 2.7 – изменение радиальной силы F_r , действующей на подшипник в зависимости от угла положения α рулевой машины

2.2 Определение термических нагрузок при захолаживании опоры

Современная методика расчёта шарнирного подшипникового УК РА рассматривает только радиальную составляющую нагрузки в подшипниковой опоре. Специфической особенностью шарнирных подшипниковых узлов качания является их совмещение с магистралями подвода компонентов топлива (в том числе криогенных). Была выдвинута гипотеза, что термическое воздействие

криогенного компонента ракетного топлива на один из узлов качания РА ЖРД приводит к возникновению осевого усилия.

На рисунке 2.8а представлена схема шарнирного РА. Указанную составную конструкцию условно можно заменить двухопорным валом, одна из подшипниковых опор которого имеет возможность перемещаться в пределах осевого зазора (см. рисунок 2.8б) Получение осевого зазора L (см. рисунок 2.9) должно быть гарантировано техпроцессом на сборку РА.

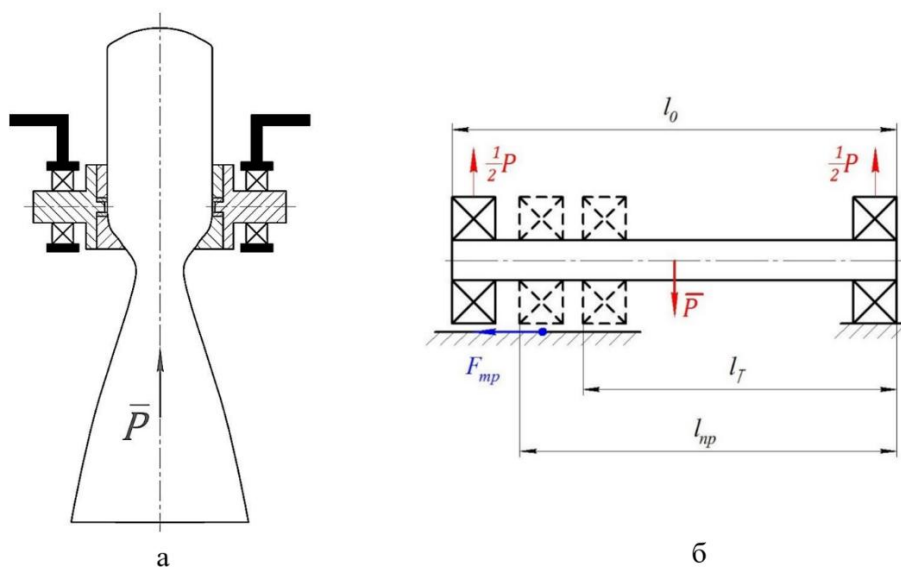


Рисунок 2.8 – Шарнирный РА

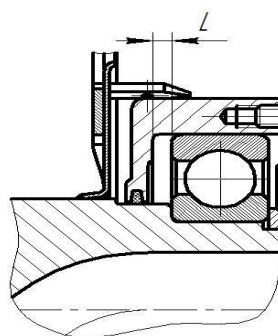


Рисунок 2.9 – Положение зазора L

Как было сказано выше, цапфы узлов качания являются трактообразующими элементами. При выходе на главную ступень тяги через полость одной из цапф прокачивается криогенный компонент, что приводит к ее интенсивному захлаживанию. Вследствие термического сжатия одной из секций межопорное расстояние всего вала сокращается. При отсутствии противодействия

(торможения) опора цапфы примет положение, соответствующее размеру l_T . Очевидно, что при жесткой фиксации плавающей опоры в валу появляются растягивающие усилия F_a , пропорциональные возникающему напряжению

$$F_a \sim \sigma = E \frac{l_0 - l_T}{l_0}.$$

На Рисунок 2.10 приведено типичное исполнение цапфы в сборе с подшипником. Из условий монтажа принимается, что при всех условиях нагружения внутреннее кольцо подшипника находится в упоре к бурту А цапфы, а осевой зазор в подшипнике полностью выбран. Тогда перемещение подшипника будет численно совпадать с перемещением бурта А цапфы. Рассмотрим случай, когда по какой-либо причине осевой зазор $L=0$. Ввиду конструктивных особенностей узла качания, осевая нагрузка, приложенная к подшипнику и направленная на растяжение цапфы, воспринимается участком цапфы длиной

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 + \dots + x_i.$$

При выполнении расчетов целесообразно произвести замену цапфы, имеющей сложную геометрическую форму, эквивалентным ей полым ступенчатым цилиндром, имеющим идентичные площади поперечных сечений F_i (см. Рисунок 2.10).

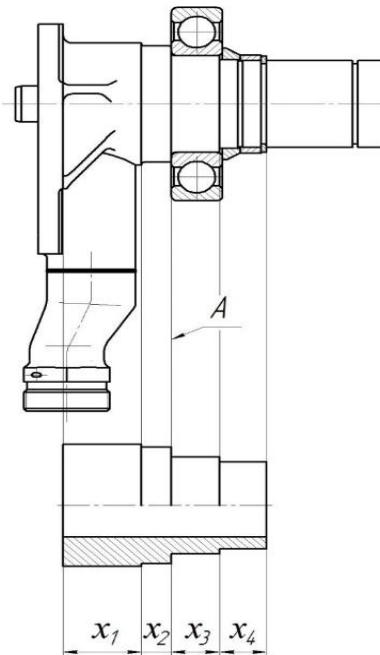


Рисунок 2.10 – Цапфа с подшипником и эквивалентный ей по жесткости ступенчатый цилиндр

В процессе захлаживания перемещение бурта А при отсутствии сопротивления со стороны других элементов узла качания будет определяться выражением:

$$\delta l = (x_1 + x_2)\alpha\Delta t, \quad (2.16)$$

где α – коэффициент линейного расширения; Δt – разница температур начала и конца захлаживания.

При отсутствии зазора L (см. рисунок 2.9) в бурте корпуса, ограничивающем осевое перемещение подшипника, возникнут напряжения сдвига, усилие F_a от которых будет препятствовать перемещению подшипника (бурта цапфы А) на ранее вычисленную величину δl . В результате в цапфе возникнут растягивающие напряжения, борт А цапфы переместится на величину $\delta l_1 < \delta l$, вычисляемую по формуле:

$$\delta l_1 = \frac{F_a}{E} \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{F_i},$$

где E – модуль упругости стали, x_i и F_i – длины и площади поперечных сечений соответствующих растянутых ступенчатых участков, n – число эквивалентных участков цапфы.

Вследствие воздействия наружного кольца подшипника на ограничивающий борт корпуса (см. рисунок 2.11) произойдет его деформация на величину

$$\delta l_2 = \frac{F_a \cdot a}{G \cdot S},$$

где a – толщина кольца подшипника (см. рисунок 2.11); S – поперечная кольцевая площадь бурта, воспринимающая напряжение сдвига; G – модуль упругости материала корпуса при сдвиге.

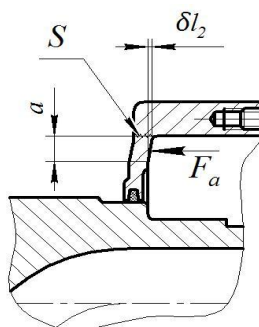


Рисунок 2.11 – Усилия и перемещения в бурте корпуса

Суммарная деформация системы «цапфа + бурт корпуса» не может превышать перемещения δl (перемещения подшипника в отсутствие противодействия). При достижении равновесного состояния, когда растягивающее усилие в цапфе равно сдвигающему усилию в ограничивающем бурте корпуса, очевидно неравенство

$$\delta l \geq \delta l_1 + \delta l_2$$

Таким образом, для нахождения максимально возможного усилия $F_{a \max}$, дополнительно нагружающего подшипник в осевом направлении, необходимо решить систему линейных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \delta l &= \delta l_1 + \delta l_2 \\ \delta l_1 &= \frac{F_{a \max}}{E} \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{F_i} \\ \delta l_2 &= \frac{F_{a \max} \cdot a}{G \cdot S} \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

При рассмотрении работы РА в сборе очевидно, что вычисленная нагрузка будет перераспределена между подшипниками узлов качания. При симметричных геометрических размерах и, следовательно, жесткостях цапф и корпусов, каждый подшипник будет воспринимать половину нагрузки $F_{a \max}$. Это следует из того, что при включении в работу второй незахожденной цапфы относительная деформация условного составного вала уменьшится вдвое с пропорциональным уменьшением напряжений и растягивающих усилий. Таким образом, осевое усилие каждого подшипника

$$F_{ai} = \frac{1}{2} F_{a \max}. \quad (2.18)$$

Радиальная нагрузка F_R на каждый подшипник составляет половину тяги РА. Эквивалентная нагрузка в подшипнике при одновременном воздействии F_{ai} и F_R вычисляется по известной эмпирической зависимости [30]:

$$P = 0,56 F_R + Y \cdot F_{ai}, \quad (2.19)$$

где Y – коэффициент, при $F_{ai}/F_R > 0,44$ $Y = 1$, $F_R = \frac{1}{2} P$, P – тяга РА.

При наличии осевой и радиальной нагрузки момент также вычисляется по эмпирической формуле [30]

$$M = 0,0009 \left(\frac{P}{C_0} \right)^{0,55} (2F_{ai} - 0,1F_R) \cdot D_0, \quad (2.20)$$

где D_0 – средний диаметр подшипника;

C_0 – статическая грузоподъемность подшипника.

В данном случае требуется уточненная методика расчета момента трения в подшипнике, так как зависимости (2.19) и (2.20) малопригодны для решения указанной задачи. Это связано с тем, что ожидаемое отношение F_{ai}/F_R (т.е. коэффициент трения μ) меньше 0,44, а сама формула (2.19) оптимальна для высокооборотных подшипников, работающих в условиях жидкостной смазки.

Механизм комбинированного нагружения радиальных подшипников может быть связан не только с нулевым технологическим зазором L . Его происхождение можно пояснить схемой на рисунке 2.8б. При сокращении длины условного составного вала перемещение подшипника будет тормозиться силой трения наружного кольца. При достижении некоторой длины $l_{пр}$ возникнет равновесное состояние, при котором сила трения покоя в паре «подшипник + корпус» уравнивает растягивающее усилие условного вала. С учетом известного закона Амонтона-Кулона при принятом ранее перераспределении нагрузок между подшипниками захоложенной и незахоложенной цапфы

$$F_{ai} = \frac{1}{2} F_{тр} = \frac{1}{2} F_R \cdot \mu, \quad (2.21)$$

где μ – коэффициент трения покоя в паре «подшипник - корпус».

Данное утверждение справедливо при посадке подшипника в корпус с зазором, в том числе при захоложенной конструкции. По третьему закону Ньютона F_{ai} – осевое усилие, приходящееся на каждый из подшипников.

Эмпирические значения коэффициентов трения при применяемых материалах АЛ-4 (для корпуса) и 95Х18 (для подшипника) составляют 0,18 при условиях применения консистентной смазки и 0,33 для сухого трения [21]. Для РА ЖРД РД-108А при работе на номинальном режиме в земных условиях $F_R = 15,7$ кН. Рассчитанная в соответствии с выражением (2.21) осевая нагрузка

каждого подшипника в зависимости от условий смазывания будет находиться в диапазоне $F_{ai} = (1,41 \dots 2,59)$ кН.

Более сложным является случай, когда зазор посадки подшипника в корпус $s_0=0$ мкм, так как при этом при захолаживании вследствие разницы коэффициентов линейного расширения возникает натяг в сопряжении. Для определения рабочей температуры было выполнено ее экспериментальное определение в стендовых условиях испытательного цеха ПАО «ОДК-Кузнецов».

При этом был использован серийный узел качания, дополнительно оснащенный двумя термопарами типа ХК, расположенными в секторе $\sim 90^\circ$ симметрично относительно вертикальной плоскости узла.

Испытание проводилось при температуре окружающего воздуха 15°C , что соответствует стандартной атмосфере. Получена близкая к линейной зависимость, хорошо аппроксимируемая прямой (см. рисунок 2.12), пригодной для проведения расчетов. Наличие только отрицательных значений температур объясняется тем, что начало регистрации параметров совпадало с получением стабильного потока криогенного компонента через узел без разрыва струи и выхода парогазовых пузырей. Время проведения эксперимента составило 15 минут. Данный временной интервал заведомо являлся избыточным, так как максимальное время работы РА как при стендовых испытаниях, так и в эксплуатации не превышает 330 секунд.

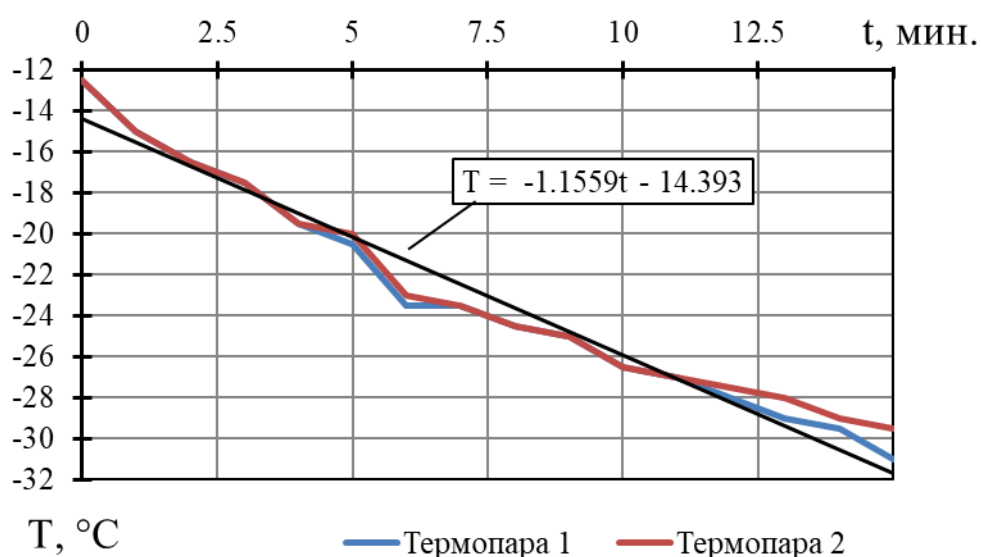


Рисунок 2.12 – Фактическая и аппроксимированная зависимость температуры корпуса от времени захолаживания

С использованием графика на рисунке 2.12 получено расчетное значение температуры окончания захлаживания, соответствующее полно ресурсному воздействию, которое составило минус 20°C.

Значение диаметрального размера захлаженного алюминиевого корпуса было вычислено по зависимости

$$d_k = d(1 - \alpha \cdot \Delta t),$$

где α – коэффициент линейного расширения, для АЛ-4 $\alpha = 21,7 \cdot 10^{-6}$ град $^{-1}$ [68];

d – номинальный диаметр отверстия корпуса до захлаживания, $d = 0,08$ м;

Δt – абсолютное значение разницы температур, $\Delta t = 35^\circ\text{C}$.

Расчетное значение уменьшения посадочного диаметра (по корпусу) составило $\delta d_k = 61$ мкм.

Ввиду отсутствия справочных данных по коэффициенту линейного расширения для подшипникового сплава 95Х18 были выполнены соответствующие замеры непосредственно на серийном подшипнике 6-208Ю2. Предварительный диаметр выбранного подшипника составил 79,992 мм (при 15°C). После четырехчасовой выдержки в приборе ПХД-2 при температуре минус (30°±2°) среднее значение диаметра составило 79,962 мм. С учетом линейности функции интерполированием получим, что для температуры полно ресурсного захлаживания минус 20°C ($\Delta t = 35^\circ\text{C}$) уменьшение диаметра составит $\delta d_{\text{п}} = 23$ мкм.

Таким образом, натяг в соединении определяется как

$$\Delta_T = \max(0; \delta d_k - \delta d_{\text{п}} - s_0), = 38 \text{ мкм}$$

Согласно [69] контактное напряжение, возникающее в сопряжении, вычисляется по формуле:

$$q = \frac{\Delta_T}{2(\lambda_1 + \lambda_2)}, \quad (2.22)$$

где Δ_T – величина натяга, м; λ_1 – коэффициент радиальной податливости охватываемой детали (наружного кольца подшипника); λ_2 – коэффициент радиальной податливости охватывающей детали (наружного диаметра корпуса).

Схема нагружения и характерные размеры сопряжения представлены на рисунке 2.13. Контактные напряжения q при соединении деталей с натягом в

общем случае распределены по длине соединения неравномерно, так как равномерной деформации препятствуют выступающие части деталей. Однако для предварительного расчета принимаем, что контактные напряжения одинаковы во всех точках поверхностей контакта. Это эквивалентно допущению о сопряжении двух цилиндров одинаковой длины.

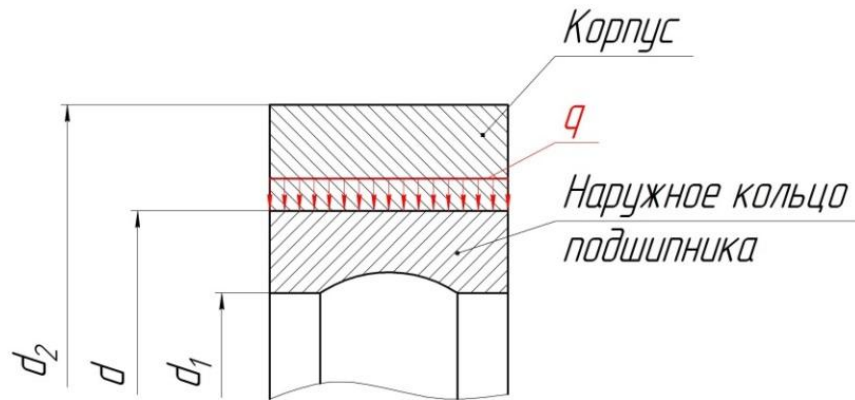


Рисунок 2.13 – Расчетная схема сопряжения «подшипник – корпус» с натягом

Коэффициенты радиальной податливости зависят от радиальных размеров и материалов деталей [69]:

$$\lambda_1 = \frac{d}{2E_1} \left[\frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \varepsilon_1 \right], \quad (2.23)$$

$$\lambda_2 = \frac{d}{2E_2} \left[\frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \varepsilon_2 \right], \quad (2.24)$$

где d , d_1 , d_2 – характерные диаметры, приведенные на рисунке 9;

ε_1 , E_1 , ε_2 , E_2 – коэффициенты Пуассона и модули Юнга соответственно для охватываемой и охватывающей детали.

Согласно имеющимся справочным данным [70] для наружного кольца подшипника (сталь 95Х18):

$$\varepsilon_1 = 0,275; E_1 = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

Для корпуса (алюминиевый сплав АЛ-4):

$$\varepsilon_2 = 0,34; E_2 = 0,72 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

Номинальные характерные диаметры для узла качания РА ЖРД РД-108А:

$$d = 0,08 \text{ м}; d_1 = 0,0676 \text{ м}; d_2 = 0,096 \text{ м}.$$

С учетом вышеприведенных конструкционных, справочных и расчетных данных выражения (2.22), (2.23), (2.24) принимают значения:

$$\lambda_1 = 1,089 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}; \lambda_2 = 3,27 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}; q = 4,359 \text{ МПа}.$$

Для серийного подшипника 6-208Ю2 с известными диаметром и шириной наружного кольца полученное значения нормального давления q сравнительно просто трансформируется в дополнительную величину силы трения покоя, которая может быть суммирована с ранее определенной силой трения при посадке с зазором. С учетом (2.21) получаем следующую формулу:

$$F_a = \frac{\mu}{2} \left(\frac{P}{2} + q\pi dB \right),$$

где $B = 18$ мм – ширина подшипника.

Вычисления при заявленных выше коэффициентах трения 0,18 и 0,33 показали значения суммарной осевой нагрузки F_{ai} на один подшипник 3,19 кН и 5,84 кН соответственно.

Проведенная расчетная оценка подтверждает, что для найденного диапазона F_{ai} , лежащего в интервале (3,19...5,84) кН, соотношение $F_{ai}/F_R > 0,44$ не выполняется. Поэтому зависимости (2.19) и (2.20) не могут быть использованы.

2.3 Определение рационального эксцентриситета эксцентриковых втулок в шарнирных РА ЖРД

Энергетические возможности рулевых машин (РМ) применяемых в РА ЖРД должны с определённым быстродействием преодолевать всю совокупность моментов, реализуемых в РА. Наиболее важными компонентами данной комплексной величины, выступающей в качестве момента сопротивления вращения вала РМ, являются момент трения в узлах качания ($M_{тр}$) и момент от асимметрии тяги РА ($M_{ас}$). Формально $M_{тр}$ и $M_{ас}$ являются независимыми друг от друга величинами. $M_{ас}$ хорошо поддается регулировке, направленной на уменьшение его абсолютного значения ($|M_{ас}|$), с помощью эксцентриковых втулок. С целью технологического упрощения втулки применяются с фиксированным

значением эксцентриситета, причём постановка осуществляется с момента достижения РА фиксированной пороговой величины M_n , установленной разработчиком. Таким образом, реализуется ступенчатый способ регулировки по M_{ac} . Изменение (уменьшение) $M_{тр}$ является значительно более сложной задачей. Для управления процессами трения в узлах качания были проведены или использовались исследования по нескольким направлениям:

- а) разработка мероприятий по уменьшению момента трения в уплотнениях [71, 72, 73, 74, 75];
- б) оценка влияния геометрических параметров подшипников качения на коэффициент трения, подбор наиболее оптимального качества обработки рабочих поверхностей [76, 77];
- в) разработка методики расчета и мероприятий по уменьшению момента трения в радиальных подшипниках [78, 79, 80, 81];
- г) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в бессепараторных подшипниках [82, 83].

Как показывает практика, внедрение сформированных предложений требует определённого времени, а также изменений сложившихся технологических процессов. Для оперативного решения вопроса о допуске по назначению РА ЖРД, имеющего отступление от требований по $M_{тр}$, в производстве практикуется полная переборка узлов качания с неизбежным повторением дорогостоящего огневого испытания РА. По статистике такое испытание оказывается действенным только в половине случаев. Выход из создавшейся ситуации, исключающий необходимость коррекции условий работы трибосопряжений, впервые был предложен в работе [84]. Рассматривалась возможность замены суммы $M_{тр}$ и $|M_{ac}|$ условным суммарным моментом M_{Σ} , что даёт возможность его корректировки только эксцентриковыми втулками без вмешательства в конструкцию узлов качания. На практике это означает получение такого способа регулирования, который при сохранении верхнего установленного предела $M_{\Sigma}(M_{\Sigma max})$ максимально полно перераспределяет компоненты суммы в пользу $M_{тр}$. В настоящее время имеется понимание сложившейся проблемы со стороны разработчиков технических

условий на РМ, которые гарантируют сохранение её работоспособности и функциональности в случае не превышения $M_{\Sigma max}$. При этом само соотношение компонентов внутри величины M_{Σ} для них является непринципиальным. В свете изложенного задача определения наиболее рационального способа регулирования суммарной моментной характеристики получает ещё большую актуальность. В работе [84] проведен анализ возможных способов применения эксцентриковых втулок с фиксированным эксцентриситетом. Было показано, что, используя различные соотношения между граничным значением постановки эксцентриковой втулки M_n и величиной корректируемого втулкой момента M_k , можно получить не менее 8-ми типов графиков функции $M_{\Sigma} = f(M_{ac})$. С помощью аналитических и графических зависимостей удалось найти единственное решение по определению наибольшей величины M_n , которая составляет половину величины M_k . Это позволило получить критерий оценки допустимых изменений $M_{тр}$ в сторону увеличения без превышения $M_{\Sigma max}$. Практическая ценность проведенных исследований была продемонстрирована на примере РА первой и второй ступени РН «Союз-2». Рассчитанный резерв прироста $M_{тр}$ серийной конструкции составил от 6 Н·м до 9,5 Н·м, что уже способно компенсировать любые зарегистрированные выходы $M_{тр}$ РА ЖРД РД-107А/108А за верхний установленный предел при огневых контрольно-технологических испытаниях. Сам перенос границы M_n не требует никакого конструктивного изменения РА, что предопределяет нулевые затраты на внедрение и изменение технологии. Однако этим резервы совершенствования существующей методики корректировки M_{Σ} не исчерпываются. Работой [84] не затрагивался анализ величины M_k и её возможная зависимость от области определения функции $M_{\Sigma} = f(M_{ac})$. Было только заявлено, что данная величина определена разработчиком на этапе проектирования. Необходимо более детальное рассмотрение M_k в качестве переменной, так как предварительные оценки показывают возможность рационализации в том числе и по данному параметру с увеличением диапазона допустимой корректировки $M_{тр}$.

Цель исследования – анализ комплексной характеристики, объединяющей $M_{тр}$ и $M_{ас}$ РА, с последующим определением рациональной величины корректирующего момента $M_{к,р}$, позволяющей увеличить допустимый момент трения в узлах качания шарнирных РА при отсутствии дополнительного нагружения рулевых машин двигательных установок.

Необходимо найти универсальную аналитическую зависимость величины компенсирующего момента M_k от граничного значения $M_{ас}(M_{ас max})$ при том, что $M_{ас}$ выступает в качестве переменного компонента совокупного момента M_{Σ} РА.

Характеристику M_{Σ} удобно рассматривать на примере самого массового в истории отечественного и мирового ракетостроения шарнирного РА ЖРД первой и второй ступени РН типа «Союз». Данная конструкция растажигована более чем в 22 тысячах экземпляров и продолжает изготавливаться и применяться в настоящее время. Конструктивно данные РА входят в состав двигательных установок, являющихся основой пилотируемых программ отечественной космонавтики. В составе данных РА для регулировки момента применяются два вида втулок, одна из которых осесимметричная (коаксиальная), другая – с фиксированным значением эксцентриситета e . В конструкторской документации назначена пороговая величина момента от асимметрии тяги M_n , при превышении которой осесимметричная втулка меняется на эксцентриковую (рисунок 2.14). При этом получается новое значение момента от асимметрии, равное алгебраической разности ($M_{ас} - M_k$).



Рисунок 2.14 – Конструктивная схема компенсации момента асимметрии эксцентриковой втулкой

Корректирующий момент втулки находится по зависимости

$$M_k = P \cdot e, \quad (2.25)$$

где P – тяга РА при работе на главной ступени тяги;

e – величина эксцентриситета.

Рассмотрим условную выборку результатов огневых испытаний РА, где каждый агрегат характеризуется своим значением M_{ac} . При этом удобно оперировать максимально допустимым значением момента трения $M_{тр}$, единым для всех РА, то есть

$$M_{тр} = M_{тр\ max} = const.$$

Проанализируем поведение совокупного момента M_{Σ} при возрастании M_{ac} . Функция $M_{\Sigma} = f(M_{ac})$ принимает следующий вид:

$$M_{\Sigma} = M_{тр\ max} + |M_{ac}| \text{ при } M_{ac} \leq M_n; \quad (2.26)$$

$$M_{\Sigma} = M_{тр\ max} + |M_{ac} - M_k| \text{ при } M_{ac} > M_n. \quad (2.27)$$

В работе [84] показано, что наибольший практический интерес представляет случай намеренного перерегулирования параметра M_k при соблюдении неравенства

$$2M_n > M_k > M_n.$$

Другие сочетания не являются рациональными и не имеют резерва коррекции. По аналогии с серийными РА условно ограничим область определения функции $M_{\Sigma} = f(M_{ac})$ удвоенной величиной M_n , хотя в дальнейшем будет показано, что данное ограничение не является обязательным. В соответствии с выражениями (2.26) и (2.27) графический вид функции представлен на рисунке 2.15. Появление нисходящего участка графика связано с последовательным уменьшением слагаемого выражения (2.27) внутри области определения функции $[M_n; M_k]$ до нуля. Важно отметить, что на нисходящих/восходящих участках графика производная функции равна ± 1 (изменение аргумента равно изменению функции).

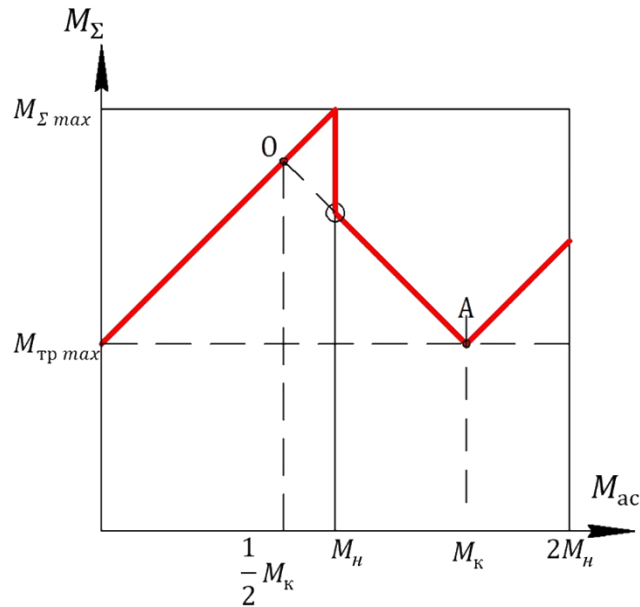


Рисунок 2.15 – Характеристика совокупного момента M_{Σ} при величине компенсирующего момента $M_K > M_H$

Скачкообразное изменение функции при $M_{ac} = M_H$ объясняется неравенством выражений (2.26) и (2.27) в окрестности точки M_H . Действительно, в данном случае выражение (2.26) принимает вид

$$M_{\Sigma} = M_{\text{тр max}} + |M_H|.$$

Выражение (2.27) предстанет в виде

$$M_{\Sigma} = M_{\text{тр max}} + |M_H - M_K|.$$

При действии ранее введенного ограничения $2M_H > M_K > M_H$ очевидно неравенство $|M_H| > |M_H - M_K|$. Поэтому в окрестности аргумента $M_{ac} = M_H$ реализуется нисходящий вертикальный скачок.

Если назначить

$$M_H = \frac{1}{2} M_K.$$

вертикального скачкообразного изменения функции в момент постановки эксцентриковой втулки не произойдет. Действительно, выражение (2.26) в данном случае примет вид

$$M_{\Sigma} = M_{\text{тр max}} + \left| \frac{1}{2} M_K \right|.$$

Выражение (2.27) после несложного преобразования примет аналогичную форму

$$M_{\Sigma} = M_{\text{тр max}} + \left| \frac{1}{2} M_{\text{к}} - M_{\text{к}} \right| = M_{\text{тр max}} + \left| -\frac{1}{2} M_{\text{к}} \right| = M_{\text{тр max}} + \left| \frac{1}{2} M_{\text{к}} \right|.$$

Численное равенство выражений (2.27) и (2.26) исключает вертикальный скачок. В таком случае в точке О (рисунок 2.16) реализуется перегиб функции с изменением знака производной, однако нисходящая ветвь графика по-прежнему приходит в точку А. В работе [84] графически было показано, что возможный прирост Δ параметра $M_{\text{тр max}}$ любого шарнирного РА определяется выражением

$$\Delta = M_{\text{н}} - \frac{1}{2} M_{\text{к}}. \quad (2.28)$$

Зависимость (2.28) указывает нам наиболее рациональную границу постановки эксцентриковой втулки $M_{\text{н.р}}$.

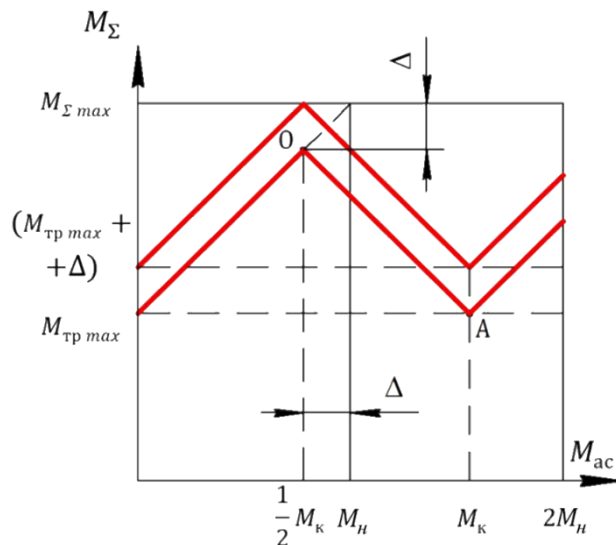


Рисунок 2.16 – Графический способ определения допустимого прироста $M_{\text{тр max}}$ в случае смещения границы постановки эксцентриковой втулки к величине $\frac{1}{2} M_{\text{к}}$

Рассмотрим верхний график функции $M_{\Sigma} = f(M_{\text{ас}})$, представленный на рисунке 2.16. Он получен вертикальным смещением графика без вертикального скачка к величине $M_{\Sigma \text{ max}}$. Данный смещенный график также не является полностью рациональным, так как на границе области определения $M_{\Sigma \text{ max}}$ не достигается. Это означает, что у РА есть определённый резерв по суммарному

моменту и, с точки зрения энергетических возможностей РМ, его ещё можно использовать. Однако при этом будет превышение допустимой границы момента от асимметрии тяги, которое директивно ограничено разработчиком по причине ухудшения гидравлических характеристик и снижения прочности РА.

Для удобства дальнейших рассуждений обозначим границу области определения функции $M_{\Sigma} = f(M_{ac})$ величиной $M_{ac\ max}$.

Простейшее решение по рационализации способа регулирования суммарного момента непосредственно вытекает из рисунка 2.16. Необходимо такое последующее смещение графика, чтобы на границе области определения ($M_{ac} = M_{ac\ max}$) функция достигала разрешённого максимума ($M_{\Sigma} = M_{\Sigma\ max}$). Верхняя точка перегиба также должна остаться на разрешённом максимуме. Этого можно добиться, если переназначить:

$$M_{н.р} = \frac{1}{3} M_{ac\ max}, \quad (2.29)$$

$$M_{к.р} = \frac{2}{3} M_{ac\ max}. \quad (2.30)$$

Указанные соотношения легко доказываются, исходя из геометрического равенства 3-х прямоугольных треугольников, представленных на рисунке 2.17.

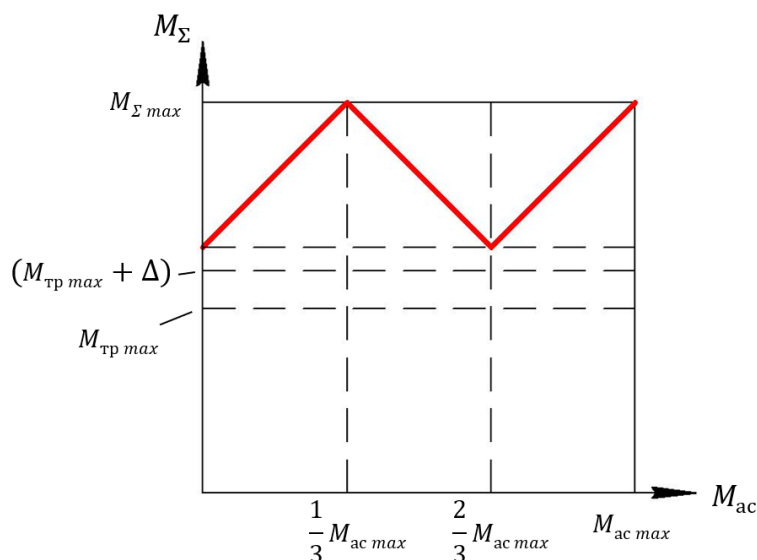


Рисунок 2.17 – Рациональный вид функции $M_{\Sigma} = f(M_{ac})$, достигающей максимума на границе области определения

Таким образом, вновь предложенный способ рационализации, по сути, представляет собой горизонтальный сдвиг графика в единственное предельное положение, когда $M_{ac\ max}$ соответствует $M_{\Sigma\ max}$. Необходимо отметить, что найденное в работе [84] соотношение (2.26) по-прежнему выполняется.

Иные способы регулирования с другими соотношениями M_k , M_n и $M_{ac\ max}$ такими свойствами не обладают. В работе [84] однозначно определен допустимый прирост момента трения Δ при условии рационального положения $M_{n.p.}$, заданного выражением (2.26). В развитие темы найдём дополнительный допустимый прирост момента трения Δ_1 в случае, если совокупная моментная характеристика будет соответствовать рисунку 2.17. Решение может быть найдено графически, если совместить график рисунка 2.17 с верхним графиком рисунка 2.16. Данное совмещение представлено на рисунке 2.18.

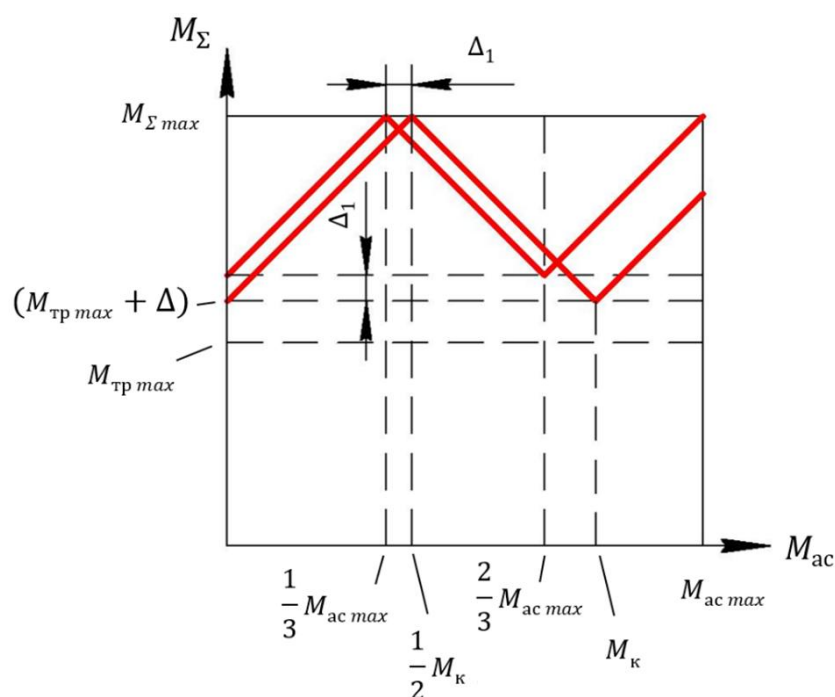


Рисунок 2.18 – Графический способ определения дополнительного прироста $M_{тр\ max}$ в случае смещения величины корректируемого момента M_k

к величине $\frac{2}{3} M_{ac\ max}$

Из равенства катетов прямоугольного треугольника следует, что

$$\Delta_1 = \frac{1}{2} M_k - \frac{1}{3} M_{ac\ max}. \quad (2.31)$$

Суммируя выражения (2.28) и (2.31), получим максимальный теоретический прирост момента трения Δ_{Σ} шарнирного РА, у которого граница постановки эксцентриковых втулок и регулируемый втулками момент отличны от соотношений (2.29) и (2.30):

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_1 = \left(M_{\text{н}} - \frac{1}{2} M_{\text{к}} \right) + \left(\frac{1}{2} M_{\text{к}} - M_{\text{н.р}} \right);$$

$$\Delta_{\Sigma} = M_{\text{н}} - \frac{1}{3} M_{\text{ас.мах}}. \quad (2.32)$$

Выражение (2.32) легко представить графически, если совместить функции $M_{\Sigma} = f(M_{\text{ас}})$ рисунка 2.15 и рисунка 2.17 соответственно. Данное совмещение представлено на рисунке 2.19.

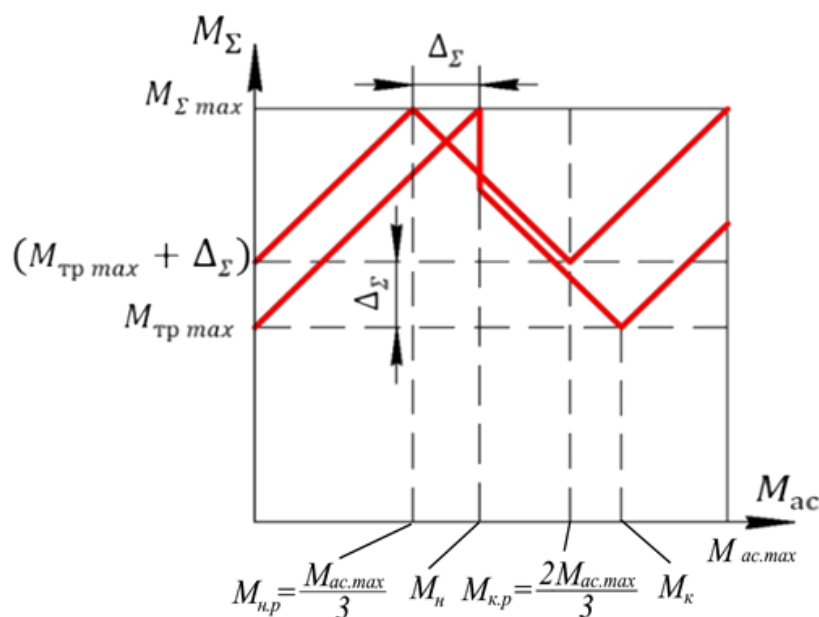


Рисунок 2.19 – Графический способ определения максимального прироста $M_{\text{тр.мах}}$ в случае одновременной рационализации $M_{\text{н}}$ и $M_{\text{к}}$

Выражение (2.32) позволяет оценить величину возможной корректировки эксплуатации характеристики $M_{\text{тр.мах}}$ в сторону максимального увеличения без ущерба для рулевой машины РА и системы управления РН в целом. Очевидно, что это выполнимо для уже существующих конструкций РА с ранее назначенным

параметром M_H . С учётом зависимостей (2.25) и (2.30) наиболее рациональная величина эксцентриситета регулировочных втулок определяется выражением

$$e_p = \frac{2M_{ac\ max}}{3P}. \quad (2.33)$$

Применение рационального эксцентриситета снижает максимальный момент асимметрии на 33 % с 29,4 до 19,6 Н·м для РА ЖРД РД-107А/108А.

Выводы к главе 2

1. В результате исследований проведён анализ кинематической схемы привода рулевого агрегата ЖРД. Получены аналитические зависимости динамического переменного во времени усилия, приходящего на подшипниковые опоры рулевого агрегата. Показано, что дополнительная сила может как догружать, так и разгружать подшипник, при этом максимальное догружение составляет $\Delta F_r = 1871$ Н и составляет 12 % нагрузки от тяги РА.
2. Установлена причина систематического занижения расчетного значения момента трения узла качания РА ЖРД РД-107А/108А относительно экспериментальных данных. Показано, что при типичных условиях нагружения термическое воздействие обязательно приводит к возникновению осевой составляющей нагрузки, приходящейся на опорный подшипник узла качания. Сделано обоснованное предположение о характере перераспределения нагрузок между подшипниками захолаживаемого узла и узла, работающего при нормальной температуре.
3. Теоретически определены величины радиальной и осевой нагрузок, которые следует учитывать при расчёте моментных характеристик в подшипниковых опорах шарнирных РА ЖРД.
4. Определён рациональный эксцентриситет эксцентриковых втулок в шарнирных РА ЖРД. Применение рационального эксцентриситета снижает максимальный момент асимметрии на 33 % с 29,4 до 19,6 Н·м для РА ЖРД РД-107А/108А.

3 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЁТА МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ШАРИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ ТЕЛ КАЧЕНИЯ И ЦЕНТРИРУЮЩЕГО КОЛЬЦА О СЕПАРАТОР

3.1 Разработка теоретической модели

Технологические аспекты при изготовлении, монтаже и эксплуатации подшипников качения в опорах машин и механизмов оказывают существенное влияние на работоспособность и долговечность изделий [76, 77, 79]. Эксплуатационные параметры, такие как соотношения действующих на радиально-упорные подшипники осевых и радиальных нагрузок, перекос колец, центробежные силы влияют на динамические характеристики опор [44, 78].

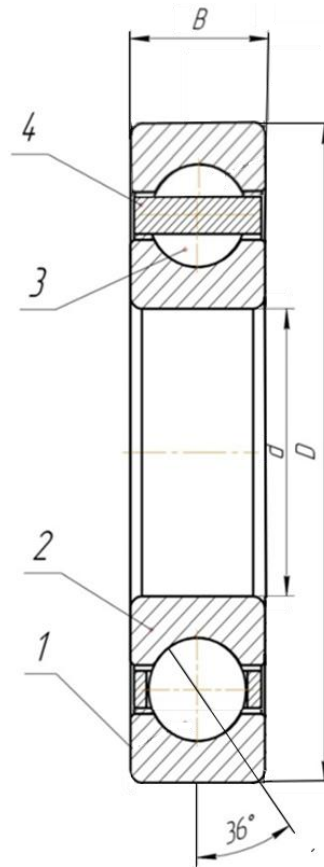
Важную роль при эксплуатации опорных узлов поворота сопла авиационных и ракетных двигателей, гироскопов, автоматов перекоса несущего винта вертолёт, колёс автомобилей и других жизненно важных конструкций машин играют моменты трения в подшипниках [85, 86, 87]. Рекомендации по расчёту моментов трения в подшипниках качения приводятся в ряде справочников [30, 31, 33]. Однако исследований по влиянию трения в контакте сепаратора с телами качения и центрирующей дорожкой на момент трения в подшипниках до настоящего времени не проводились [88, 89, 90, 91].

Рассматривается шарикоподшипник, установленный с перекосом колец. Угол перекоса колец ψ изменяется в пределах от 0 до предельного угла свободного поворота. Оценка сопротивления вращению осуществляется по моменту трения на наружном кольце подшипника.

По техническим требованиям в рабочих условиях подшипники нагружаются осевым и радиальным усилиями и опрокидывающим моментом. В этой связи при разработке методики расчета подшипника следует предусмотреть осевую, радиальную и моментную нагрузки как в работе [69].

При расчетах подшипников необходимо учитывать центробежные силы шариков [92, 93].

Для составления расчётной модели рассмотрим обобщённую схему шарикоподшипника с сепаратором, изображённую на рисунке 3.1.



1 – наружное кольцо; 2 – внутренне кольцо; 3 - шарики; 4 – сепаратор

Рисунок 3.1 – Общий вид подшипника в разрезе

Величину начального угла контакта определим по формуле:

$$\alpha_0 = \arccos(1 - g/2R_m),$$

где g – радиальный зазор в подшипнике, а величина R_m определяется по формуле $R_m = R_B + R_H - D_w$, в которой D_w – диаметр шарика, R_B и R_H – радиусы желобов внутреннего и наружного колец.

Схема сил при действии в общем случае радиальной и осевой нагрузок, действующих в подшипнике представлена на рисунке 3.2. Для контакта шарика с кольцами геометрические и силовые соотношения будут иметь вид:

$$F_{Bi} \cos \alpha_{Bi} - F_{Hi} \cos \alpha_{Hi} + F_c + F_{fSi} = 0;$$

$$F_{Bi} \sin \alpha_{Bi} - F_{Hi} \sin \alpha_{Hi} + F_{Si} = 0;$$

$$(R_B - 0,5D_w - \delta_B) \sin \alpha_{Bi} + (R_H - 0,5D_w - \delta_H) \sin \alpha_{Hi} = S_i;$$

$$(R_B - 0,5D_w - \delta_B) \cos \alpha_{Bi} + (R_H - 0,5D_w - \delta_H) \cos \alpha_{Hi} = H_i.$$

Здесь: F_{bi} , F_{hi} – усилия в контактах; F_c – центробежная сила, действующая на шарик; α_{bi} , α_{hi} – углы контакта; δ_b , δ_h – деформации в контактах; S_i , H_i – осевое и радиальное смещения центров желобов колец в рассматриваемом сечении, i – номер шарика; F_{Si} усилие в контакте шарика с сепаратором; F_{fSi} – сила трения в контакте шарика и сепаратора.

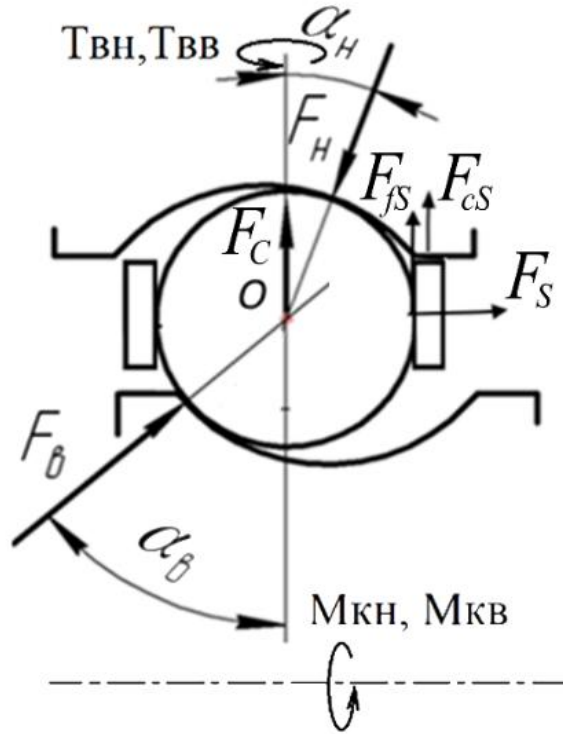


Рисунок 3.2 – Силовые соотношения в подшипнике

Центробежная сила, действующая на каждый шарик, определяется по следующей формуле:

$$F_c = m_{ш} \omega_{ш}^2 R_{ц},$$

где $m_{ш}$ – масса шарика, $\omega_{ш}$ – угловая скорость центра шарика, $R_{ц}$ – радиус окружности центров шариков.

При известных значениях усилий и углов контакта шариков с кольцами нагрузки подшипника определяются из условия равновесия внутреннего кольца:

$$F_r = \sum_{i=1}^z F_{bi} \cos \alpha_{bi} \cos \varphi_i;$$

$$F_a = \sum_{i=1}^z F_{Bi} \sin \alpha_{Bi},$$

Полученная система уравнений решается относительно углов контакта методом Ньютона.

Усилия в контакте шариков с кольцами создают опрокидывающий момент. Действующий на внутреннее кольцо со стороны шарика момент определим по формуле:

$$M_{01i} = \frac{F_{Bi} \cdot D_{0B} (\sin \alpha_{1Bi})}{2},$$

где D_{0B} – диаметр по центрам желоба внутреннего кольца.

При симметричном расположении шариков условие равновесия кольца под действием момента будет иметь вид:

$$M = \left(\sum_{i=1}^z F_{Bi} \sin \alpha_{1Bi} \right) \cdot D_{0B} \cos \varphi / 2.$$

Приведенная система уравнений равновесия и ранее приведенных геометрических соотношений позволяет определить перекося и смещения колец, а также распределение усилий и углов контакта в подшипнике.

Решение системы уравнений выполняется численно комбинированным методом. Во внутреннем цикле при принятом значении перекося ψ определяются радиальное S_r и осевое S_a смещения колец из решения методом Ньютона системы двух нелинейных уравнений:

$$\Phi_1(S_r, S_a, \psi) \equiv F_r - \sum_{i=1}^z F_{Bi} \cos \alpha_{Bi} \cos \varphi = 0;$$

$$\Phi_2(S_r, S_a, \psi) \equiv F_a - \sum_{i=1}^z F_{Bi} \sin \alpha_{Bi} = 0.$$

Затем во внешнем цикле методом хорд уточняется значение угла перекося ψ из решения уравнения:

$$\Phi_3(S_r, S_a, \psi) \equiv M - \left(\sum_{i=1}^z F_{Bi} \sin \alpha_{Bi} \right) \cdot D_{0B} \cos \varphi / 2.$$

После определения усилий и углов контакта вычисляются для всех шариков размеры площадок контакта с внутренним и наружным кольцами. Вычисляются расстояния от края площадки контакта до кромки бортика и проверяются условия отсутствия выкатывания шариков на кромки бортиков колец или замка. Угол контакта шарика с кромкой замка определится по формуле:

$$\alpha_{3H} = \arccos(1 - (D_H - D_3)/2R_H) - \text{для наружного кольца};$$

$$\alpha_{3B} = \arccos(1 - (d_3 - d_B)/2R_B) - \text{для внутреннего кольца}.$$

здесь d_B и D_H – диаметры по дну желоба внутреннего и наружного колец;

d_3 и D_3 – диаметры замка на торцах внутреннего и наружного колец.

В контактах шарика с наружным и внутренним кольцами имеется качение с верчением. Схема действия сил и моментов при движении шарика приведена на рисунке 2.3.

Моменты трения качения для каждого из шариков определим по известной зависимости [30]:

$$M_{KH} = \mu_K \cdot F_H; M_{KB} = \mu_K \cdot F_B.$$

Моменты трения верчения на эллиптической площадке контакта на кольцах определим по следующим зависимостям [76]:

$$T_{BH} = 3\pi \cdot \mu \cdot F_H \cdot a_H \cdot S_H / (16(1 + m_H));$$

$$T_{BB} = 3\pi \cdot \mu \cdot F_B \cdot a_B \cdot S_B / (16(1 + m_B)),$$

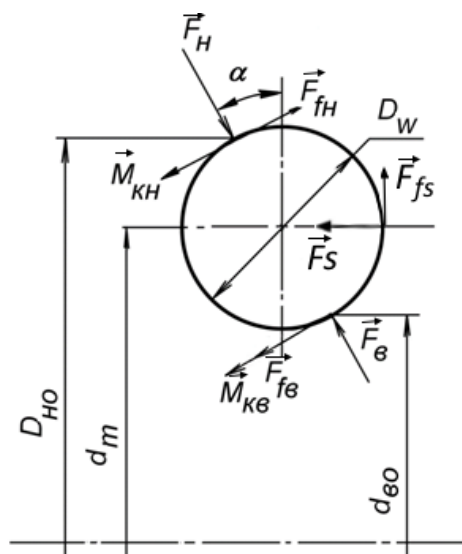


Рисунок 3.3 – Схема действия сил и моментов при движении шарика

где μ_k и μ – коэффициенты трения качения и скольжения в контакте;

a_n, a_b и b_n, b_b – размеры полуосей площадки контакта шарика с желобами наружного и внутреннего колец соответственно;

S – значение сходящегося ряда, вычисляемого при приближенных вычислениях по формуле [69]:

$$S = 1 + \frac{m^2}{2^2} + \frac{m^4 \cdot 1^2}{2^2 \cdot 4^2} + \frac{m^6 \cdot 1^2 \cdot 3^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \frac{m^8 \cdot 1^2 \cdot 3^2 \cdot 5^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2 \cdot 8^2} + \dots,$$

здесь $m_n = (a_n - b_n)/(a_n + b_n)$, $m_b = (a_b - b_b)/(a_b + b_b)$.

Размеры полуосей площадки контакта определяются по формулам работы [69]:

$$a_b = k_{ab} \sqrt[3]{F_b R_{npb} / E_{np}}, \quad a_n = k_{an} \sqrt[3]{F_n R_{npn} / E_{np}};$$

$$b_b = k_{bb} \sqrt[3]{F_b R_{npb} / E_{np}}, \quad b_n = k_{bn} \sqrt[3]{F_n R_{npn} / E_{np}},$$

Здесь $E_{np} = 2 / ((1 - \varepsilon_1^2) / E_1 + (1 - \varepsilon_2^2) / E_2)$ – приведенный модуль упругости в контакте, где E_1, E_2 – модули упругости, $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – коэффициенты Пуассона материалов шариков и колец.

$$R_{npb} = D_w / (4 - D_w / R_b + 2D_w / (d_m / \cos \alpha_b - D_w));$$

$$R_{npn} = D_w / (4 - D_w / R_n - 2D_w / (d_m / \cos \alpha_n + D_w)).$$

Безразмерные коэффициенты для расчета:

- размеров больших полуосей площадок контакта

$$k_{ab} = (1,4664 / Y_{\varepsilon}^{0,0945}) (R_{x\varepsilon} / R_{y\varepsilon})^{0,318}, \quad k_{an} = (1,4664 / Y_n^{0,0945}) (R_{xn} / R_{yn})^{0,318}$$

- размеров меньших полуосей площадок контакта

$$k_{bb} = (1,4184 / Y_{\varepsilon}^{0,0945}) (R_{y\varepsilon} / R_{x\varepsilon})^{0,318}, \quad k_{bn} = (1,4184 / Y_n^{0,0945}) (R_{yn} / R_{xn})^{0,318},$$

Вспомогательные коэффициенты:

$$Y_{\varepsilon} = 1 - (1 - R_{y\varepsilon} / R_{x\varepsilon})^3; \quad Y_n = 1 - (1 - R_{yn} / R_{xn})^3;$$

Приведенные радиусы кривизны в контактах будут равны:

- в сечении, перпендикулярном направлению качения

$$R_{x\varepsilon} = R_{\varepsilon} / (2R_{\varepsilon} / D_w - 1) \text{ и } R_{xn} = R_n / (2R_n / D_w - 1);$$

- в сечении по направлению качения

$$R_{y\epsilon} = D_w (D_{0\epsilon} / 2 \cos \alpha_{\epsilon} - R_{\epsilon}) / (D_{0\epsilon} / \cos \alpha_{\epsilon} - 2R_{\epsilon} + D_w);$$

$$R_{y\eta} = D_w (D_{0\eta} / 2 \cos \alpha_{\eta} + R_{\eta}) / (D_{0\eta} / \cos \alpha_{\eta} + 2R_{\eta} - D_w).$$

Радиус кривизны шарика

$$R_1 = D_w / 2.$$

Радиусы кривизны желобов колец:

- в сечении, перпендикулярном направлению качения,

$$R_{\epsilon 1} = R_{\epsilon} \text{ и } R_{\eta 1} = R_{\eta};$$

- в сечении по направлению качения

$$R_{\epsilon 2} = D_{0\epsilon} / 2 \cos \alpha_{\epsilon} - R_{\epsilon}; \quad R_{\eta 2} = D_{0\eta} / 2 \cos \alpha_{\eta} + R_{\eta};$$

Общий момент сопротивления вращению для i -го шарика можно определить по формуле:

$$M_{\text{сопр}i} = (M_{\text{кн}i} + M_{\text{кв}i}) \cdot \cos \alpha_{\eta i} + (T_{\text{вн}i} + T_{\text{вб}i}) \cdot \sin \alpha_{\eta i}.$$

Сопротивление движению в подшипнике осуществляется также за счёт трения шариков о перемычки сепаратора и сепаратора о центрирующую поверхность, например, как показано на рисунке 3.2, внутреннего кольца.

Усилие в контакте шарика с сепаратором F_s можно найти по зависимости

$$F_{Si} = F_{Hi} \sin(\alpha_{\eta i}) - F_{Bi} \sin(\alpha_{\epsilon i}).$$

Эта сила направлена по нормали к поверхности контакта.

Сила трения направлена перпендикулярно нормальной силе и определяется по зависимости

$$F_{fSi} = \mu_c F_{Si},$$

где μ_c - коэффициент трения сепаратора о тела качения.

Тогда момент трения тела качения о перемычку сепаратора будет

$$M_{Si} = F_{fSi} D_w / 2.$$

Усилие прижатия сепаратора к центрирующей поверхности определим по формуле:

$$F_{N_S} = F_{cs} + \sqrt{F_{SB}^2 + F_{SI}^2}.$$

Здесь центробежная сила при смещении сепаратора определится по формуле:

$$F_{cs} = m_s g_{nl} \omega_0^2 / 2,$$

где m_s - масса сепаратора, g_{nl} - зазор плавания сепаратора.

Составляющие усилия прижатия шарика по координатным осям определяются суммированием проекций усилий взаимодействия с перемычкой сепаратора:

$$F_{SB} = \sum_{i=1}^Z (F_{Si} \sin \varphi_i - F_{fSi} \cos \varphi_i), F_{SG} = \sum_{i=1}^Z (F_{Si} \cos \varphi_i + F_{fSi} \sin \varphi_i).$$

После уточнений коэффициента трения μ_s сепаратора о центрирующее кольцо определяется момент трения скольжения сепаратора по центрирующей поверхности:

$$T_S = \mu_s F_{NS} D_{s1} / 2,$$

где D_{s1} - диаметр центрирующей поверхности

Пренебрегая сопротивлением на перемешивание воздушно-масляной среды, что характерно для использования консистентной смазки или небольших скоростей вращения, общий момент сопротивления вращению наружного кольца можно определить суммированием:

$$M_{aR} = T_S + \sum_{i=1}^Z M_{сопр i} + M_{si}$$

На основании приведенной математической модели были разработаны алгоритм и компьютерная программа по расчёту момента трения в шарикоподшипнике с учётом трения сепаратора о тела качения и центрирующее кольцо.

Результаты расчётов свидетельствуют, что при частоте перекладки 1/3 Гц вклад трения при взаимодействии с сепаратором в момент сопротивления рулевых агрегатов ЖРД РД-107/108 является незначительным по сравнению с вкладом от динамической и термической нагрузок. Вместе с тем разработанная методика может быть применена для анализа конструкций, функционирующих при более высоких скоростях перекладки.

3.2 Определение триботехнических характеристик антифрикционного покрытия из молибдена для уменьшения трения о сепаратор

Из обобщённой методики следует, что момент трения в трибосопряжениях возрастает при увеличении коэффициента трения. Следовательно, одним из способов снижения момента сопротивления является уменьшение коэффициента трения в соответствующих контактных парах. Коэффициент трения скольжения сепаратора о тела качения и центрирующую поверхность зависит от материала, из которого изготовлены сепаратор, тела качения и кольца, по которым происходит центрирование. Сепаратор подшипников, используемых в ЖРД, может быть выполнен из различных фторопластов, стали или бронзы. Тела качения могут быть из нержавеющей стали или из керамики. Кольца как правило изготавливают из нержавеющей стали.

Одним из методов снижения коэффициента трения и интенсивности изнашивания является нанесение антифрикционного покрытия на поверхность деталей методом плазменного напыления [94, 95].

Предлагается наносить на поверхность бронзового сепаратора покрытие из молибдена.

Для определения триботехнических параметров покрытия были проведены эксперименты на автоматизированной машине трения Tribometer TRB фирмы CSM. В качестве материала шарика при испытаниях использовалась сталь ШХ-15.

Образцы выполнены из бронзы БрНБТ, на поверхность одного из них нанесено покрытие из молибдена для повышения износостойкости.

Шарики из стали ШХ-15 диаметром 6,0 и 9,525 мм устанавливались в держатель и со скоростью 1,0 м/с скользили по образцу. Длительность испытаний устанавливалась в виде длины пути $S = 50000$ м.

Образцы работали под нагрузкой 1Н и 3Н, которая обеспечивала максимальные контактные напряжения 330 и 520 МПа (см. рисунок 3.4).

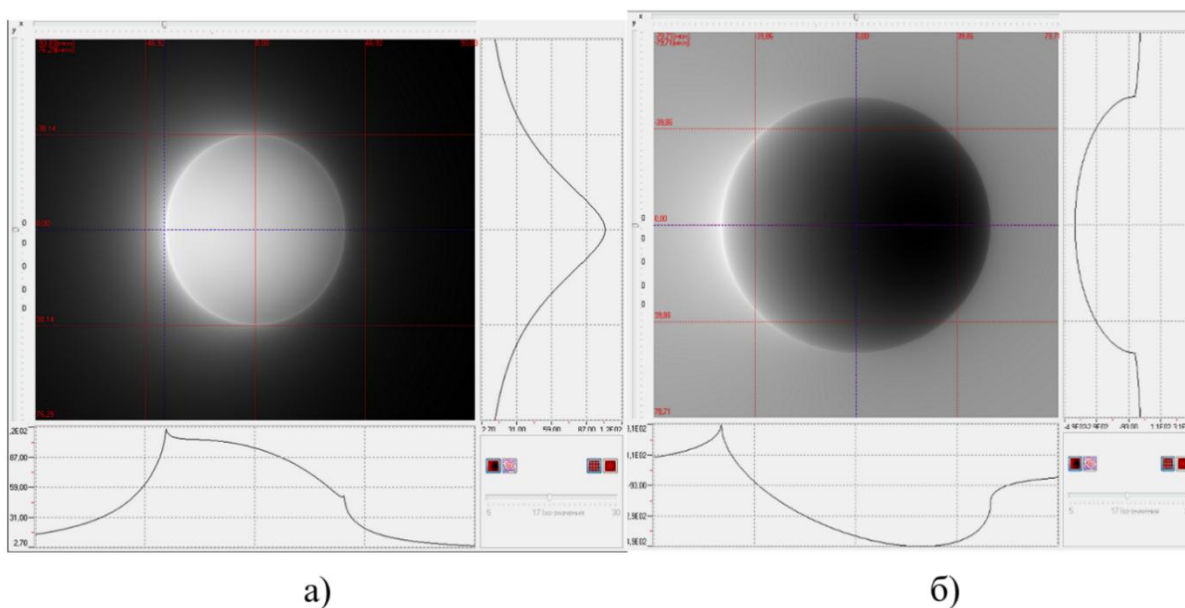


Рисунок 3.4 - Распределение давления и пятно контакта шар - образец при нагрузке: а - 1Н; б - 3Н

После испытаний профиль поверхности образца измеряется с помощью профилометра SURTRONIC 25 немецкого производства для определения глубины следа на кольце (рисунок 3.5). Профилометр устанавливается на экспериментальном столе и в шестнадцати, равномерно расположенных по окружности сечениях измеряется профиль микронеровностей поверхности образца в радиальном направлении. Результат измерения профиля микронеровностей поверхности по радиусу R показан на рисунке 3.6, где выделена область износа.

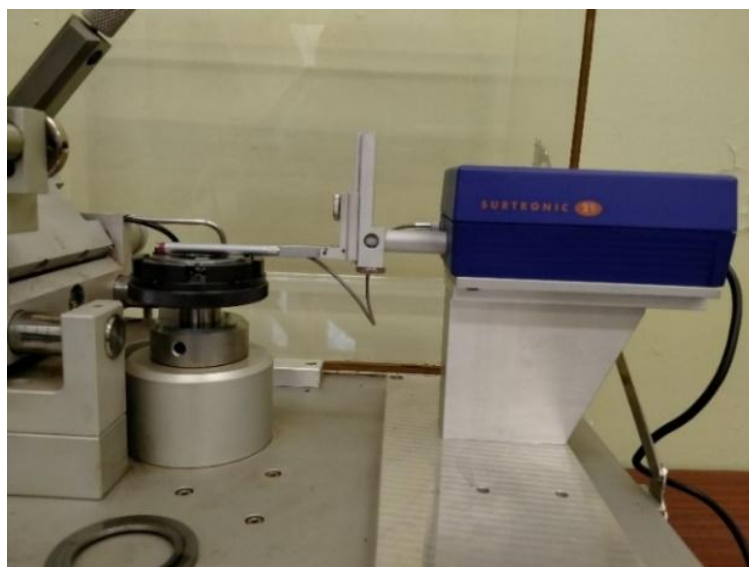


Рисунок 3.5 – Измерение износа образца

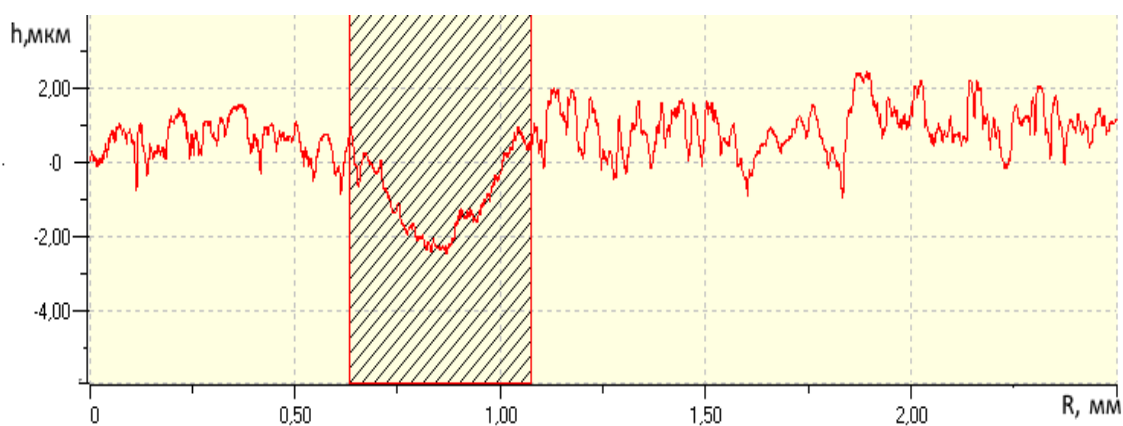


Рисунок 3.6 – Профиль поверхности образца со следами износа

Объем изношенного материала рассчитывается автоматически программным обеспечением трибометра и определяется величина интенсивности износа кольца I с размерностью $\text{мм}^3/\text{м}$. Среднее значение, полученное по шестнадцати измерениям профиля следа, используется как оценка интенсивности изнашивания образца.

Первыми испытанию подверглись образцы с покрытием из молибдена.

Для определения интенсивности изнашивания проводилось сравнение профиля микронеровностей до начала эксперимента со следами износа после пробега шара 50000м. Внешний вид образца после проведения эксперимента изображен на рисунке 3.7. Результаты сравнения приведены на рисунке 3.8.

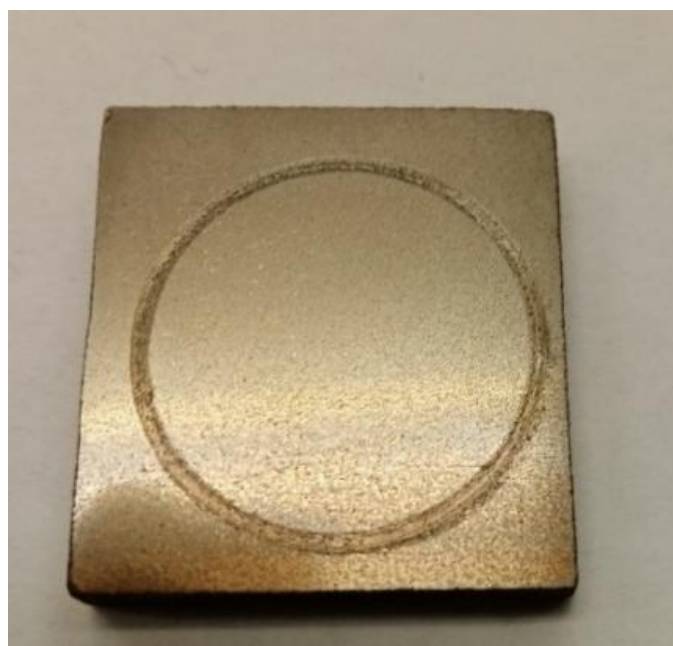
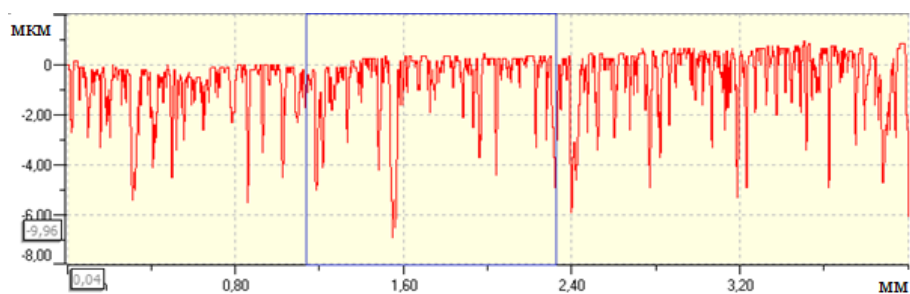
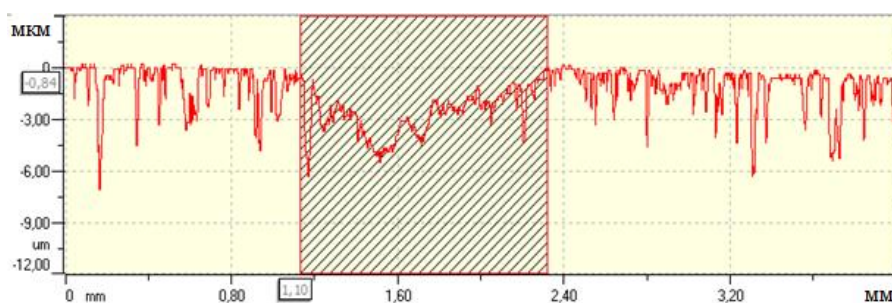


Рисунок 3.7 – Внешний вид поверхности образца с молибденовым покрытием после эксперимента



а)



б)

Рисунок 3.8 – Профиль поверхности кольца в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием из молибдена

а) до начала эксперимента; б) со следами износа после пробега 50000м

На рисунке 3.8 выделены области, где был установлен индентор в виде шара и происходил процесс износа во время эксперимента. Точность базирования профилометра в окружном направлении составляла 0,1мм. Этим объясняется некоторое несовпадение вида профилограммы в области, где износ отсутствовал.

Из профилограммы видно, что максимальная глубина износа составляет 4 мкм.

По результатам расчёта программы коэффициент интенсивности изнашивания для пары сталь ШХ-15 и молибден составляет:

$$I = 1,98 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}^3}{\text{м}}$$

С помощью программного комплекса трибометра было получено среднее значение коэффициента трения в контактной паре. При этом определялось среднеквадратичное отклонение. На рисунке 3.9 показано изменение коэффициента трения при пробеге 1200 м. Из графика видно, что среднее значение коэффициента трения составило 0,172. Среднеквадратичное отклонение составило 0,004.

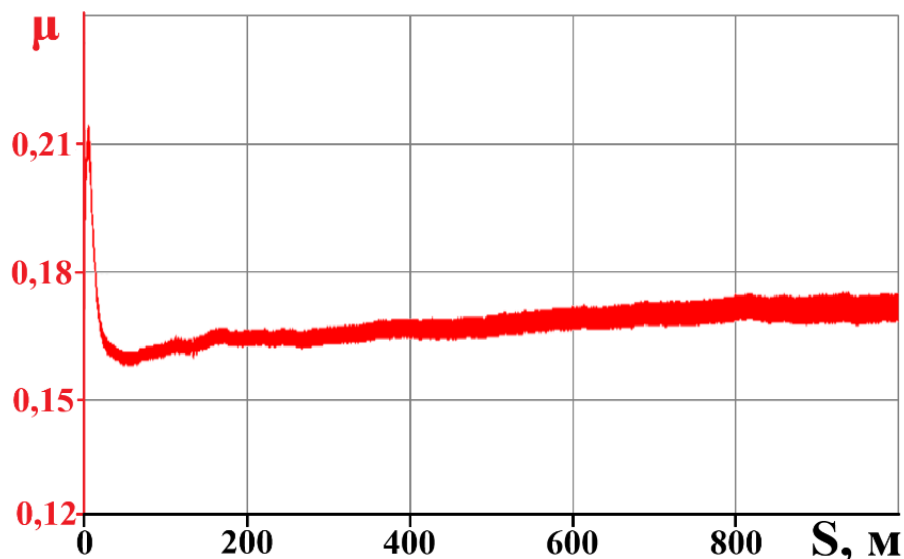


Рисунок 3.9 – Определение коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и образец с молибденовым покрытием

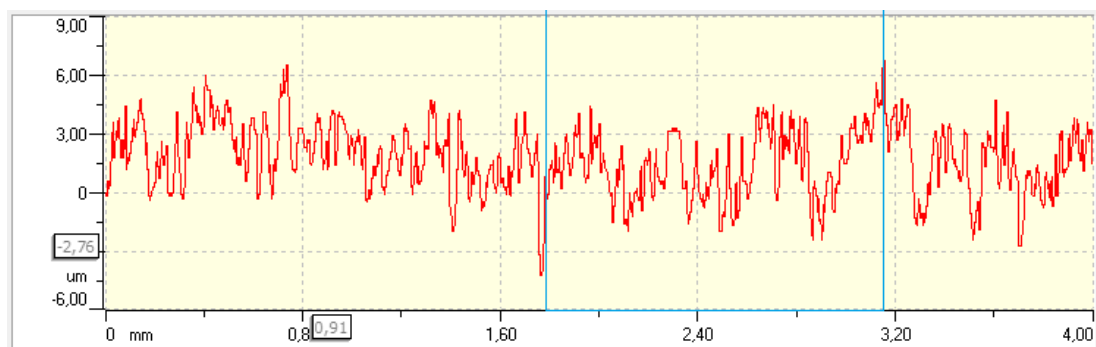
Для сравнения были проведены трибологические исследования образца без покрытия.

Испытания проводились при идентичных условиях по температуре, влажности, скорости скольжения и длинам пробега, как для предыдущего образца. Длительность испытания также устанавливалась 50000 м.

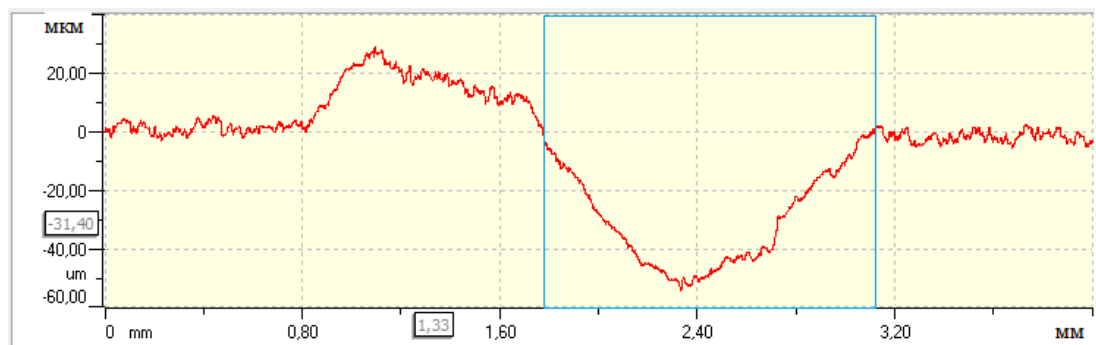
Внешний вид образца после проведения эксперимента изображен на рисунке 3.10. Результаты сравнения рабочей поверхности образца до испытания и после пробега 50000 м показаны на рисунке 3.11.



Рисунок 3.10 – Внешний вид поверхности образца без покрытия после эксперимента



а)



б)

Рисунок 3.11 – Профиль поверхности образца без покрытия:

а) до начала эксперимента; б) со следами износа после пробега 50000м

На рисунке 3.11 выделены области, где был установлен индентор в виде шара и происходил процесс износа во время эксперимента. Из профилограммы видно, что максимальная глубина износа более 50 мкм.

В результате проведённых исследований были получены коэффициенты изнашивания для образца из материала БрНБТ, и для образца из того же материала, но с износостойким покрытием из молибдена.

При пробеге 50000 м коэффициент изнашивания для образца с молибденовым покрытием составил $1,98 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^3/\text{м}$. При аналогичном пробеге коэффициент изнашивания образца без покрытия составляет $24,84 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^3/\text{м}$, что чем в 12,5 раз больше, чем у первого. Это говорит о высокой эффективности применяемого износостойкого покрытия.

Аналогично первому образцу был получен график изменения коэффициента трения при пробеге 1200 м (рисунок 3.12). Из графика видно, что среднее значение коэффициента трения составило 0,304. Среднеквадратичное отклонение составило 0,033.

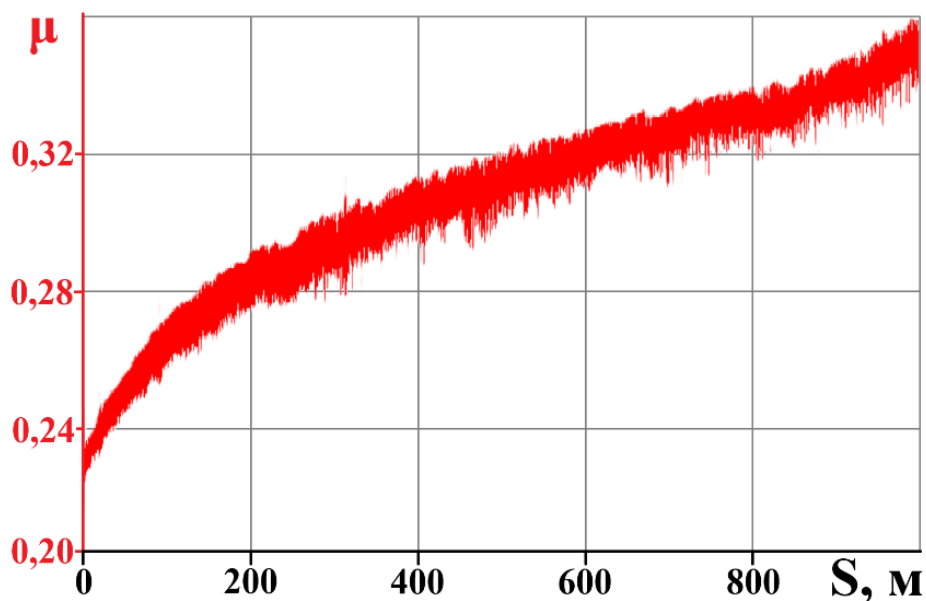


Рисунок 3.12 – Определение коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и образец без покрытия

В результате проведённых исследований были получены коэффициенты трения в парах трения сталь ШХ-15 и молибден, а также сталь ШХ-15 и БрНБТ.

Среднее значение коэффициента трения при пробеге 1200 м в паре шар из стали ШХ-15 и образец с покрытием из молибдена составило 0,172 при среднеквадратичном отклонении 0,004.

Среднее значение коэффициента трения при пробеге 1200 м. в паре шар из стали ШХ-15 и образец из БрНБТ без покрытия составило 0,304 при среднеквадратичном отклонении 0,033.

Отсюда следует, что средний коэффициент трения для образца с молибденовым покрытием почти в два раза ниже, чем для образца без покрытия.

3.3 Экспериментальное определение момента трения при комбинированном нагружении подшипников качения

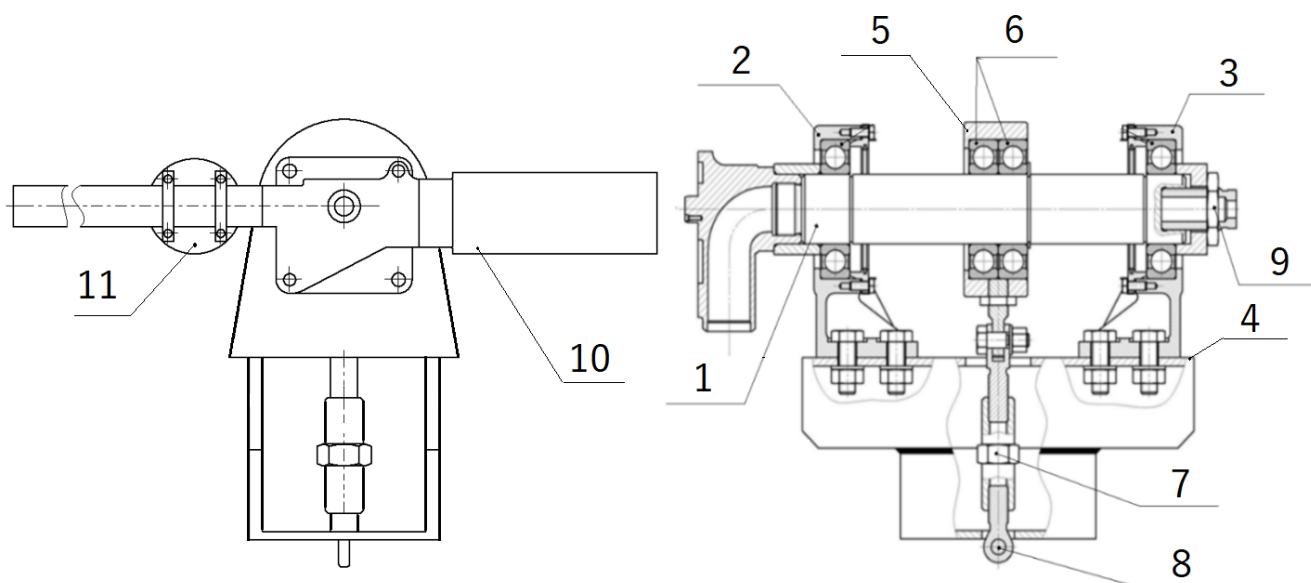
С целью верификации, разработанной в разделе 3.1 методики была создана экспериментальная установка и проведены испытания подшипника 6-208Ю2 при комбинированном нагружении.

Определение его момента трения в зависимости от сочетания радиальной и осевой нагрузок проводилось на специально спроектированной экспериментальной установке. Конструкция такой установки представлена на схеме (см. рисунок 3.13). Она представляет собой вал 1 на двух опорах, роль которых играют штатные корпуса 2 и 3 узлов качания. Корпуса устанавливаются опорными поверхностями на базовую поверхность основания 4, имеющую разновысотность в пределах 0,05 мм. Нагрузка на середину вала прикладывается через обойму 5 с двумя подшипниками 6 посредством талрепа 7, свободно закрепленного на нижнем П-образном силовом элементе установки. Фактически талреп представляет собой удлиненную гайку, с торцов которой имеется правая и левая резьба М12×1,25. Вращением талрепа за шестигранник обеспечивается сближение его резьбовых наконечников, благодаря чему создается стягивающее усилие нужной величины. Нижняя проушина талрепа 7 вставлена в прорезь П-образного элемента и прошита цилиндрической чекой 8, благодаря чему обеспечивается перпендикулярное положение талрепа к базовой плоскости. Осевое усилие создается путем вращения гайки 9 на ввернутом резьбовом наконечнике вала. Стягивающее осевое усилие передается на внутренние подшипниковые кольца внешних подшипников. Средние подшипники обоймы осевого усилия не воспринимают, что необходимо учитывать при обработке результатов замера совокупного момента. Момент вращения в резьбовой паре создается моментным (динамометрическим) ключом.

Усилие в талрепе (радиальная нагрузка) создается путем его вращения вторым динамометрическим ключом с большим диапазоном создаваемых моментов. Замер момента трения на валу осуществляется на закрепленной горизонтально установке с помощью уравновешенного кронштейна 10, играющего роль линейки, и специально тарированного груза 11, создающего момент вращения вала. Рабочее положение установки представлено на рисунке 3.14.

При работе с установкой крутящий момент создается путем перемещения специального тарированного груза на фиксированную величину плеча (см. рисунок

3.14). Момент трения в подшипниковых парах становится равным крутящему моменту при перемещении линейки после страгивания на угловую величину $5...7^\circ$.



1 – вал; 2,3 – штатные корпуса; 4 – основание; 5 – обойма; 6 – подшипники 6-208Ю2;
7 – талреп; 8 – чека; 9 – гайка; 10 – кронштейн; 11 – тарированный груз;

Рисунок 3.13 – Схема экспериментальной установки

3.3.1 Методика проведения эксперимента

Для получения достоверной моментной характеристики исследуемых подшипников необходимо учесть все виды погрешностей, свойственных рассматриваемой установке. К указанным погрешностям относятся:

- погрешность измерения массы специального груза;
- инструментальная погрешность определения длины плеча (до ближайшего целого деления);
- погрешность определения значения между метками шкалы линейки («интерполяционная» погрешность в соответствии с [96]);
- случайная погрешность в определении длины (разброс в значениях полной длины плеча при прочих фиксированных условиях);
- инструментальная погрешность в реализации моментов затяжки динамометрическими ключами.



Рисунок 3.14 – Вид экспериментальной установки в рабочем положении

Для создания усилия F_{0R} в резьбовой паре согласно [97] необходимо приложение крутящего момента

$$T_p = F_{0R} d_2 \left(0,16 \frac{P}{d_2} + 0,5 f_p \right), \quad (3.1)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, для применяемого талрепа с резьбой М12×1,25 $d_2 = 11,188$ мм;

P – шаг резьбы, $P = 1,25$ мм;

f_p – коэффициент трения в резьбе, для резьбовой пары, изготовленной из стали 38ХА с покрытием «цинк-хром» принимаем $f_p = 0,16$.

Ввиду того, что при вращении талрепа преодолевается момент трения двух идентичных резьбовых пар, момент на ключе $T_{кл}$ принимает значение:

$$T_{кл} = 2T_p.$$

Для фиксированного значения $F_o = 31,39$ кН (3200 кгс) значение момента

$$T_{кл} = 2 \cdot 31,39 \cdot 10^3 \cdot 11,188 \cdot 10^{-3} \cdot \left(0,16 \frac{1,25}{11,188} + 0,5 \cdot 0,16 \right) = 68,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Относительная погрешность задания момента в процентах вычисляется в соответствии с [96] по формуле:

$$\frac{\delta T_{\text{кл}}}{T_{\text{кл}}} = \sqrt{1 + \left(\frac{0,5 \cdot 100}{N}\right)^2} \cdot 3,$$

где N – текущее показание индикатора моментного ключа.

Соответствие показаний индикатора моментного ключа определенным значениям момента получалось из имеющейся тарифовочной характеристики. С учетом того, что момент затяжки пропорционален усилию затяжки, относительная погрешность задания осевого усилия соответствует относительной погрешности задания момента.

$$\frac{\delta T_{\text{кл}}}{T_{\text{кл}}} = \frac{\delta F_0}{F_0}.$$

Расчетные величины погрешности радиальных усилий представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Величины нагружения и погрешность радиальных усилий F_{oR}

F_{oR} , кН	$T_{\text{кл}}$, Н · м	N	$\frac{\delta T_{\text{кл}}}{T_{\text{кл}}}$	$\frac{\delta F_{oR}}{F_{oR}}$	δF_{oR} , кН
31,39	68,7	44,0	$\pm 0,022$		$\pm 0,69$
19,62	43,16	28,4	$\pm 0,032$		$\pm 0,63$
9,81	21,58	14,3	$\pm 0,061$		$\pm 0,60$

По третьему закону Ньютона создание осевого усилия на внутреннее кольцо одного из подшипников приводит к возникновению аналогичной нагрузки во втором подшипнике. Расчёт момент затяжки осевой резьбовой пары проводился по следующей схеме:

- 1) с фиксированным шагом задавались усилия F_{oA} в осевой резьбовой паре;
- 2) определялся приведённый радиус трения в сопряжении «гайка + шайба»;
- 3) Для гайки с размером под ключ $S = 36$, $D = 36$ мм, $d_o = 25$ мм

$$R_T = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2};$$

$$R_T = \frac{1}{3} \cdot \frac{36^3 - 25^3}{36^2 - 25^2} = 15,41 \text{ мм.}$$

4) Определялся момент трения по торцу гайки

$$T_T = f_T \cdot R_T \cdot F_{oA},$$

где $f_T = 0,11$ [97];

5) Вычислялся момент трения в резьбе гайки

$$T_p = F_{oA} \cdot d_2 \left(0,16 \frac{P}{d_2} + 0,5f_p \right),$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, для М24х1,5 $d_2 = 23,026$ мм, $P = 1,5$ мм,
 f_p – коэффициент трения в резьбе, для резьбовой пары «30ХГСА +38ХА» с
хромированным покрытием, принимаем $f_p = 0,16$ [97] .

6) Определяется момент на ключе:

$$T_{кл} = T_T + T_p.$$

7) Относительная погрешность задания момента вычисляется в соответствии
с ранее приведённой зависимостью

$$\frac{\delta T_{кл}}{T_{кл}} = \sqrt{1 + \left(\frac{0,5 \cdot 100}{N} \right)^2} \cdot 3$$

Соответствие показаний индикатора моментного ключа определенным значениям момента получалось из имеющейся тарировочной характеристики. С учетом того, что момент затяжки пропорционален усилию затяжки, относительная погрешность задания осевого усилия соответствует относительной погрешности задания момента,

$$\frac{\delta T_{кл}}{T_{кл}} = \frac{\delta F_{oA}}{F_{oA}}.$$

Расчетные величины погрешности осевых усилий представлены в таблице 3.2.

Перед началом замеров была определена фактическая высота оси подшипников над базовой поверхностью, которая составила 85,494 мм и 85,256 мм соответственно. Для компенсации указанной разницы высотности была использована пара щупов толщиной 0,2 мм в качестве промежуточной опоры между корпусом с высотой 85,256 и базовой плоскостью установки. Полученная на базовой длине 200 мм после установки щупов фактическая разницы высотности в 0,038 мм была

эквивалентна перекоосу менее 1' (фактически 0,65'), что с определенной долей точности позволило считать соответствие полученных значений моментов трения подшипников 6-208Ю2 нулевому перекоосу вала.

Измерение момента трения в подшипнике 6-208Ю2 было организовано при следующих условиях:

- замер плеча выполнялся на приспособлении с ценой деления $(10 \pm 0,2)$ мм;
- промежуточные (между делениями) значения снимались с точностью $\pm 0,5$ мм;
- масса груза составляла $(1000 \pm 0,5)$ г.

Расчетные величины погрешности осевых усилий представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Этапы нагружения и погрешность осевого усилия

№	F_{oA} , кН (кгс)	T_T , Н · м (кгс · м)	T_p , Н · м (кгс · м)	$T_{кл}$, Н · м (кгс · м)	N	$\frac{\delta T_{кл}}{T_{кл}}$	$\frac{\delta F_{oA}}{F_{oA}}$	δF_{oA} , кН
1	0,981 (100)	1,66 (0,17)	2,042 (0,21)	3,70 (0,38)	14	$\pm 0,063$		$\pm 0,061$
2	1,962 (200)	3,32 (0,34)	4,08 (0,42)	7,40 (0,76)	31	$\pm 0,030$		$\pm 0,058$
3	2,943 (300)	4,98 (0,51)	6,12 (0,62)	11,1 (1,13)	47,5	$\pm 0,021$		$\pm 0,062$
4	3,924 (400)	6,65 (0,68)	8,17 (0,83)	14,82 (1,51)	63,5	$\pm 0,017$		$\pm 0,067$
5	4,905 (500)	8,31 (0,85)	10,21 (1,04)	18,52 (1,89)	77	$\pm 0,015$		$\pm 0,074$
6	5,886 (600)	9,98 (1,02)	12,26 (1,25)	22,24 (2,27)	85	$\pm 0,014$		$\pm 0,082$

Величина момента вместе с погрешностью определялась по следующей методике:

- по результатам 16-ти замеров находилась средняя величина плеча l_{cp} и среднеквадратичное отклонение замера σ (после каждого замера вал установки проворачивался на 1 оборот);

- б) $l_{\text{ср}}$ округлялось до ближайшего целого деления N , после чего находилась инструментальная погрешность замера δl_1

$$\delta l_1 = \sqrt{N \cdot (0,2)^2},$$

где 0,2 – абсолютная погрешность цены деления, мм;

- в) погрешность съема промежуточных (между делениями) показаний задавалась величиной $\delta l_2 = \pm 0,5$ мм;

- г) с доверительной вероятностью 99% случайная погрешность замера плеча определялась величиной

$$\delta l_3 = \pm 3\sigma;$$

- д) суммарная погрешность замера плеча составляла среднеквадратичную сумму погрешностей

$$\delta l_{\Sigma} = \sqrt{\delta l_1^2 + \delta l_2^2 + \delta l_3^2};$$

- е) вычислялась относительная погрешность замера $\frac{\delta l_{\Sigma}}{l_{\text{ср}}}$;

- ж) рассчитывалось среднее значение момента трения

$$M_{\text{ср}} = g \cdot m_{\text{ср}} \cdot l_{\text{ср}};$$

- з) в соответствии с [96] относительная погрешность произведения равна среднеквадратичной сумме исходных относительных погрешностей; соответственно, относительная погрешность замера момента находилась по формуле

$$\frac{\delta M_{\text{ус}}}{M_{\text{ср}}} = \sqrt{\left(\frac{\delta m}{m_{\text{ср}}}\right)^2 + \left(\frac{\delta l_{\Sigma}}{l_{\text{ср}}}\right)^2};$$

- и) окончательная величина момента трения установки принимала вид

$$M_{\text{ус}} = M_{\text{ср}} \pm \left(\frac{\delta M_{\text{ус}}}{M_{\text{ср}}}\right) M_{\text{ср}}.$$

- к) с учетом того, что все четыре подшипника установки на всех этапах нагружения воспринимали одинаковую радиальную нагрузку, момент трения одного подшипника, при отсутствии осевого усилия, находился по формуле:

$$M_{\text{под}} = \frac{1}{4} M_{\text{ус}};$$

$$M_{\text{под}} = \frac{1}{4} M_{\text{ср}} \pm \frac{1}{4} \left(\frac{\delta M_{\text{ус}}}{M_{\text{ср}}} \right) M_{\text{ср}};$$

$$M_{\text{под}} = M_{\text{ср.под}} \pm \delta M_{\text{под}}.$$

Тогда

$$M_{\text{ср.под}} = \frac{1}{4} M_{\text{ср}}; \delta M_{\text{под}} = \pm \frac{1}{4} \left(\frac{\delta M_{\text{ус}}}{M_{\text{ср}}} \right) M_{\text{ср}}.$$

Последняя зависимость полностью соответствует утверждению [96], что погрешность функции вида $q = Bx$, где B – постоянное число, также равна погрешности аргумента, умноженного на данное фиксированное число.

Исходя из аналогичных рассуждений, с учетом того, что усилие от затяжки талрепа равномерно распределяется на два подшипника, усилие в одном подшипнике установки $F_{\text{под}R}$ равно:

$$F_{\text{под}R} = \frac{1}{2} F_{0R}.$$

Погрешность усилия, приходящегося на один подшипник, составляет:

$$\delta F_{\text{под}R} = \frac{1}{2} \delta F_{0R}.$$

Расчётно-экспериментальные данные момента трения подшипника 6-208Ю2 при нулевой осевой нагрузке приведены в таблице 3.3.

Методика организации замеров повторяла последовательность действий при определении момента в отсутствии осевого усилия по подпунктам а)-и) предыдущего раздела с добавлением условия, что каждому последующему этапу осевого нагружения предшествовало полное снятие осевой нагрузки с подшипникового узла. Осевые нагружения выполнялись в соответствии с таблицей 3.2. По каждому этапу нагружения определялся момент трения установки с погрешностью

$$M_{\text{ус}} = M_{\text{ср}} \pm \left(\frac{\delta M_{\text{ус}}}{M_{\text{ср}}} \right).$$

Таблица 3.3 – Момент трения подшипника 6-208Ю2 в отсутствии осевого нагружения

F_{oR} , кН (кгс)	9,81 (1000)	19,62 (2000)	31,39 (3200)
δF_{oR} , кН	$\pm 0,60$	$\pm 0,63$	$\pm 0,69$
$F_{подR}$, кН	4,905	9,81	15,695
$\delta F_{подR}$, кН	$\pm 0,30$	$\pm 0,315$	$\pm 0,345$
l_{cp} , мм	108,3	214,6	341,6
σ , мм	7,6	10,2	7,10
δl_{Σ} , мм	22,8	30,6	21,3
M_{cp} , Н·мм	1062	2105	3351
$\frac{\delta M_{yc}}{M_{cp}}$	0,105	0,071	0,062
$M_{cp.под}$, Н·мм	265,6	551,3	837,8
$\delta M_{cp.под}$, Н·мм	$\pm 27,9$	$\pm 37,5$	$\pm 51,9$

Для нахождения момента трения $2M_{aR}$ пары подшипников, нагруженных радиальной и осевой нагрузкой, из момента трения установки необходимо отнять удвоенный момент трения подшипников, воспринимающих только радиальную нагрузку. Эта величина известна из анализа ранее проведённых нагружений

Известно, что при вычитании двух вероятностных величин их погрешности складываются среднеквадратично. Тогда момент трения подшипника, нагруженного комбинированным усилием, находится из выражения

$$M_{aR} = \frac{1}{2} \left[(M_{cp} - 2M_{cp.под}) \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\delta M_{yc}}{M_{cp}} \right) M_{cp} \right]^2 + [2\delta M_{cp.под}]^2} \right];$$

$$M_{aR} = M_{aRcp} \pm \delta M_{aR}, M_{aRcp} = \frac{1}{2} (M_{cp} - 2M_{cp.под}),$$

$$\delta M_{aR} = \frac{1}{2} \sqrt{\left[\left(\frac{\delta M_{yc}}{M_{cp}} \right) M_{cp} \right]^2 + 2\delta M_{cp.под}^2}.$$

3.3.2 Анализ экспериментальных данных

На разработанной экспериментальной установке были проведены исследования влияния комбинированного осевого и радиального нагружения на момент трения подшипника качения 6-208Ю2.

Расчётные и экспериментальные данные момента трения подшипника, а также их сравнение приведены в таблице 3.4

Таблица 3.4 – Значения теоретических и экспериментальных данных при фиксированной радиальной нагрузке

$\frac{1}{2}F_{OR},$ кН	$F_{OA},$ кН	$M_{aR.сп},$ Н·мм	$M_{aR.теор},$ Н·мм	$\delta = \frac{ M_{aR.сп} - M_{aR.сп.теор} }{M_{aR.сп.теор}} \cdot 100\%$
4,905	0	265,6	281,3	5,581
	0,981	291,3	291,5	0,069
	1,962	304,6	301,7	0,961
	2,943	324,3	326,8	0,765
	3,924	339,9	365,3	6,953
	4,905	406,9	410,1	0,780
	5,886	448,3	461,2	2,797
9,810	0	551,3	595,4	7,407
	0,981	564,2	601,5	6,201
	1,962	573,6	607,6	5,596
	2,943	585,7	622,7	5,942
	3,924	622,3	643,7	3,325
	4,905	670,1	669,2	0,134
	5,886	708,6	700,2	1,200
15,696	0	837,8	831	0,818
	0,981	996,7	928	7,403
	1,962	1082,1	1025	5,571
	2,943	1200,3	1125	6,693
	3,924	1306,7	1229	6,322
	4,905	1411,2	1336	5,629
	5,886	1510,2	1445	4,512

Средние значения шестнадцати экспериментальных замеров для каждого значения осевой и радиальной нагрузок, а также их эллипсы рассеяния, для вероятности $P=0,99$ нанесены на графики теоретических расчётов, полученных по методике, разработанной в разделе 3.1. Результаты приведены на рисунках 3.15 - 3.17.

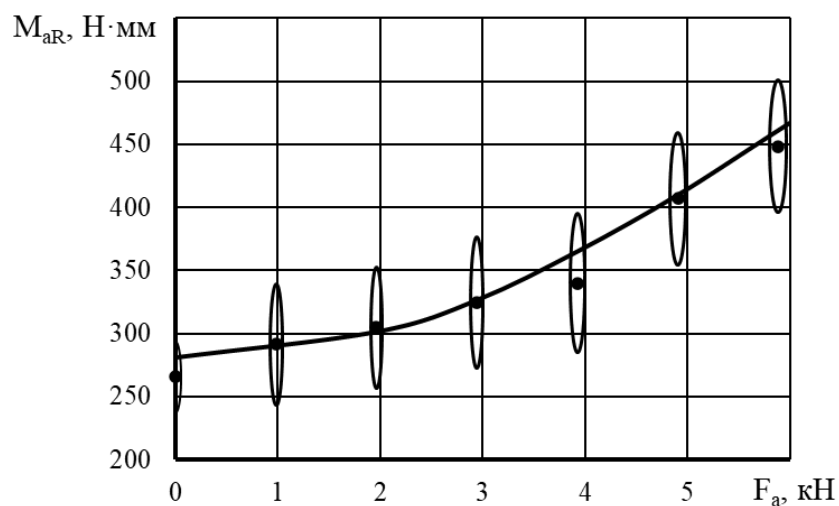


Рисунок 3.15 – Зависимость момента трения в подшипнике № 208 при действии осевой силы F_a и радиальной силы $F_r = 4,905$ кН

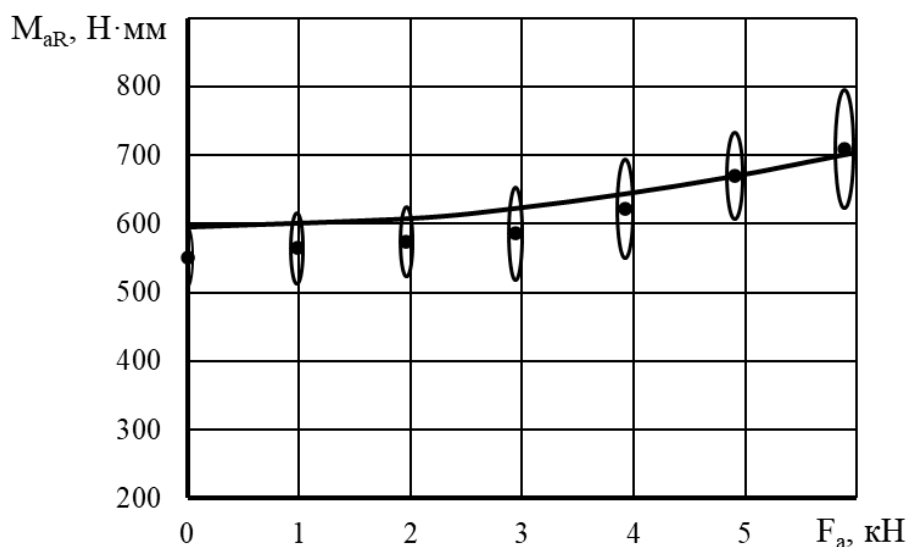


Рисунок 3.16 – Зависимость момента трения в подшипнике № 208 при действии осевой силы F_a и радиальной силы $F_r = 9,81$ кН

Из графиков видно, что имеет место хорошая корреляция теоретических расчётов с экспериментальными данными. Максимальная погрешность определения момента трения не превышает 7,5%.

Анализ графиков на рисунках 3.15-3.17 показывает, что экспериментальные точки лежат таким образом, что эллипс рассеяния возможных значений при вероятности 0,99 перекрывает теоретическую кривую. Следовательно, теоретическая методика расчёта момента трения в шариковом радиальном подшипнике подтверждается экспериментальными данными в диапазоне возможных нагрузок в узле качания рулевого агрегата двигателя РД-107/108.

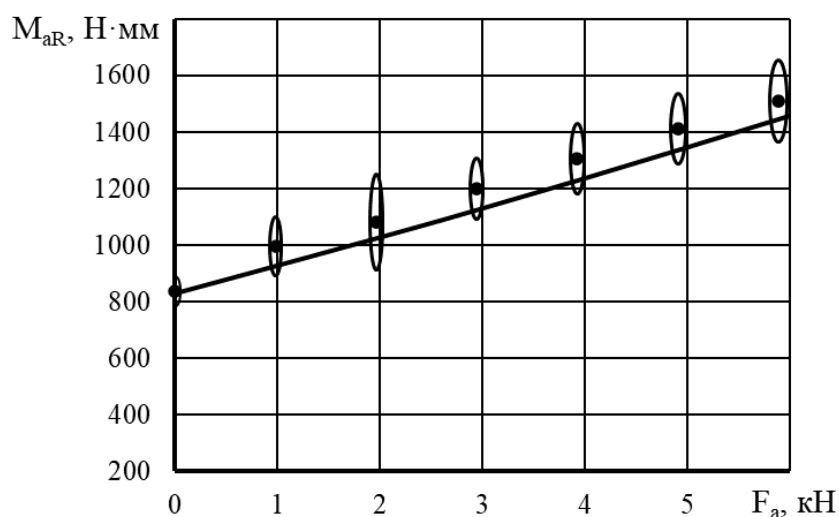


Рисунок 3.17 – Зависимость момента трения в подшипнике № 208 при действии осевой силы F_a и радиальной силы $F_r = 15,696$ кН

Используя рассчитанные в главе 2 нагрузки на опоры РА ЖРД РД-107А/108А $F_r = 17,57$ кН и $F_a = 5,84$ кН, рассчитанный по разработанной методике момент трения в подшипнике 6-208Ю2 составил 1,499 Н·м. При этом по исходной модели без учёта выявленных сил получено 0,880 Н·м, что на 0,619 Н·м меньше. При использовании рассчитанного момента трения в расчёте общего момента сопротивления РА получено расхождение с результатами огневых испытаний 2,8 %.

В таблице 3.5 приведено сравнение расчётного момента сопротивления с результатами огневых испытаний рулевого агрегата [66].

Таблица 3.5 – Сравнение результатов расчёта с огневыми испытаниями РА

	$M_{\text{по1}},$ Н·мм	$M_{\text{по2}},$ Н·мм	$M_{\text{пр}},$ Н·мм	$M_{\text{трм}},$ Н·мм	$T_T,$ Н·мм	$M_{\text{РА расч}},$ Н·мм	$M_{\text{РА, факт}},$ Н·мм	ΔM	Расхождение, %
Узел качания «О»	78,40	34,60	1498,9	1110,0	9280,0	16578	16127	451,5	2,8
Узел качания «Г»	93,05	34,60	1498,9	280,0	2670,0				

После уточнения условий нагружения и расчётной методики опорных подшипников расхождение между результатами огневых испытаний и расчётными значениями снизилось с 16,8 процентов до 2,8 процента.

Выводы к главе 3

1. Разработана теоретическая модель, алгоритм и программа расчёта момента трения в шарикоподшипниках с учётом трения тел качения и центрирующего кольца о сепаратор.
2. Получены коэффициенты трения в контакте стали ШХ-15 с антифрикционным покрытием из молибдена, а также стали ШХ-15 с бронзой БрНБТ. Среднее значение коэффициента трения при пробеге 1200 м в паре трения сталь ШХ-15 и образец из БрНБТ с покрытием из молибдена составило 0,172 при среднеквадратичном отклонении 0,004.
3. Получены коэффициенты интенсивности изнашивания для образца из бронзы БрНБТ, и для образца из того же материала, но с износостойким покрытием из молибдена. Коэффициент интенсивности изнашивания для образца из материала БрНБТ без покрытия составил $2,48 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^3/\text{м}$ при максимальном контактном напряжении 507 МПа. При аналогичном пробеге и контактных напряжениях коэффициент интенсивности изнашивания образца с молибденовым покрытием составил $1,98 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^3/\text{м}$, что в 12,5 раз меньше.
4. Разработана методика эксперимента для получения достоверной моментной характеристики радиального подшипника при комбинированном нагружении, при этом были учтены все основные виды погрешностей, свойственные данной установке.
5. Проведены экспериментальные исследования в диапазонах 0–6 кН при осевой и 4,905–15,696 кН при радиальной нагрузке, что соответствует рабочей области нагрузок узлов качания рулевого агрегата двигателя РД-107. В результате было показано, что с вероятностью 0,99 теоретическая методика подтверждается экспериментальными данными, при этом максимальная погрешность не превышает 7,5%.

4 РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЁТА МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ДОЛГОВЕЧНОСТИ СФЕРИЧЕСКОГО ШАРНИРНОГО ПОДШИПНИКА РУЛЕВОГО АГРЕГАТА ЖРД

Обобщённая модель, разработанная Лавриным А.В., выявила, что в шарнирном рулевом агрегате трение возникает в восьми трибосопряжениях. Для снижения момента сопротивления необходимо уменьшить количество трибосопряжений. Вследствие этого перспективным решением представляется замена сложной конструкции с шарнирным подвесом на конструкцию со сферическим подшипником (рисунок 4.1).



Рисунок 4.1 – Общий вид сферического шарнирного подшипника

Однако в специализированной научной литературе [37, 98] отсутствуют работы, посвящённые разработке комплексной методики расчёта для шарнирного сферического подвеса РА ЖРД.

Критериями работоспособности шарнирного сферического подшипника является прочность и износостойкость [99, 100, 101], а для систем управления и коррекции ещё и момент сопротивления вращению[102].

Таким образом было принято решение разработать комплексную методику расчёта сферического шарнирного подвеса РА ЖРД, включающую в себя расчёт долговечности и момента трения.

4.1 Разработка методики определения момента сопротивления вращению сферических шарнирных подшипников

Для определения момента сопротивления вращению, который определяется моментом трения в области контакта и инерционным моментом подвижной части подшипника, необходимо знать силу нормального давления в контакте, коэффициент трения антифрикционного материала, массу и форму подвижной части подшипника.

Для обеспечения прочности антифрикционного покрытия необходимо знать максимальные допускаемые контактные напряжения этого материала и максимальные статические и динамические рабочие нагрузки [103, 104].

Максимальные контактные напряжения обусловлены максимальной радиальной и осевой нагрузкой. Для определения максимальных контактных напряжений при динамической нагрузке используется программный пакет Ansys. Согласно техническому заданию на эксплуатационные параметры подшипника ШГ1ШД-08 были рассчитаны контактные напряжения на рабочей поверхности. Результаты расчётов приведены на рисунке 4.2, откуда видно, что максимальные контактные напряжения находятся в середине подшипника и составляют 235,9 МПа.

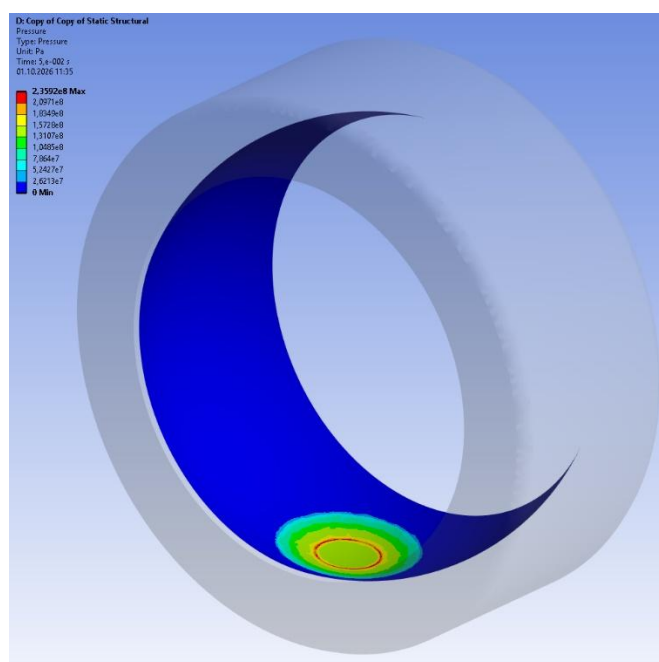


Рисунок 4.2 – Распределение давления в шарнирном сферическом подшипнике

Момент сопротивления страгивания в шарнирном подшипнике зависит от нагрузки, действующей на подшипник, от числа точек контакта и коэффициента трения. Число точек контакта при опрессовке наружного кольца вокруг шара зависит от точности изготовления шара и втулки. Моделирование процесса опрессовки с использованием программного пакета Ansys для используемых в процессе производства деталей показало, что возможно три варианта - одна, две и три точки контакта. На рисунке 4.3а показано распределение давления в точках контакта, а на рисунке 4.3б величина зазора после прессования. Видно, что имеется две точки контакта, однако если втулка выполнена с недостаточной точностью по параметру некруглости, возможно касание в третьей точке, но в другой плоскости. Такой вариант можно считать нарушением технологии, так как это приведёт к значительному увеличению момента страгивания и сопротивления. Численный анализ контактных напряжений с помощью программного комплекса Ansys для различных случаев числа контактов показан на рисунке 4.4. Двухточечный контакт можно использовать для уменьшения контактных давлений при больших нагрузках. При одноточечном контакте контактные напряжения возрастают на 25...30 %.

При действии радиальной и осевой нагрузки шар совершает вращение относительно оси Y и верчение относительно оси X . Соотношение осевой и радиальной сил не должно быть таким, чтобы точка контакта выходила на края наружной втулки. Анализируя результаты, полученные с помощью пакета Ansys (рисунок 4.3), можно определить угловые координаты точек контакта и реакции на внешние нагрузки в этих точках. Зная эти параметры, можно определить силы трения и расстояния до мгновенных осей вращения.

Система координат и параметры силового взаимодействия в шарнирном сферическом подшипнике приведены на рисунке 4.5. Система координат $Oxyz$ расположена в центре подшипника, при этом ось Oy совпадает с осью корпуса подшипника. Для определённости втулка предполагается неподвижной, а вращение придаётся шару.

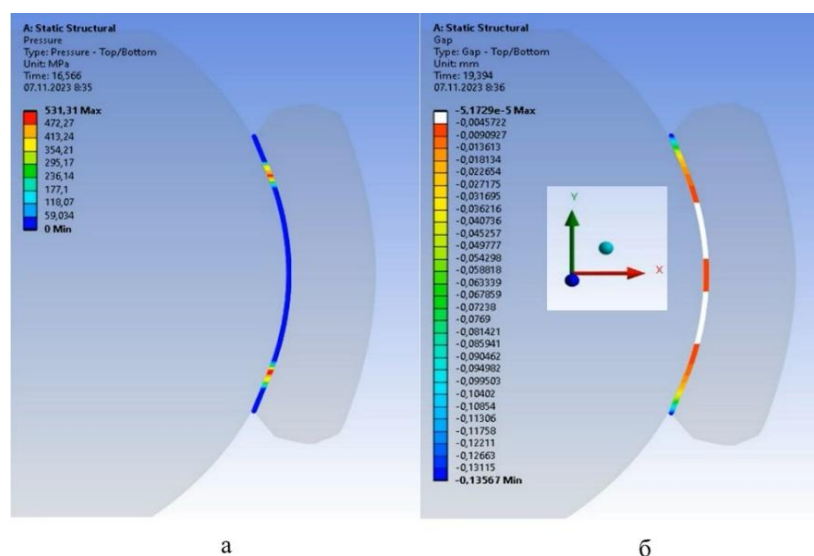


Рисунок 4.3 – Результаты деформирования втулки подшипника после опрессовки и приложения внешней нагрузки:

а – распределение давления; б – изменение зазора

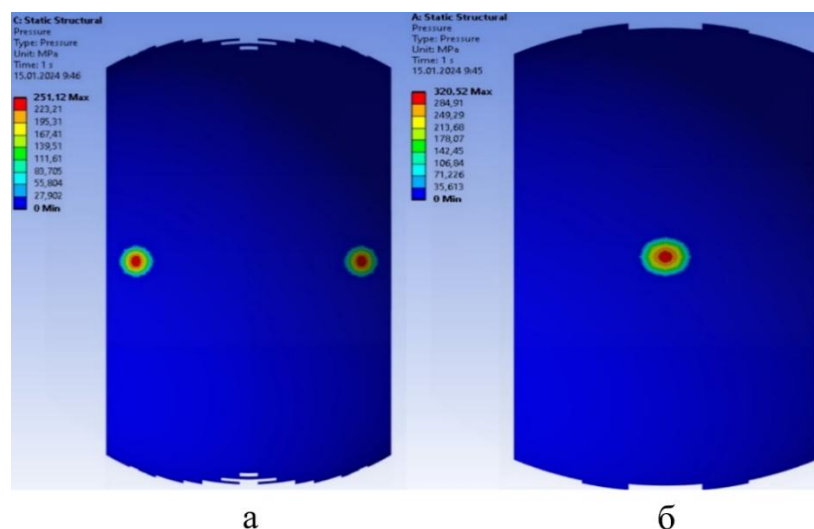


Рисунок 4.4 – Величина контактных давлений в шарнирном подшипнике ШГ1ШД-08: а – двухточечный контакт; б – однотоочечный контакт

Подшипник нагружен через шар силой $\vec{P}$. Направление вектора $\vec{P}$ определяется полярным углом ψ_1 относительно Оу и азимутом ψ_2 , в плоскости xOz от Ох к Oz; направление вращения определяется единичным вектором мгновенной угловой скорости $\vec{e}_\omega$, с помощью углов α_1 и α_2 аналогично направлению вектора силы.

Момент силы трения в векторной форме для точки контакта определяется по следующей зависимости:

$$\vec{M}_f = \vec{r} \times \vec{F}_f, \quad (4.1)$$

где $\vec{F}_f$ – вектор силы трения, $\vec{r} = R\vec{e}_r$ – радиус-вектор точки контакта, $\vec{e}_r$ – единичный радиус-вектор точки контакта, R – радиус шара.

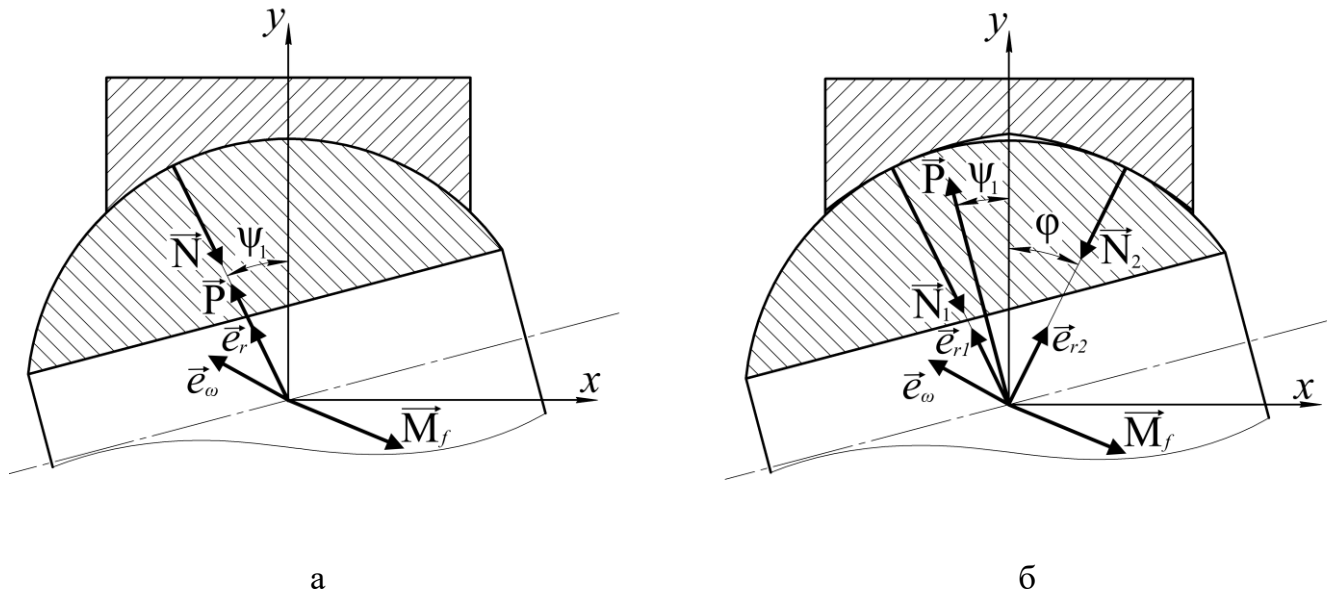


Рисунок 4.5 – Система координат и параметры силового и моментного взаимодействия в сферическом шарнирном подшипнике: а – одна точка контакта, б – две точки контакта

Для определения направления силы трения используется скорость относительного скольжения точки контакта:

$$\vec{v} = \omega R(\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r),$$

где ω – модуль угловой скорости шара.

Так как вектор силы трения в кулоновской модели направлен противоположно скорости скольжения, то сила трения определяется следующим образом:

$$\vec{F}_f = -\mu N \frac{\vec{v}}{|\vec{v}|} = -\mu N \frac{\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r}{|\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r|}, \quad (4.2)$$

где N – модуль вектора нормальной силы, действующей в точке контакта, μ – коэффициент трения в контакте.

Подставляя (4.2) в (4.1), получим:

$$\vec{M}_f = -\mu NR \frac{\vec{e}_r \times (\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r)}{|\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r|} \quad (4.3)$$

Используем тождество двойного векторного произведения:

$$\vec{e}_r \times (\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r) = \vec{e}_\omega (\vec{e}_r \cdot \vec{e}_r) - \vec{e}_r (\vec{e}_\omega \cdot \vec{e}_r).$$

Так как $|\vec{e}_r| = 1$, то

$$\vec{e}_r \cdot \vec{e}_r = 1.$$

Скалярное произведение $\vec{e}_\omega \cdot \vec{e}_r$ физически является косинусом угла между мгновенной осью вращения и радиус-вектором точки контакта. Пусть

$$c = \vec{e}_\omega \cdot \vec{e}_r.$$

Тогда

$$\vec{e}_r \times (\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r) = \vec{e}_\omega - c\vec{e}_r$$

Кроме того,

$$|\vec{e}_\omega \times \vec{e}_r| = \sqrt{1 - c^2}$$

Следовательно, уравнение момента трения (4.3) для одной точки контакта можно записать в следующем виде:

$$\vec{M}_f = -\mu NR \frac{\vec{e}_\omega - c\vec{e}_r}{\sqrt{1 - c^2}}. \quad (4.4)$$

В уравнении (4.4) при $e_\omega \parallel e_r$, $c = 1$ возникает деление на ноль. Для устранения этой неопределённости на интервале $\sqrt{1 - c^2} \leq \frac{\theta}{R} \vec{M}_f$ вычисляется как:

$$\vec{M}_f = -\frac{\vec{e}_\omega}{|\vec{e}_\omega|} \cdot N \cdot \mu \cdot \theta.$$

здесь

$$\theta = 3\pi aK / (16(1 + m)),$$

где $m = (a - b)/(a + b)$, a и b – размеры полуосей площадки контакта.

При приближенных вычислениях K – значение сходящегося ряда, вычисляемого по формуле [105]:

$$K = 1 + \frac{m^2}{2^2} + \frac{m^4 \cdot 1^2}{2^2 \cdot 4^2} + \frac{m^6 \cdot 1^2 \cdot 3^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \frac{m^8 \cdot 1^2 \cdot 3^2 \cdot 5^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2 \cdot 8^2} + \dots$$

Размеры полуосей площадки контакта определяются по формулам работы [69]

$$a = k_a \sqrt[3]{N/\rho_{\text{пр}} E_{\text{пр}}}; \quad b = k_b \sqrt[3]{N/\rho_{\text{пр}} E_{\text{пр}}},$$

здесь

$$\rho_{\text{пр}} = 2/R - 1/R_{\text{B2}} - 1/R_{\text{B1}},$$

где $R_{\text{B1}} = R_{\text{B}}$ – радиус поверхности втулки в сечении перпендикулярном Oz;
 $R_{\text{B2}} = R_{\text{w}} + g_0/\cos(\varphi)$ – радиус поверхности втулки в сечении перпендикулярном оси x; здесь g_0 – диаметральный зазор в подшипнике.

Безразмерные коэффициенты для расчета [69]:

$$k_a = (1,4664/Y_{\text{B}}^{0,0945}) \cdot (R_{\text{xв}}/R_{\text{yв}})^{0,318};$$

$$k_b = (1,4184/Y_{\text{B}}^{0,0945}) \cdot (R_{\text{yв}}/R_{\text{xв}})^{0,318};$$

Вспомогательный коэффициент $Y_{\text{B}} = 1 - (1 - R_{\text{yв}}/R_{\text{xв}})^3$, где

$$R_{\text{yв}} = R_{\text{w}} R_{\text{B2}} / (R_{\text{B2}} - R_{\text{w}});$$

$$R_{\text{xв}} = R_{\text{w}} R_{\text{B1}} / (R_{\text{B1}} - R_{\text{w}}).$$

Так как втулка и поверхность сферы могут быть изготовлены из различных материалов, характеристики модулей упругости в контакте определим

$$E_{\text{пр}} = 2/(\eta_{\text{B}} + \eta_{\text{w}}),$$

$$\text{здесь } \eta_{\text{B}} = (1 - \varepsilon_{\text{B}}^2)/E_{\text{B}}, \quad \eta_{\text{w}} = (1 - \varepsilon_{\text{w}}^2)/E_{\text{w}},$$

где E_{B} и E_{w} – модули упругости, а ε_{B} и ε_{w} – коэффициенты Пуассона материалов втулки и поверхности сферы.

В этом случае компоненты $\vec{e}_{\omega}$:

$$e_{\omega x} = \sin\alpha_1 \cos\alpha_2, \quad e_{\omega y} = \cos\alpha_1, \quad e_{\omega z} = \sin\alpha_1 \sin\alpha_2.$$

Поскольку при одноточечном контакте положение точки контакта определяется направлением нагрузки, компоненты $\vec{e}_r$:

$$e_{rx} = \sin\psi_1 \cos\psi_2, \quad e_{ry} = \cos\psi_1, \quad e_{rz} = \sin\psi_1 \sin\psi_2$$

Для случая одноточечного контакта $P \parallel e_r$, следовательно,

$$|\vec{P}| = N,$$

$$c = e_{rx} e_{\omega x} + e_{ry} e_{\omega y} + e_{rz} e_{\omega z} = e_{\omega y} \cos\psi_1 + B \sin\psi_1,$$

где

$$B = e_{\omega x} \cos \psi_2 + e_{\omega z} \sin \psi_2.$$

В таком случае из (4.3) получаем компоненты вектора $\vec{M}_f$:

$$M_{fx} = -\mu PR \frac{e_{\omega x} - c \sin \psi_1 \cos \psi_2}{\sqrt{1 - c^2}},$$

$$M_{fy} = -\mu PR \frac{e_{\omega y} - c \cos \psi_1}{\sqrt{1 - c^2}},$$

$$M_{fz} = -\mu PR \frac{e_{\omega z} - c \sin \psi_1 \sin \psi_2}{\sqrt{1 - c^2}},$$

Для верификации полученных аналитических зависимостей было выполнено их сопоставление с результатами численного моделирования трения в сферическом шарнирном соединении типа Spherical Joint в программном комплексе Ansys. В качестве объекта расчётной проверки использовался сферический шарнирный подшипник с радиусом сферической поверхности $R = 15,9$ мм. Коэффициент трения между контактирующими поверхностями принимался равным $\mu = 0,135$. Момент, необходимый для страгивания внутреннего кольца, создавался силой тяжести сосредоточенной массы, расположенной на расстоянии 25 мм от центра подшипника. Вращение задавалось относительно оси Oz (рисунок 4.5, 4.6), следовательно $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$. Радиальная нагрузка определялась суммарной силой тяжести сосредоточенной массы и внутреннего кольца подшипника и составляла $P = 1,102$ Н, направление силы тяжести принято в положительном направлении оси Oy, таким образом $\psi_1 = \psi_2 = 0^\circ$.

Таким образом, для данного расчётного случая:

$$e_{\omega x} = \sin \alpha_1 \cos \alpha_2 = \sin 90^\circ \cos 90^\circ = 0;$$

$$e_{\omega y} = \cos \alpha_1 = \cos 90^\circ = 0;$$

$$e_{\omega z} = \sin \alpha_1 \sin \alpha_2 = \sin 90^\circ \sin 90^\circ = 1;$$

$$B = e_{\omega x} \cos \psi_2 + e_{\omega z} \sin \psi_2 = 0 \cdot \cos 0^\circ + 1 \cdot \sin 0^\circ = 0;$$

$$c = e_{\omega y} \cos \psi_1 + B \sin \psi_1 = 0 \cdot \cos 0^\circ + 0 \cdot \sin 0^\circ = 0;$$

$$M_{fx} = -0,135 \cdot 1,102 \cdot 15,9 \cdot \frac{0 - 0 \cdot \sin 0^\circ \cos 0^\circ}{\sqrt{1 - 0^2}} = 0$$

$$M_{fy} = -0,135 \cdot 1,102 \cdot 15,9 \cdot \frac{0 - 0 \cdot \cos 0^\circ}{\sqrt{1 - 0^2}} = 0$$

$$M_{fz} = -0,135 \cdot 1,102 \cdot 15,9 \cdot \frac{1 - 0 \cdot \sin 0^\circ \cdot \sin 0^\circ}{\sqrt{1 - 0^2}} = -2,365 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Модуль вектора момента трения:

$$M_f = \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2 + M_{fz}^2} = 2,365 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

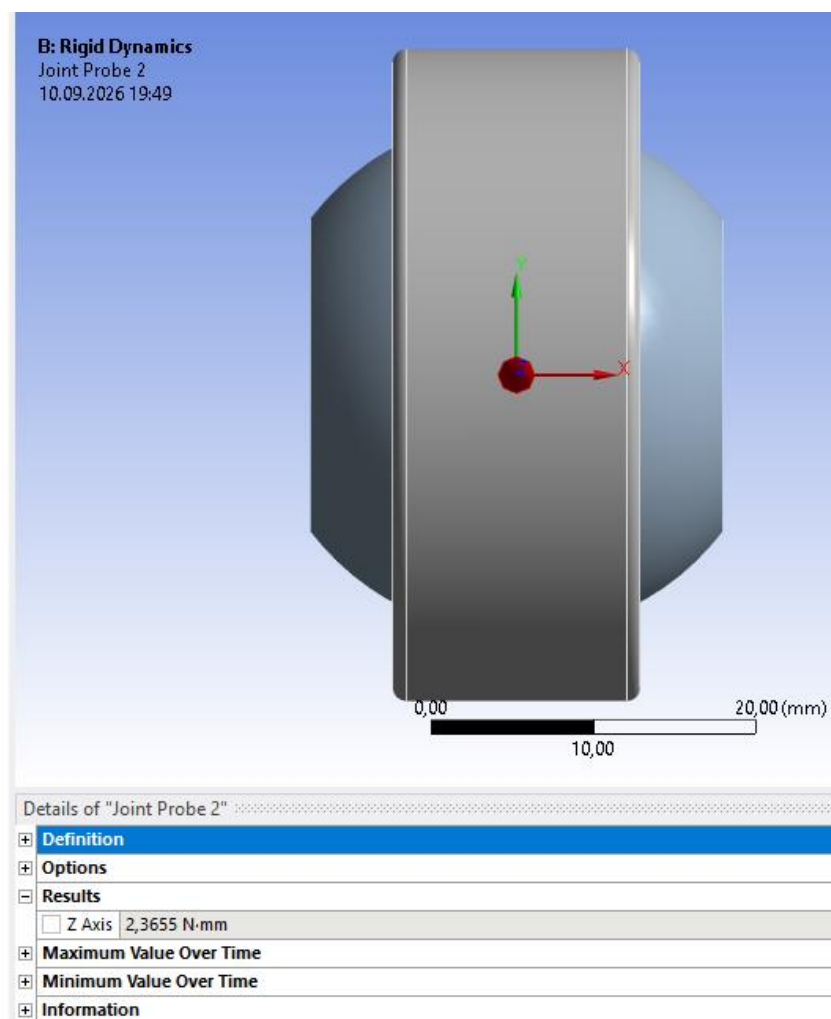


Рисунок 4.6 – Верификация расчётной модели для однотоочечного контакта

В результате численного моделирования в Ansys был получен момент трения во время страгивания равный 2,3655 Н · мм (см. рисунок 4.6), таким образом расхождение между результатами расчётов составило менее 1 %, что подтверждает корректность полученных зависимостей.

Для случая двухточечного контакта нормальные силы найдём из уравнений равновесия:

$$N_1 = \frac{P \cos(\psi_1) [\sin(\varphi) - \cos(\varphi) \tan(\psi_1)]}{\sin(2\varphi)};$$

$$N_2 = \frac{P \cos(\psi_1) [\sin(\varphi) + \cos(\varphi) \tan(\psi_1)]}{\sin(2\varphi)};$$

Компоненты единичных радиус-векторов точек контакта, при условии их симметричного расположения относительно плоскости yOz :

$$e_{r1x} = -\sin\varphi \cos\psi_2,$$

$$e_{r1y} = \cos\varphi,$$

$$e_{r1z} = -\sin\varphi \sin\psi_2,$$

$$e_{r2x} = -e_{r1x},$$

$$e_{r2y} = e_{r1y};$$

$$e_{r2z} = -e_{r1z};$$

Полный момент сопротивления подшипника определим как векторную сумму момента сопротивления в каждой из точек:

$$\vec{M}_f = \vec{M}_{f1} + \vec{M}_{f2} = -\mu R \left(N_1 \frac{\vec{e}_\omega - c_1 \vec{e}_{r1}}{\sqrt{1 - c_1^2}} + N_2 \frac{\vec{e}_\omega - c_2 \vec{e}_{r2}}{\sqrt{1 - c_2^2}} \right).$$

После перехода к скалярным компонентам получаем:

$$M_{fx} = -\mu R (e_{\omega x} C_S + \sin\varphi \cos\psi_2 C_\Delta),$$

$$M_{fy} = -\mu R (e_{\omega y} C_S - \cos\varphi C_\Sigma),$$

$$M_{fz} = -\mu R (e_{\omega z} C_S + \sin\varphi \sin\psi_2 C_\Delta).$$

Здесь C_S задаёт суммарный весовой вклад двух точек, C_Σ – симметричную часть проекций, а C_Δ – разностную часть, связанную с асимметрией относительно оси Ox :

$$C_\Sigma = \frac{N_1 c_1}{\sqrt{1 - c_1^2}} + \frac{N_2 c_2}{\sqrt{1 - c_2^2}},$$

$$C_\Delta = \frac{N_1 c_1}{\sqrt{1 - c_1^2}} - \frac{N_2 c_2}{\sqrt{1 - c_2^2}},$$

$$C_S = \frac{N_1}{\sqrt{1 - c_1^2}} + \frac{N_2}{\sqrt{1 - c_2^2}},$$

где

$$c_1 = e_{\omega y} \cos \varphi - B \sin \varphi,$$

$$c_2 = e_{\omega y} \cos \varphi + B \sin \varphi.$$

Для оценки достоверности предлагаемой методики расчёта момента трения в сферическом шарнирном подшипнике был проведён комплекс экспериментальных исследований. В ходе экспериментов определялся момент страгивания при вращении относительно каждой из координатных осей Ox , Oy и Oz .

Для определения момента страгивания относительно осей Ox и Oz использовалась установка, представленная на рисунке 4.7.



Рисунок 4.7 – Оборудование для проведения эксперимента по определению момента страгивания относительно осей Ox и Oz

При определении момента страгивания относительно оси Ox на подшипник устанавливалась оправка со штифтом, к которому подвешивался контейнер. В контейнер последовательно добавлялись грузы малой массы до момента страгивания обоймы. После начала движения контейнер вместе с грузами снимался и взвешивался на электронных весах. Масса отдельных грузов подбиралась с учётом размера исследуемого подшипника и ожидаемого значения момента

страгивания. При испытаниях сферического шарнирного подшипника ШГ1ШД-08 использовались грузы массой 0,17 г.

При определении момента страгивания относительно оси Oz наружное кольцо подшипника фиксировалось, а контейнер с грузами подвешивался к валу внутреннего кольца. Таким образом, момент относительно осей Oх и Oz создавался силой тяжести грузов, приложенной на заданном расстоянии от соответствующей оси вращения. Момент страгивания рассчитывался по зависимости

$$M_{\text{стр}} = m_{\text{гр}}gl$$

где $m_{\text{гр}}$ – суммарная масса контейнера и грузов в момент страгивания; g – ускорение свободного падения; l – расстояние от оси вращения до линии действия силы тяжести груза.

Геометрические и массовые параметры сферического шарнирного подшипника ШГ1ШД-08 принимались согласно технической документации и результатам непосредственных измерений. Диаметр сферической поверхности составлял 31,8 мм, ширина наружного кольца 18 мм, масса наружного кольца 49 г, масса внутреннего кольца 98 г. Измеренная масса обоймы оснастки составляла 41,3 г, масса вала 50 г, масса контейнера 5 г. Плечо силы тяжести груза относительно оси вращения принималось равным 24 мм.

При испытаниях относительно оси Oх общая радиальная нагрузка определялась суммарной силой тяжести наружного кольца, обоймы оснастки, контейнера и размещённых в нём грузов:

$$P_x = (m_{\text{н.к}} + m_{\text{об}} + m_{\text{гр}})g$$

При испытаниях относительно оси Oz радиальная нагрузка определялась суммарной силой тяжести внутреннего кольца, вала, контейнера и грузов:

$$P_z = (m_{\text{в.к}} + m_{\text{в}} + m_{\text{гр}})g$$

где $m_{\text{н.к}}$ и $m_{\text{в.к}}$ – массы наружного и внутреннего колец соответственно; $m_{\text{об}}$ – масса обоймы оснастки; $m_{\text{в}}$ – масса вала.

Для определения момента страгивания относительно оси Oу была разработана отдельная экспериментальная установка, общий вид которой

представлен на рисунке 4.8. Наружное кольцо исследуемого подшипника закреплялось в поворотном корпусе, установленном на упорном подшипнике. Ось вращения корпуса совмещалась с осью Oy , что обеспечивало возможность поворота наружного кольца относительно внутреннего.

Внутреннее кольцо устанавливалось на валу, через который с помощью гидроцилиндра к исследуемому подшипнику прикладывалась заданная радиальная нагрузка. К поворотному корпусу наружного кольца присоединялся рычаг с известным плечом l_y . Вращение корпуса осуществлялось приложением к рычагу тангенциальной силы, измеряемой динамометром. Значение силы фиксировалось в момент страгивания наружного кольца.

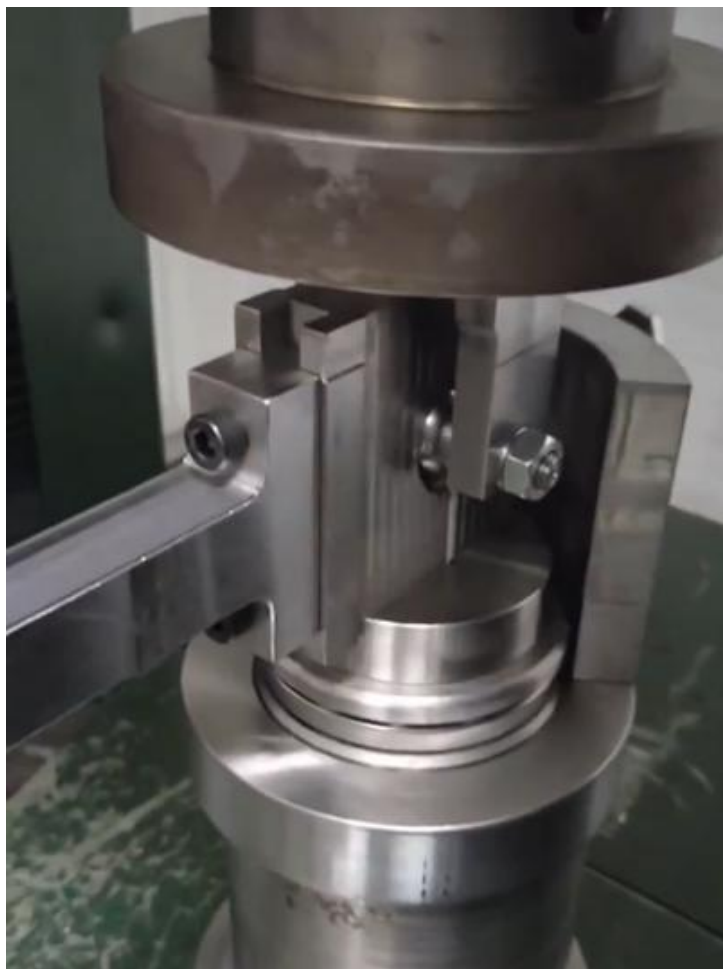


Рисунок 4.8 – Экспериментальная установка для определения момента страгивания относительно оси Oy

Измеренный момент сопротивления поворотной части установки определялся по выражению

$$M_{\Sigma y} = F_d l_y$$

где F_d – показание динамометра в момент страгивания; l_y – расстояние от оси Оу до линии действия силы динамометра.

Рассчитанный по показанию динамометра момент включал момент страгивания исследуемого сферического шарнирного подшипника и собственный момент сопротивления упорного подшипника. Последний определялся при предварительной тарировке установки для соответствующего уровня нагрузки. Момент страгивания исследуемого подшипника относительно оси Оу рассчитывался по формуле

$$M_{\text{стр},y} = F_d l_y - M_0$$

где M_0 – момент сопротивления поворотной части установки, обусловленный трением в упорном подшипнике.

Испытания проводились на трёх сферических шарнирных подшипниках, два из которых имели двухточечный контакт, а третий – одноточечный. Для каждого подшипника и каждой исследуемой оси выполнялось 16 измерений момента страгивания. По полученным результатам определялись среднее значение момента страгивания и его среднеквадратическое отклонение.

Результаты экспериментального определения и расчёта момента страгивания приведены в таблице 4.1.

Из сравнения результатов таблицы 4.1 видно, что имеет место хорошая корреляция замеренных и рассчитанных по разработанной методике моментов страгивания. Погрешность рассчитанных значений момента страгивания относительно средних замеренных значений не превышает 8%

Для вероятности $P=0,99$ отклонение от среднего значения принимается $\pm 3\sigma$. Таким образом все полученные рассчитанным путём величины момента страгивания попадают в поле допуска данной вероятности.

Таблица 4.1- Замеренные и рассчитанные моменты страгивания подшипника ШГ1ШД-08

Подшипник	№1	№2		№3
Ось вращения	oX	oX	Oz	Oy
Точек контакта	1	2	2	2
Нагрузка, Н	0,974	0,977	1,614	60000
Средний замеренный момент, Н·мм	2,090	2,173	3,432	34900
Среднеквадратичное отклонение σ , Н·мм	$\pm 0,041$	$\pm 0,064$	$\pm 0,123$	± 2040
Рассчитанный момент, Н·мм	2,013	2,019	3,681	33230
Погрешность, %	3,7	7,1	7,3	4,8

Для определения момента сопротивления вращению шарнирных подшипников необходимо в расчётах предложенной методики использовать средний коэффициент трения и добавить момент сопротивления от момента инерции подвижного элемента.

Предлагаемая методика позволяет определить потребный момент вращения привода $M_{пр}$ для обеспечения заданного углового ускорения ε подвижного элемента из уравнения $M_{пр} - M_C = I\varepsilon$, где I – момент инерции подвижного элемента.

Момент инерции I подвижного элемента простой формы (диск, втулка, стержень и т.д.) можно определить по известным аналитическим зависимостям. Для элементов сложной формы момент инерции определяется численно, в программе КОМПАС или Ansys.

4.2 Разработка методики определения долговечности сферических шарнирных подшипников

Шарнирные подшипники работают при качательном движении. При этом возможны два вида движения – качательное движение относительно оси подшипника (рисунок 4.9а) и качательное движение в виде перекоса оси (рисунок

4.9б). Качательное движение при перекосе оси ограничивается допускаемым углом перекоса $\alpha = (\alpha_1 + \alpha_2)$, зависящим от соотношения ширин внутреннего и наружного колец и конструкции подшипника. В ряде случаев подшипник совершает два качательных движения; в этом случае расчётное значение угла качания подшипника рекомендуется определять по формуле $\beta_1 = \sqrt{\beta^2 + (\alpha_1 + \alpha_2)^2}$.

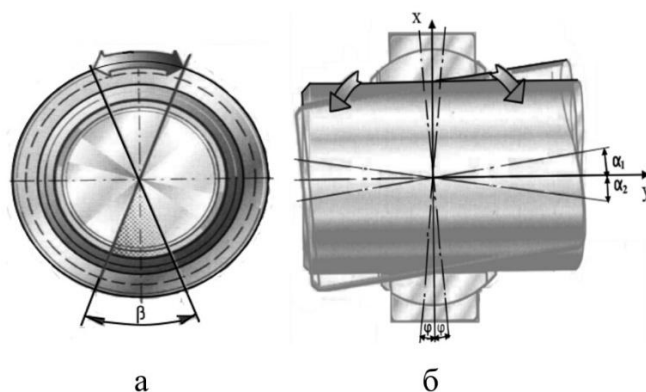


Рисунок 4.9 – Направления движения в сферическом подшипнике

Шарнирные подшипники воспринимают преимущественно радиальные нагрузки. Но в некоторых случаях они нагружаются и радиальной F_r , и осевой F_a нагрузками одновременно. В зависимости от технических требований на сферический шарнирный подшипник необходимо профилировать форму зазора с одной или двумя точками контакта на углах φ . Если требуется минимальное сопротивление вращению, как в легко нагруженных системах управления или коррекции, то используют шарнирные подшипники с одной точкой контакта. Для тяжело нагруженных сферических шарнирных подшипников, например, в шасси самолётов, зазор профилируют таким образом, чтобы были две точки контакта.

Принимая предположение, что износ поверхности происходит по сфере, что характерно при равновероятном изменении угла поворота сферы. Так как максимальный угол поворота обусловлен шириной наружной втулки и равен 30 градусам при ширине равной радиусу шара. Можно определить площадку поверхности износа, радиус r проекции которой не будет изменяться со временем (рисунок 4.10).

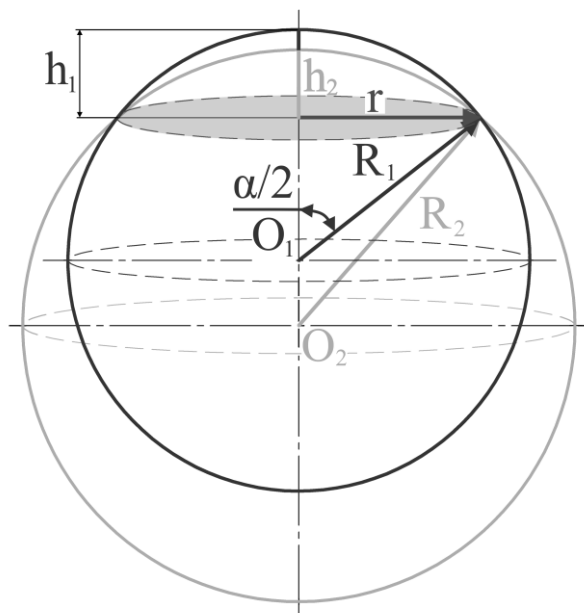


Рисунок 4.10 – Изменение геометрии сферы при износе в сферическом шарнирном подшипнике

При изнашивании материала шара радиусом R_1 будет меняться кривизна изнашиваемой поверхности, которая будет определяться радиусом R_2 воображаемой сферы. Изменение кривизны поверхности можно определить из следующих геометрических соотношений:

$$R_1^2 - (R_1 - h_1)^2 = R_2^2 - (R_2 - h_2)^2, \quad (4.5)$$

где h_1 и h_2 – расстояние от поверхности шара до сечения с радиусом r ,

Радиус воображаемой сферы R_2 для полученной в результате износа кривизны поверхности будет определяться из уравнения (4.5) в виде

$$R_2 = (2R_1 h_1 - h_1^2 + h_2^2) / 2 h_2. \quad (4.6)$$

Зная параметры R и h можно определить объём шарового сегмента по зависимости $V_{c1} = \pi h_1^2 (R_1 - h_1/3)$ и $V_{c2} = \pi h_2^2 (R_2 - h_2/3)$.

Разность объёмов этих сегментов будет определять объём изношенного антифрикционного материала на сфере $V_c = \pi h_1^2 (R_1 - h_1/3) - \pi h_2^2 (R_2 - h_2/3)$.

По стандартам [103, 104] – допускаемая величина износа установлена в 50% от толщины покрытия.

Задавшись величиной допустимого износа $[h] = h_1 - h_2 = \delta/2$,

где δ –толщина антифрикционного слоя можно определить величину допустимого изношенного объёма в виде

$$[V] = \pi h_1^2 (R_1 - h_1/3) - \pi h_2^2 (R_2 - h_2/3), \quad (4.7)$$

где $h_1 = R_1[1 - \cos(\alpha/2)]$; $h_2 = h_1 - \delta/2$; $R_1 = R_w$ - радиус сферы; R_2 – из уравнения (4.6).

Таким образом мы получим функцию $[V] = f(R_1, \alpha, \delta)$, которая зависит только от начальных параметров сферического подшипника.

При увеличении радиуса кривизны R_2 поверхности шара в области контакта будут уменьшаться контактные напряжения. Интенсивность износа антифрикционного материала зависит от контактных напряжений, поэтому зная зависимость коэффициента интенсивности изнашивания от контактного давления можно разбить процесс изнашивания на несколько этапов и на каждом интервале рассчитывать величину износа при конкретном контактном напряжении. Если антифрикционный слой наносится на внутреннюю поверхность кольца, то при изнашивании радиус кривизны поверхности втулки будет постоянным. В этом случае контактные напряжения будут постоянными.

В случае, если антифрикционный материал нанесён на внутреннюю поверхность наружной втулки, то в уравнении (4.7) $R_2 = R_w + \delta/2$.

Проведённые экспериментальные исследования по методике, описанной в работе [106], позволили найти интенсивность износа в зависимости от контактных напряжений для антифрикционных покрытий на основе серебра. Антифрикционным покрытием, обеспечивающим минимальный коэффициент трения, было признано покрытие из серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена, обладающее коэффициентом трения 0,13. Зависимость коэффициента интенсивности изнашивания от контактных напряжений, была аппроксимирована с погрешностью, не превышающей 10%, следующей зависимостью:

$$I \cdot 10^6 = 5,77 \cdot 10^{-10} \cdot \sigma_H^4 - 6,95 \cdot 10^{-7} \cdot \sigma_H^3 + 2,41 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_H^2 - 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_H + 0,012 \quad (4.8)$$

4.2.1 Определение контактных напряжений в сферическом подшипнике

Так как поверхность втулки и поверхность сферы изготовлены из различных материалов, характеристики модулей упругости в контакте определим по следующей зависимости:

$$E_{np} = 2/(\eta_{\epsilon} + \eta_w),$$

$$\text{где } \eta_{\epsilon} = (1 - \epsilon_{\epsilon}^2)/E_{\epsilon}, \text{ и } \eta_w = (1 - \epsilon_w^2)/E_w.$$

Здесь E_{ϵ} и E_w - модули упругости, а ϵ_{ϵ} и ϵ_w - коэффициенты Пуассона материалов рабочей поверхности втулки и поверхности сферы.

Радиус кривизны сферы $R_w = D_w/2$, где D_w - диаметр сферы.

Радиусы кривизны желоба втулки в точках контакта на угле φ :

$R_{\epsilon 1}$ - в сечении перпендикулярном OZ ,

$R_{\epsilon 2}$ - в сечении перпендикулярном оси подшипника OX ,

где φ - угловое положение точек контакта относительно OY .

Приведенные радиусы кривизны в контактах будут равны:

$$R_{y\epsilon} = R_w R_{\epsilon 2} / (R_{\epsilon 2} - R_w);$$

$$R_{x\epsilon} = R_w \cdot R_{\epsilon 1} / (R_{\epsilon 1} - R_w).$$

Вспомогательный коэффициент согласно работе [69] принимаем

$$Y_{\epsilon} = 1 - (1 - R_{y\epsilon}/R_{x\epsilon})^3.$$

Безразмерный коэффициент [106] для расчета контактных напряжений примем

$$k_{p\epsilon} = 0,2295 \cdot Y_{\epsilon}^{0,189}$$

Значения приведенной кривизны в контактах определяются уравнением

$$\rho_{np\epsilon} = 2/R_w - 1/R_{\epsilon 1} - 1/R_{\epsilon 2}.$$

Контактные напряжения для точечного контакта сферы с внутренней поверхностью втулки определяются уравнением [69]

$$\sigma_{H\epsilon} = k_{p\epsilon} \sqrt[3]{F_{\epsilon} (E_{np} \rho_{np\epsilon})^2}, \quad (4.9)$$

где $F_{\epsilon} = Fr$ - для контакта в одной точке и $F_{\epsilon} = Fr / 2 \cos(\varphi)$ - для контакта в двух точках.

4.2.2 Определение ресурса сферического шарнирного подшипника

Ресурс шарнирного сферического подшипника согласно ГОСТ [104] принято оценивать в количестве качаний до износа половины толщины антифрикционного слоя. Рассмотрим методику определения долговечности шарнирного сферического подшипника используемого в узле качания рулевого агрегата космического аппарата, используемого для корректировки траектории движения. В этом случае для максимальной скорости изменения траектории отклонение сопла должно производиться на максимальный угол. Если за максимальный угол отклонения мы приняли в конструкции 30 градусов, то за один цикл регулирования при угловом ходе в 60 градусов длина пути будет $S_1 = \pi D_w / 6$.

В общем виде длина пути определяется по зависимости $S_1 = \pi \alpha D_w / 360^\circ$. Зная из конструкторской документации диаметр сферы D_w и радиусы кривизны $R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$ внутренней поверхности наружной втулки можно определить по зависимости (4.9) напряжения в точке контакта.

По контактному напряжению, согласно уравнению (4.8), находится интенсивность изнашивания антифрикционного материала. Длину пути S до предельного значения износа можно определить из выражения $S = [V]/I$.

Долговечность шарнирного подшипника L измеряют в числе циклов срабатывания до заданного допустимого износа, которое определим из уравнения $L = S/S_1 = 360^\circ S / \alpha \pi D_w$.

Если известна частота цикла ν в герцах или время одного колебания в секундах, то можно определить долговечность в часах по зависимости

$$L_h = L / \nu 3600.$$

При расчёте долговечности предельный износ $[h]$ разбивается на k участков. На каждом шаге по геометрии изношенной поверхности определяется объём удаляемого материала на i -м участке V_i , текущие кривизны, контактные напряжения σ_{Hi} и соответствующая интенсивность изнашивания $I(\sigma_{Hi})$. По

отношению объёма износа к интенсивности изнашивания определяется путь трения на i -м участке:

$$S_i = V_i / I(\sigma_{Hi}).$$

Долговечность шарнирного сферического подвеса L_i определяется числом циклов срабатывания до достижения заданного допустимого износа: $L_i = 180^\circ S_i / \pi \alpha R$. Если известна частота циклов ν в герцах, то можно определить долговечность в часах на i -м участке по зависимости $L_{hi} = L_i / \nu 3600$.

Общая долговечность определяется по зависимости:

$$L_h = \sum_1^k L_{hi}. \quad (4.10)$$

В каждом следующем расчёте значение радиуса R_{1i+1} должно увеличиваться на величину $(R_2 - R_1)/N$, а начальный допустимый износ уменьшаться на величину износа на каждой итерации.

В качестве примера выполняется расчёт долговечности сферического шарнирного подшипника ШГ1ШД-08 при радиальной нагрузке 10 кН. Расчёт принимается для одноточечного контакта, поэтому сила в контакте равна радиальной нагрузке: $F_b = F_r = 10\,000$ Н. Материал сферы и втулки - сталь ШХ-15; модуль упругости $E = 200$ ГПа, коэффициент Пуассона $\varepsilon = 0,3$. Геометрические параметры принимаются: $R_w = 15,9$ мм, $R_{b1} = R_{b2} = 16,1$ мм, толщина антифрикционного покрытия $\delta = 40$ мкм, угол качания $\alpha = 60^\circ$, частота циклов $\nu = 2$ Гц.

Для материалов с одинаковыми упругими характеристиками коэффициенты упругости и приведённый модуль упругости определяются следующим образом:

$$\eta_b = \frac{1 - \varepsilon_b^2}{E_b} = \eta_w = \frac{1 - \varepsilon_w^2}{E_w} = 4,55 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}^{-1}$$

$$E_{\text{пр}} = \frac{2}{\eta_b + \eta_w} = 219780 \text{ МПа}$$

Приведённые радиусы кривизны определяются с учётом внутреннего контакта сферы и втулки:

$$R_{xb} = \frac{R_w \cdot R_{b1}}{R_{b1} - R_w} = 1280 \text{ мм}$$

$$R_{yB} = \frac{R_w \cdot R_{B2}}{R_{B2} - R_w} = 1280 \text{ мм}$$

$$Y_B = 1 - \left(1 - \frac{R_{yB}}{R_{xB}}\right)^3 = 1$$

$$k_{pB} = 0,2295 \cdot Y_B^{0,189} = 0,2295$$

Приведённая кривизна для контакта с внутренней поверхностью втулки:

$$\rho_{прв} = \frac{2}{R_w} - \frac{1}{R_{B1}} - \frac{1}{R_{B2}} = 1,563 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^{-1}$$

Контактные напряжения при одноточечном контакте по уравнению (4.9):

$$\sigma_{HB} = k_{pB} \cdot \sqrt[3]{F_B \cdot (E_{пр} \cdot \rho_{прв})^2} = 242,5 \text{ МПа}$$

Результаты расчёта по формуле Герца были сопоставлены с результатами расчётов программном комплексе Ansys. Результат расчёта в Ansys изображен на рисунке 4.11.

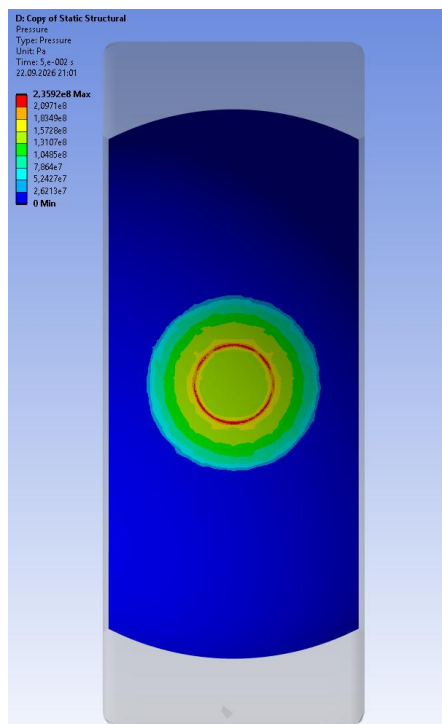


Рисунок 4.11 – Контактные напряжения в подшипнике ШГ1ШД-08 при радиальной нагрузке 10 кН

В результате расчёта с помощью Ansys были получены максимальные контактные напряжения в пятне контакта 235,9 МПа, что на 2,7 % меньше, чем при расчёте по уравнению (4.9).

Теоретическим контактным напряжениям, согласно уравнению (4.8), соответствует величина коэффициента интенсивности изнашивания антифрикционного материала на основе серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена $5,468 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/\text{м}$. Принимая величину допустимого износа $[h] = \delta/2 = 20 \text{ мкм}$, получим согласно уравнению (4.7) величину допустимого изношенного объёма $[V] = 2,127 \text{ мм}^3$.

Следовательно, длина пути до предельного износа составит $3,88 \cdot 10^5 \text{ м}$ без учёта изменения контактных напряжений из-за увеличения кривизны поверхности контакта, например, при нанесении антифрикционного покрытия на поверхность втулки. Долговечность в циклах получим $L = 360 L = 360^0 S / \alpha \pi D_w = 2,34 \cdot 10^7$. Переводя в часы, получим $L_h = L / \nu 3600 = 3245$ часов непрерывной работы. С учётом изменения кривизны поверхности контакта при разбиении допустимого износа 20 мкм на пять интервалов получим согласно уравнению (4.10) эквивалентную долговечность $L_{hэ} = 4440$ часов. Погрешность в определении долговечности в этом случае без учёта изменения кривизны поверхности от износа составит 26,9%.

4.3 Разработка комплексной методики, программы и алгоритма расчёта сферического шарнирного подшипника

На основе полученных расчётных методик разработана комплексная методика расчёта сферического шарнирного подшипника, включающая определение момента трения, проверку контактной прочности и расчёт долговечности по критерию износа. Для её практической реализации разработана программа многопараметрического расчёта и алгоритм проектирования сферического шарнирного подшипника, представленный на рисунке 4.12.

Даны рекомендации по проектированию сферических шарнирных УК РА ЖРД. При варьировании выбранного конструктивного параметра и фиксированных остальных исходных данных одновременно определяются зависимости момента трения, максимального контактного напряжения и долговечности. Сопоставление этих зависимостей с допустимыми значениями позволяет выделить область параметров, обеспечивающую выполнение всех

установленных требований. Сначала рассчитывается одноточечная схема; если совместное выполнение ограничений не обеспечивается, рассматривается двухточечный контакт. Последовательно варьируются радиус шара, радиусы кривизны втулки, толщина покрытия, угол контакта и зазор. При необходимости изменяется материал покрытия. На каждом этапе контролируются допустимый момент трения, контактная прочность и требуемая долговечность. При отсутствии допустимого сочетания параметров фиксируется отсутствие решения в заданных ограничениях.

В качестве примера рассмотрим подшипник со следующими исходными данными: нагрузка $F = 16\,000$ Н, допустимый момент трения $M_{\text{доп}} = 16$ Н·м, угол качания $\alpha = 30^\circ$, частота качаний $f = 0,2$ Гц., радиальный зазор 0,1 мм. Требуемая долговечность составляет $T_{\text{тр}} = 1500$ ч. При коэффициенте запаса по долговечности $n_T = 1,2$ расчётное значение должно удовлетворять условию

$$T_{\text{расч}} \geq n_T T_{\text{тр}} = 1,2 \cdot 1500 = 1800 \text{ ч.}$$

Контактная прочность материала покрытия составляет $\sigma_{\text{Hlim}} = 1200$ МПа. При коэффициенте запаса по контактной прочности $n_H = 1,2$ допускаемое контактное напряжение определяется выражением

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{\text{Hlim}}}{n_H} = \frac{1200}{1,2} = 1000 \text{ МПа.}$$

Материалом шара и втулки принята сталь ШХ15. На поверхность шара наносится антифрикционное покрытие Ag–MoS₂, для которого коэффициент трения принят равным $\mu_{\text{тр}} = 0,13$. На начальном этапе расчёта толщина покрытия составляет 25 мкм.

В первую очередь рассматривается возможность применения подшипника с одноточечным контактом. Диапазон варьирования радиуса шара предварительно назначается по оценке момента трения

$$M_{\text{тр}} \approx F \mu_{\text{тр}} R_{\text{ш}}.$$

Из условия ограничения момента трения определяется ориентировочное предельное значение радиуса шара:

$$R_{ш, \max} \approx \frac{M_{\text{доп}}}{F \mu_{\text{тр}}} = \frac{16 \cdot 10^3}{16\,000 \cdot 0,13} = 7,692 \text{ мм.}$$

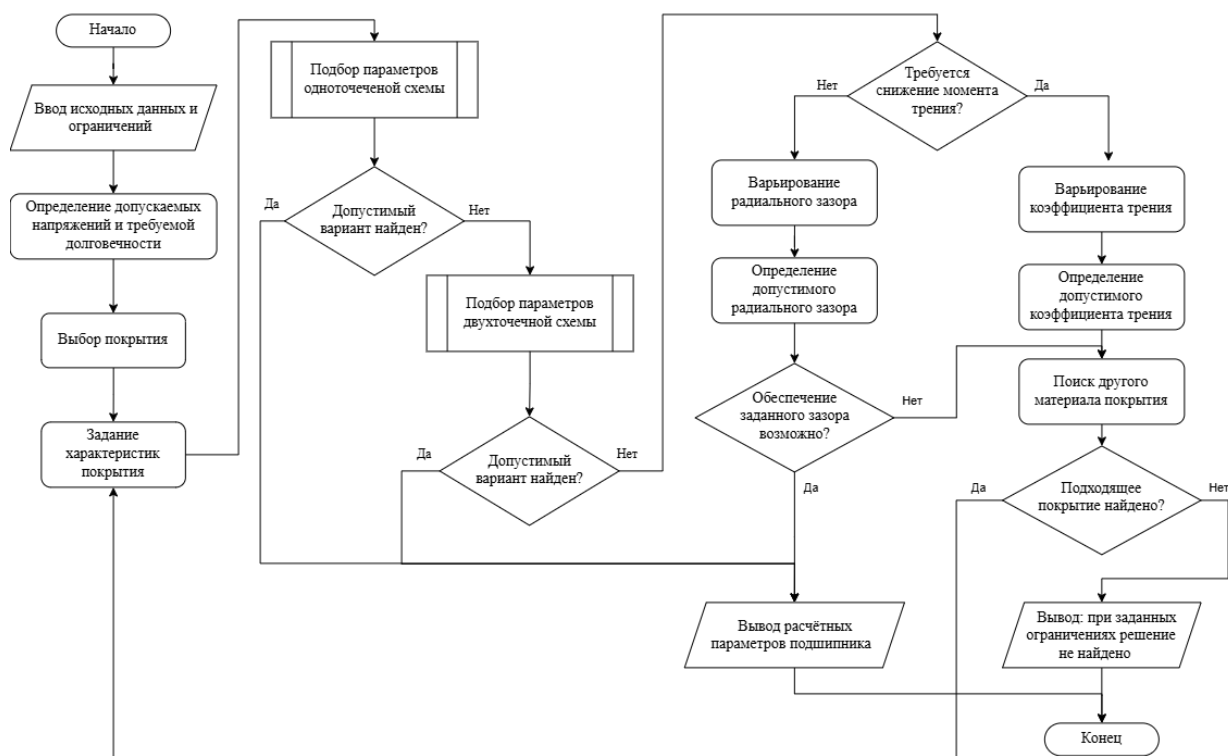


Рисунок 4.12. – Блок схема алгоритма комплексной методики расчёта сферического шарнирного подшипника

Для исследования зависимостей в окрестности полученного значения принимается диапазон варьирования радиуса шара от 7 до 8 мм. Радиус кривизны втулки на данном этапе задаётся равным 8,5 мм, то есть превышающим максимальное значение радиуса шара в рассматриваемом диапазоне.

При выборе радиуса кривизны втулки необходимо учитывать изменение геометрии контактирующих поверхностей по мере изнашивания покрытия. В качестве критериев достижения предельного состояния рассматриваются износ 50 % исходной толщины покрытия в наиболее изношенной точке либо достижение равенства радиусов кривизны контактирующих поверхностей. Во втором случае сравнивается радиус кривизны втулки с текущим радиусом кривизны изношенного участка поверхности шара. Равенство кривизн принимается за границу

допустимого режима работы, поскольку при этом ухудшается отвод продуктов износа из контактной зоны, что может приводить к увеличению момента трения и заклиниванию.

Результаты варьирования радиуса шара при одноточечном контакте представлены на рисунке 4.13. С увеличением радиуса шара момент трения и долговечность возрастают, а максимальные контактные напряжения снижаются. По условию ограничения момента трения для дальнейшего расчёта принимается $R_{ш} = 7,6$ мм. При этом момент трения не превышает допустимые 16 Н·м. Однако исходное сочетание радиусов не удовлетворяет ограничениям по контактной прочности и долговечности, поэтому далее варьируется радиус кривизны втулки.

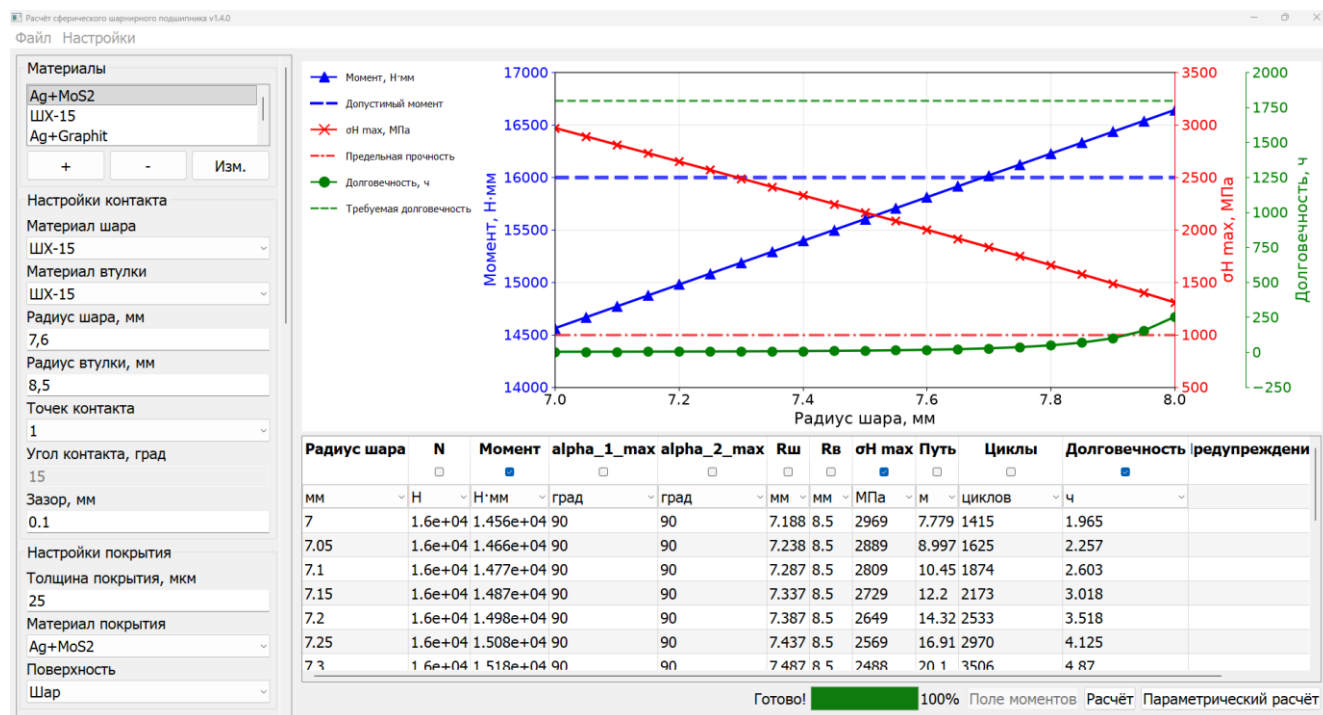


Рисунок 4.13 – Параметрический расчёт радиуса шара при одноточечном контакте

На рисунке 4.14 представлены результаты варьирования радиуса кривизны втулки при фиксированном радиусе шара $R_{ш} = 7,6$ мм. Уменьшение радиуса кривизны втулки снижает контактные напряжения и повышает долговечность при практически неизменном моменте трения. При $R_{в} = 7,7$ мм максимальное контактное напряжение составляет 493,7 МПа, а долговечность — 1053 ч, то есть не достигает требуемых 1800 ч. Таким образом, в исследованном диапазоне

одновременно выполнить требования по моменту трения, контактной прочности и долговечности не удаётся; далее рассматривается двухточечный контакт.

Для предварительного выбора радиуса шара при двухточечном контакте исследуется диапазон от 7 до 8 мм при радиусе кривизны втулки 8,5 мм и начальном угле контакта — 15° .

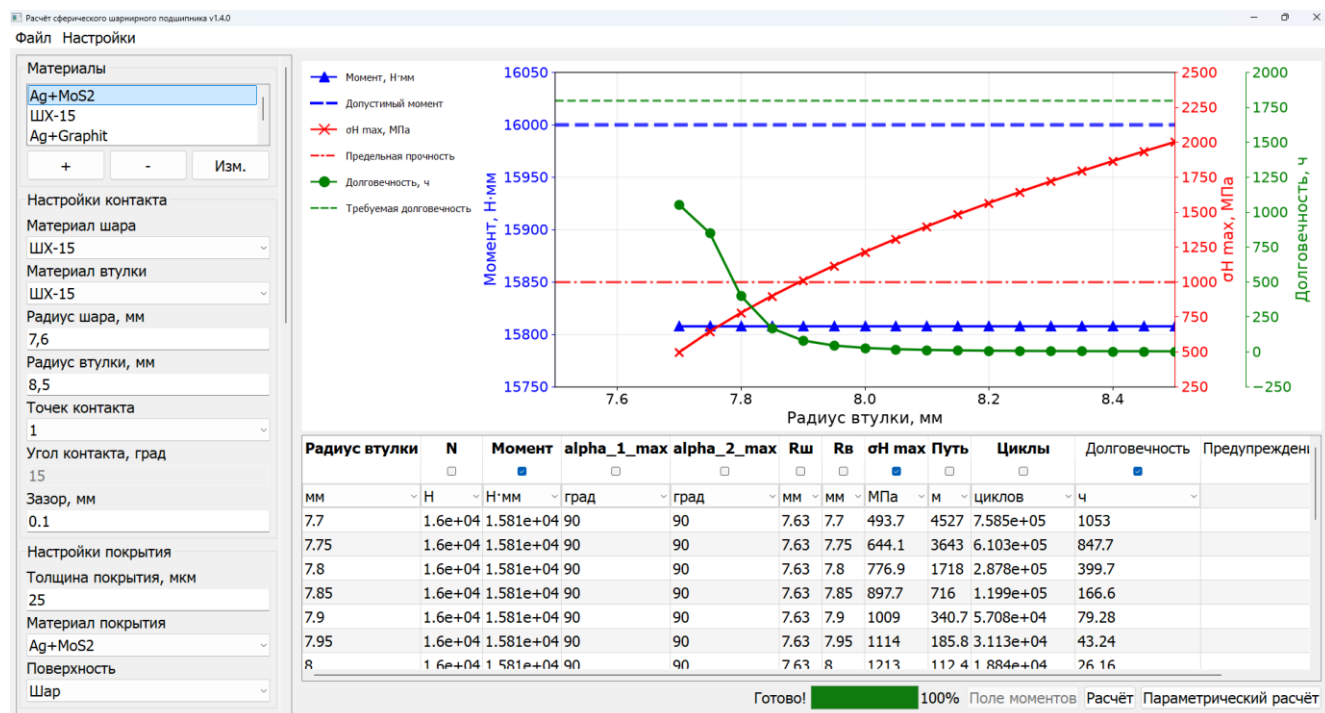


Рисунок 4.14 – Параметрический расчёт радиуса кривизны втулки при одноточечном контакте

По результатам расчёта, представленным на рисунке 4.15, выбирается радиус шара $R_{ш} = 7,4$ мм, при котором момент трения не превышает допустимые 16 Н·м. Далее уточняется радиус кривизны втулки.

Результаты варьирования радиуса кривизны втулки представлены на рисунке 4.16. С увеличением этого радиуса возрастает размер арки между контактными зонами, способствующей отводу продуктов износа; одновременно повышается максимальное контактное напряжение и снижается долговечность. Для увеличения размера арки выбирается наибольшее из исследованных значений, при котором ещё приблизительно выполняется ограничение по контактной прочности: $R_b = 7,7$ мм. Поскольку при исходной толщине покрытия требование к

долговечности не выполняется, его выполнение обеспечивается последующим изменением толщины покрытия.

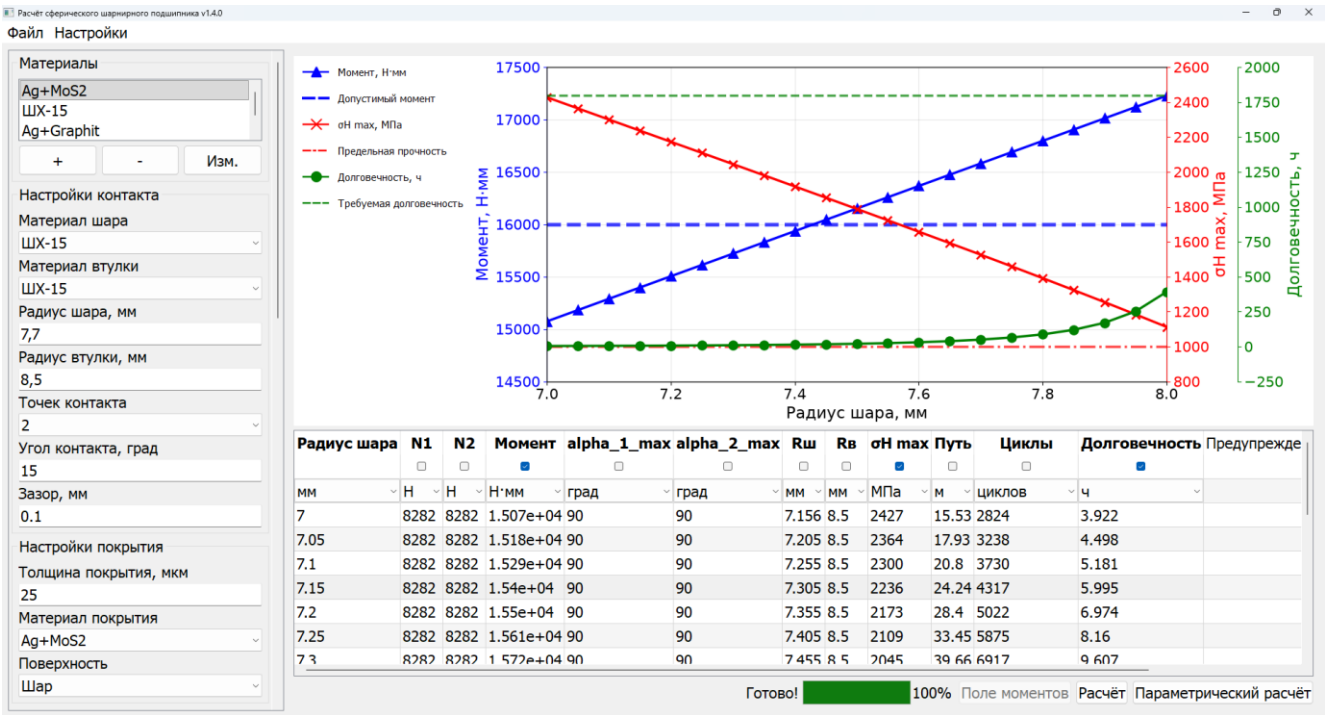


Рисунок 4.15 – Параметрический расчёт радиуса шара при двухточечном контакте

При выбранных радиусах шара и втулки и исходной толщине покрытия 25 мкм максимальное контактное напряжение составляет 923,8 МПа, а расчётная долговечность — 1739 ч. Следовательно, требование к контактной прочности выполняется, но требуемая с учётом коэффициента запаса долговечность 1800 ч не достигается.

Для повышения долговечности при принятых радиусах шара и втулки проводится варьирование толщины антифрикционного покрытия. Результаты расчёта представлены на рисунке 4.17. В рассматриваемой модели увеличение толщины покрытия повышает долговечность, практически не влияя на момент трения и максимальное контактное напряжение. С учётом технологии нанесения покрытия принимается толщина $t = 30$ мкм, при которой обеспечивается выполнение требования к долговечности с установленным коэффициентом запаса.

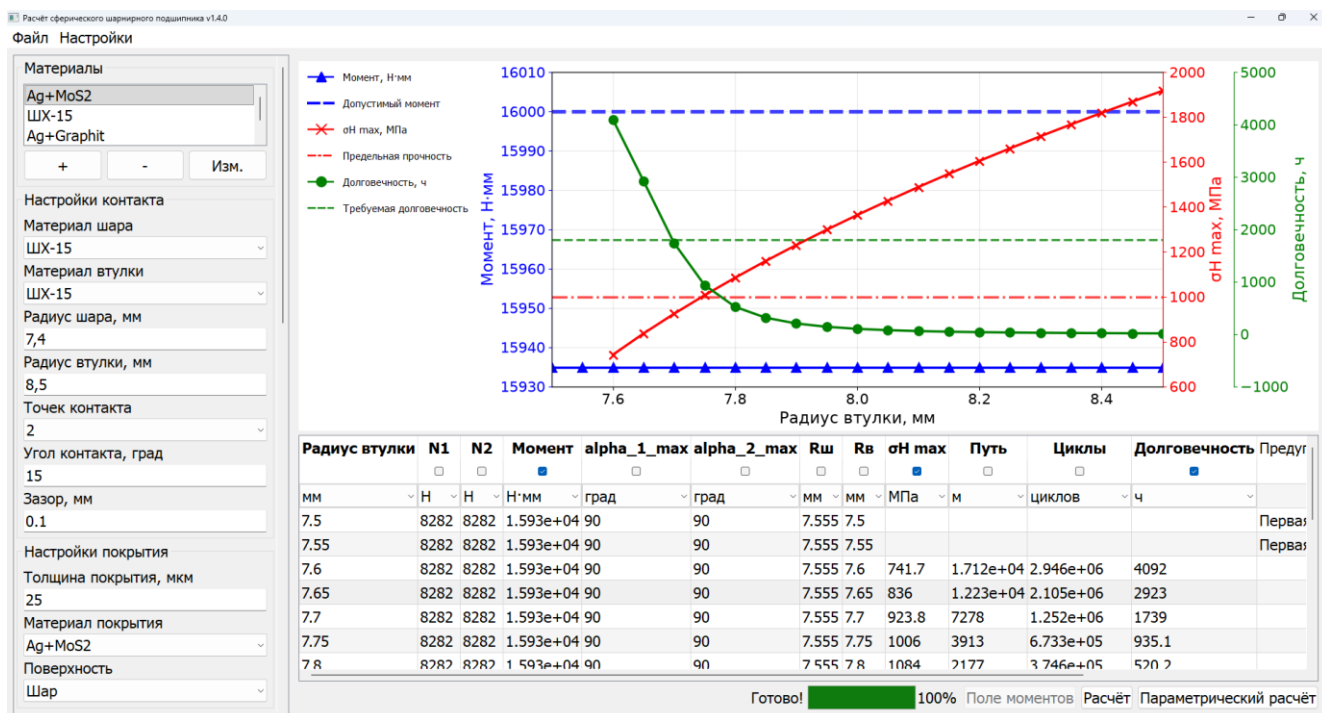


Рисунок 4.16 – Параметрический расчёт радиуса кривизны втулки при двухточечном контакте

Следующим этапом является уточнение угла контакта. Допустимый диапазон его изменения принимается от 10° до 25° . Нижняя граница обусловлена необходимостью формирования между контактными зонами участка с зазором в виде арки, обеспечивающего отвод продуктов износа.

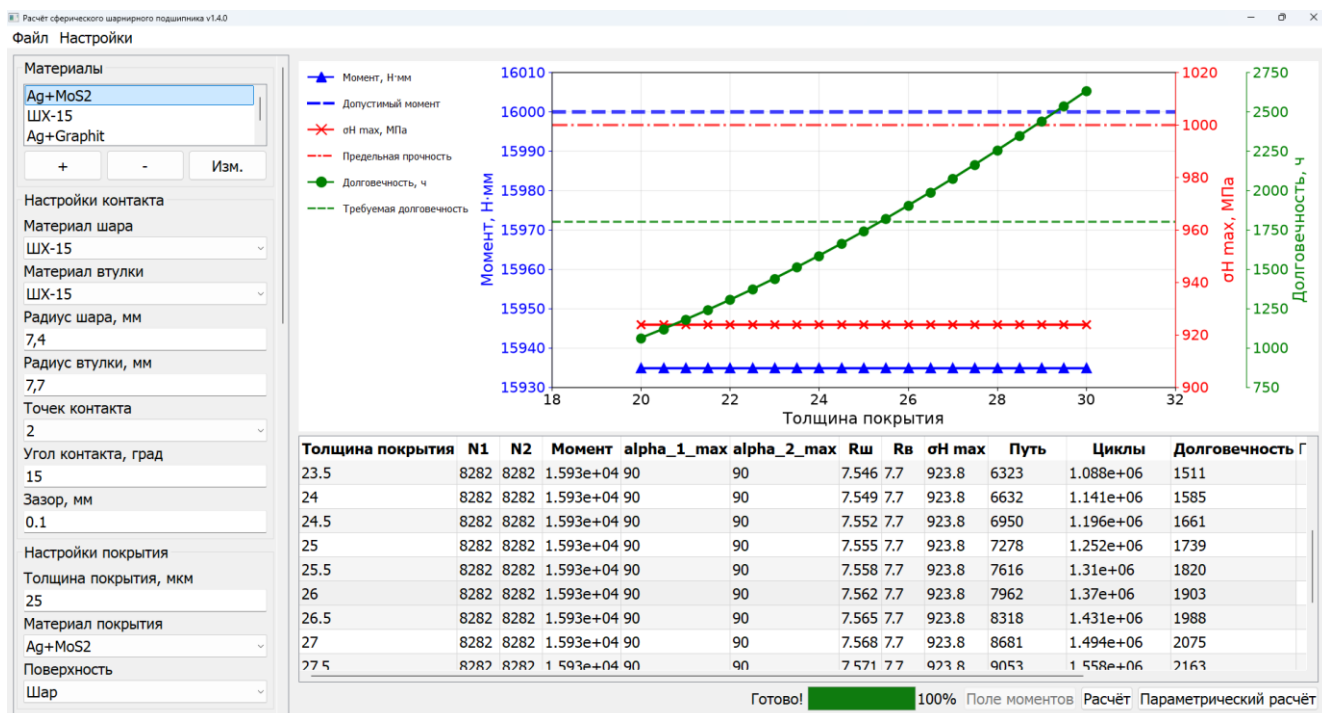


Рисунок 4.17 – Параметрический расчёт толщины покрытия

Верхняя граница определяется шириной втулки: её край расположен на угле 30° , а принятый угловой запас до края составляет 5° . Это ограничение необходимо для снижения риска выхода зоны пятна контакта за пределы рабочей поверхности втулки.

При выполнении остальных требований предпочтение отдаётся большему углу контакта, поскольку при этом улучшаются условия отвода продуктов износа. Однако увеличение угла сопровождается ростом момента трения и контактных напряжений, а также некоторым снижением долговечности, что следует из зависимостей на рисунке 4.18. Для рассматриваемой конструкции определяющим является ограничение по моменту трения. При $\varphi = 15,5^\circ$ оно выполняется, тогда как при следующем исследованном значении $\varphi = 16^\circ$ момент трения превышает допустимый. Поэтому окончательно принимается угол контакта $\varphi = 15,5^\circ$.

Полученные значения удовлетворяют условиям

$$M_{\text{тр}} = 15,97 \text{ Н}\cdot\text{м} < M_{\text{доп}} = 16 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$\sigma_{\text{Hmax}} = 924,6 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{H}}] = 1000 \text{ МПа},$$

$$T_{\text{расч}} = 2623 \text{ ч} > n_{\text{T}} T_{\text{тр}} = 1800 \text{ ч}.$$

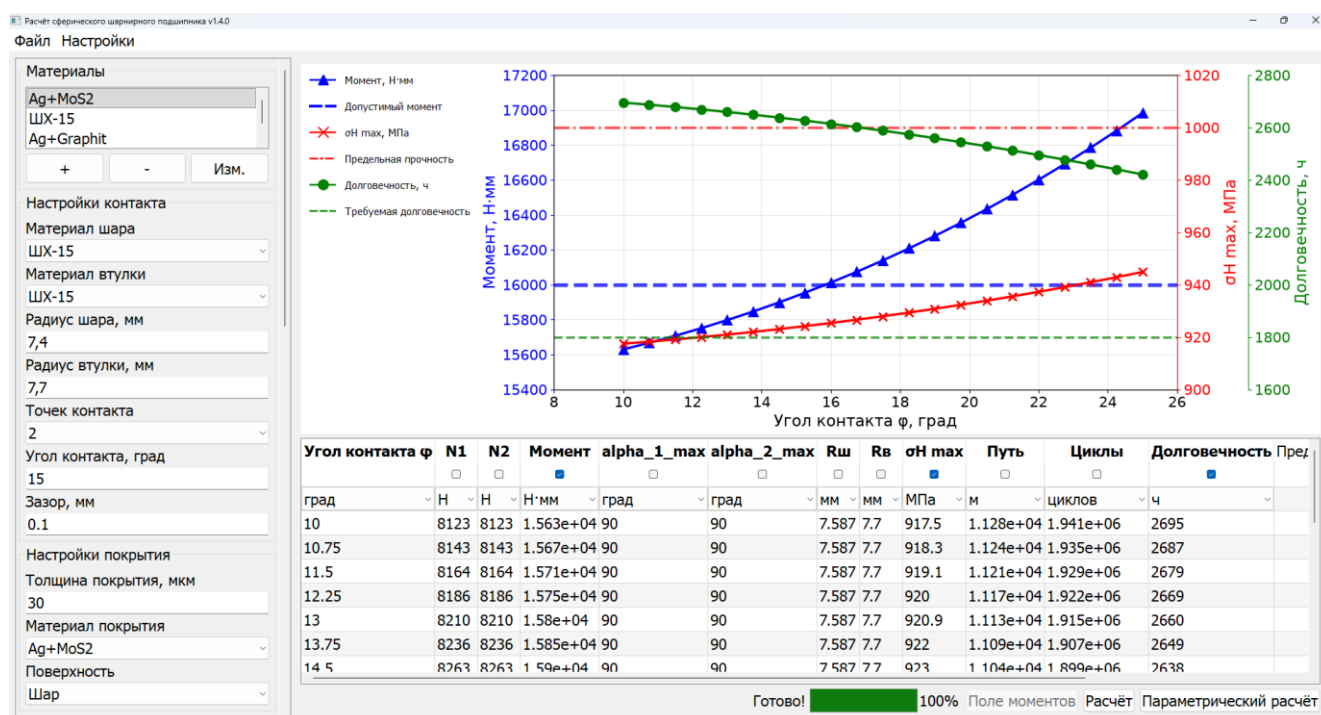


Рисунок 4.18 – Параметрический расчёт угла контакта

Отдельно оценивается влияние радиального зазора. Его исходное значение 0,1 мм определяется требованиями к работе узла и сохраняется в выбранной конфигурации. Параметрический расчёт проводится для оценки возможности изменения зазора при последующем уточнении этих требований.

Результаты варьирования зазора в диапазоне от 0,05 до 0,15 мм представлены на рисунке 4.19. При увеличении зазора момент трения практически не изменяется, контактные напряжения возрастают, а долговечность снижается. В представленном расчёте во всём исследованном диапазоне момент трения не превышает 16 Н·м, максимальное контактное напряжение остаётся ниже 1000 МПа, а долговечность — выше 1800 ч. Возможность изменения зазора в этих пределах определяется требованиями к работе узла.

Для рассматриваемого подшипника принимается исходный радиальный зазор 0,1 мм.

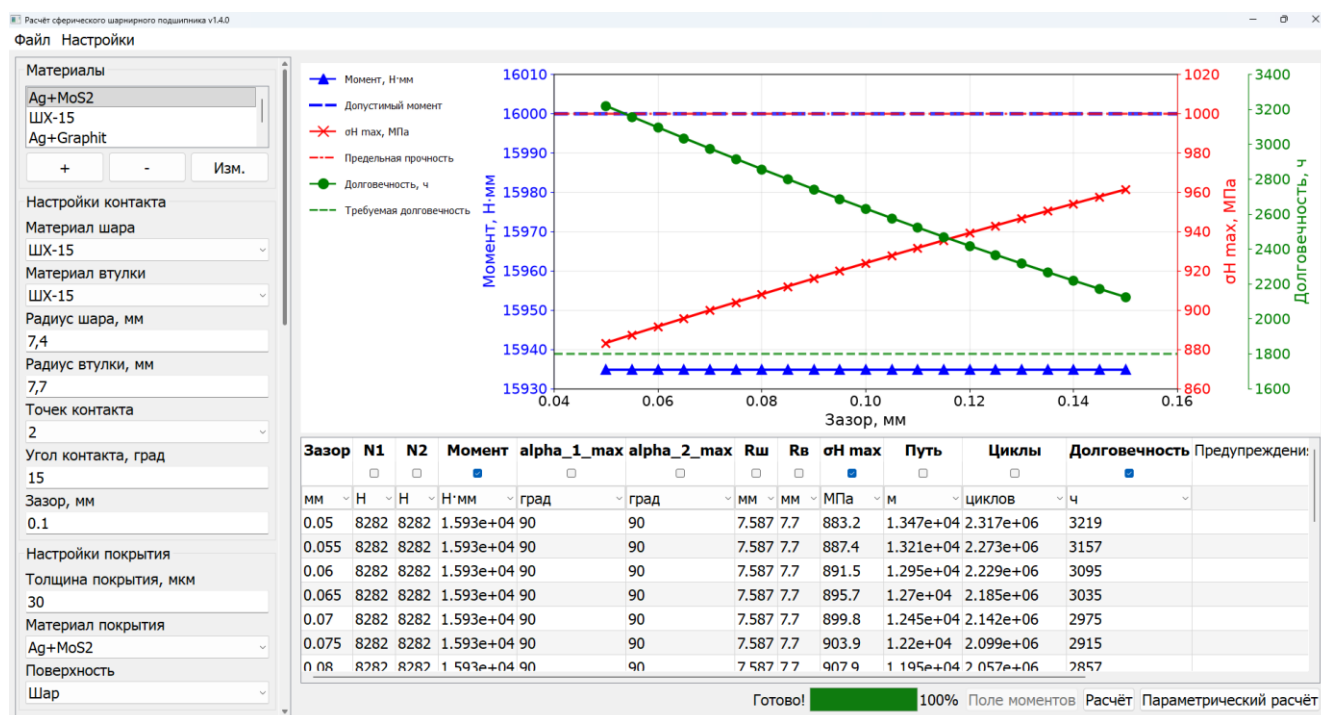


Рисунок 4.19 – Параметрический расчёт зазора

Основные параметры подшипника и его расчётные характеристики приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 — Параметры и расчётные характеристики выбранного сферического шарнирного подшипника

Параметр	Значение
Число точек контакта	2
Материал шара и втулки	ШХ15
Материал покрытия на поверхности шара	Ag – MoS ₂
Коэффициент трения покрытия	0,13
Исходный радиус шара, мм	7,4
Радиус кривизны втулки, мм	7,7
Толщина покрытия, мкм	30
Угол контакта, град	15,5
Радиальный зазор, мм	0,1
Нормальная нагрузка в каждой точке контакта, кН	8,302
Момент трения, Н·м	15,97
Максимальные контактные напряжения, МПа	924,6
Расчётная долговечность, ч	2623

Внедрение комплексной методики, рекомендаций и программы расчёта в процесс разработки позволило снизить время проектирования с 3 – 4 часов при использовании методик завода ООО «Вологодский завод специальных подшипников» (акт внедрения от 20.03.26) до 20 минут.

4.4 Экспериментальное определение триботехнических характеристик антифрикционных покрытий для сферических шарнирных подшипников

Сферические шарнирные подшипники в составе УК РА работают при качательном движении с небольшими скоростями под высокой нагрузкой и часто при отсутствии смазки. Для снижения трения целесообразно наносить сферическую поверхность наружного кольца слой антифрикционного материала [107, 108, 109].

В настоящее время для обеспечения больших контактных давлений в шарнирных сферических подшипниках в качестве антифрикционного материала широко распространено использование покрытия компании INA (Schaeffler,

Германия) из высокопрочного материала ELGOGLIDE [113]. В связи с необходимостью импортозамещения была поставлена задача разработать и внедрить отечественный антифрикционный материал высокой прочности.

Для определения долговечности шарнирных подшипников необходимо знать коэффициенты трения и интенсивности изнашивания антифрикционного материала в зависимости от контактного давления [58, 114, 115, 116, 117]. Для снижения коэффициента трения и интенсивности изнашивания как правило наносят тонкий слой антифрикционного покрытия [94, 95, 118, 119], что ограничивает долговечность подшипников.

В данном разделе приводится методика определения коэффициентов трения и интенсивности изнашивания антифрикционных материалов на основе серебра.

4.4.1 Экспериментальное оборудование и методика проведения испытаний

Экспериментальная установка - автоматизированная машина трения Tribometer TRB (см. рисунок 4.20) позволяет провести испытания в условиях, максимально приближенных к реальным условиям испытуемого контакта трения при работе подшипника, такие как материалы, находящиеся в контакте, скорость скольжения, смазка, контактное напряжение, температура.

Трибометры – это уникальные приборы, обеспечивающие сверхвысокую точность при измерении усилий воздействия. С их помощью можно производить измерения усилий как в режиме линейного возвратно-поступательного, так и вращательного движений. Трибометр CSM Instruments типа штифт-диск является настольным компактным прибором, и может устанавливаться на любой стабильный лабораторный стол. Прибор стандартно оснащен персональным компьютером с установленным программным обеспечением для управления и анализа данных TriboX. Этот прибор прост в использовании, обслуживании и может использоваться в лабораториях исследованиях материалов, по проведению трибологических испытаний.

При работе трибометра сфера, штифт или плоская поверхность рабочего элемента - индентора прикладываются к поверхности испытываемого образца, причем величина усилия очень точно измерена. Штифт установлен на жестком рычаге, конструктивно являющемся датчиком силы, передающим усилие без трения.



Рисунок 4.20 – Внешний вид установки Tribometer TRB

Во время испытаний определяется коэффициент трения путем измерения прогиба упругого рычага трибометра. Коэффициенты износа материалов штифта и диска рассчитываются исходя из потерь объема материала в процессе испытаний. Этот простой метод позволяет исследовать процесс трения и произвести оценку износа комбинаций почти всех твердых материалов с применением или без применения смазывающего вещества. Более того, контроль при испытании таких параметров как скорость, частота измерений, контактное давление, время и параметры окружающей среды (температура, влажность, наличие или отсутствие смазки) позволяют моделировать реальные рабочие условия с накоплением информации по износу материалов.

Технические параметры трибометра приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 - Технические характеристики трибометра Tribometer TRB

Диапазон нагрузки	до 60 Н
Разрешение по нагрузке	30 мН
Макс. сила трения	10 Н
Разрешение по силе трения	5 мН
Скорость вращения мотора	0,3 - 600 об/мин
Максимальная линейная скорость	1,2 м/с
Максимальный радиус следа	50 мм
Максимальный крутящий момент	450 мН.м

4.4.2 Результаты испытаний и рекомендации по применению антифрикционных покрытий на основе серебра

Испытанию подверглись кольца с покрытием из антифрикционного материала на основе серебра, содержащего 94% серебра и 6% графита. Коэффициент трения измерялся 200 раз в секунду, затем программный комплекс трибометра определял минимальное, максимальное и среднее значение коэффициента трения на этом временном интервале. При этом определялось среднеквадратичное отклонение. На рисунке 4.21 показано изменение коэффициента трения при пробеге 1200 м. Из графика видно, что среднее значение коэффициента трения составило 0,157 и среднеквадратичное отклонение 0,004. Причём с увеличением пробега коэффициент трения растёт.

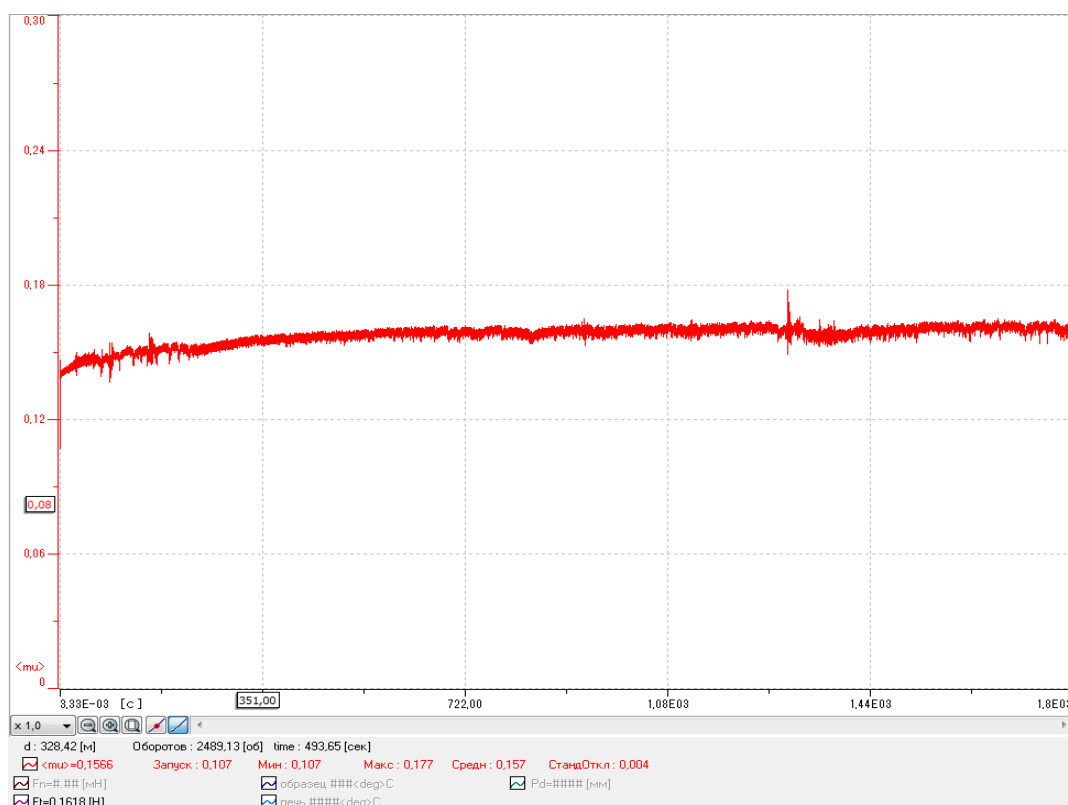


Рисунок 4.21 – Определение коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% графита на пробеге 1200м

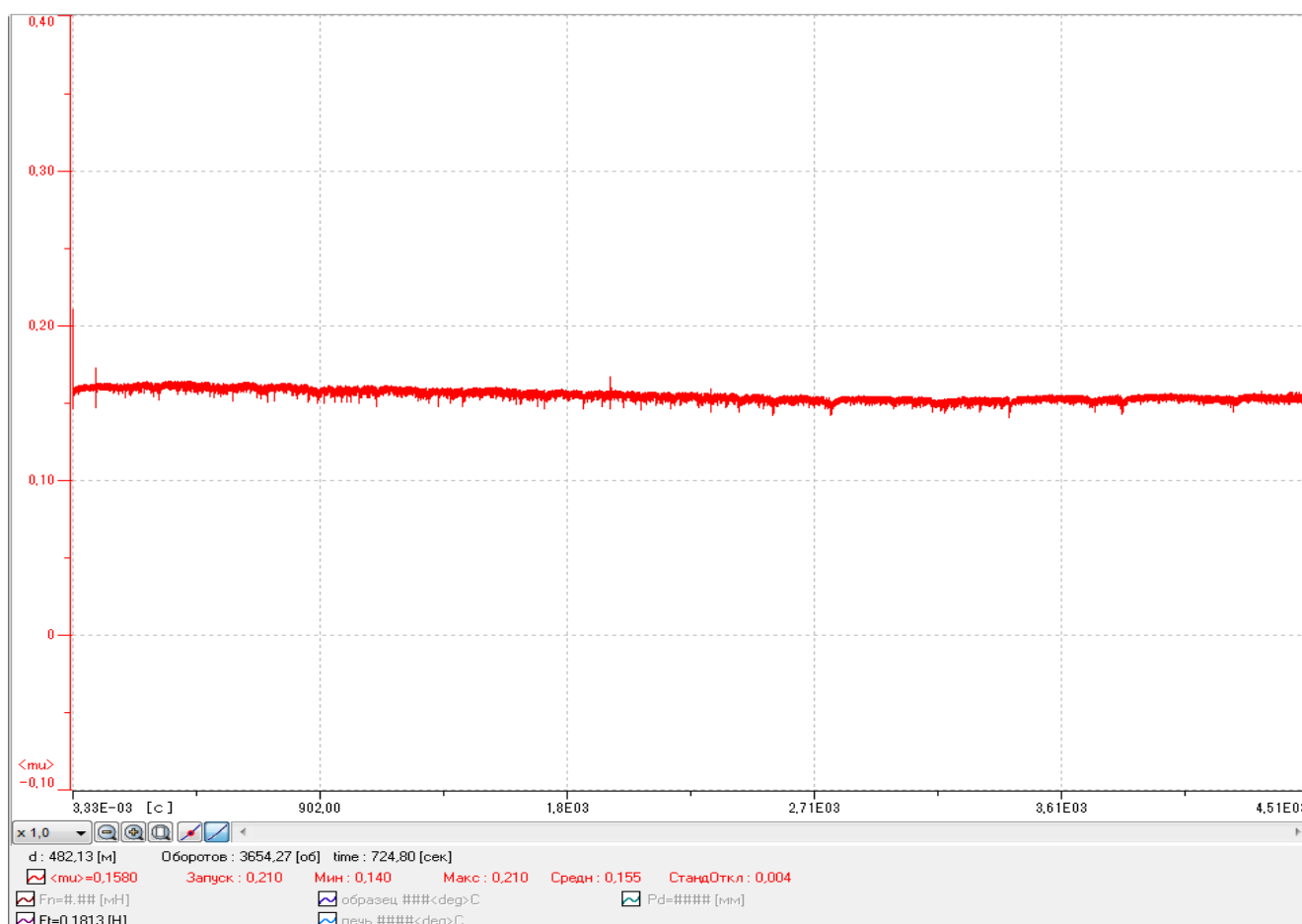


Рисунок 4.22 – Определение коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% графита на пробеге 3000м

Для более глубокого изучения процесса изменения коэффициента трения время испытаний было увеличено до величины пробега 3000 м. На рисунке 4.22 показано изменение коэффициента трения при пробеге 3000 м.

Для сравнения и выбора более перспективного антифрикционного покрытия были проведены трибологические исследования композиционного материала, содержащего 94% серебра и 6% дисульфида молибдена.

Испытания проводились при идентичных условиях по температуре, влажности, скорости скольжения и длинам пробега, как для первого материала.

На рисунке 4.23 показано изменение коэффициента трения в паре сталь ШХ 15 – композиционный материал, содержащий 94% серебра и 6% дисульфида молибдена при пробеге 1200 м.

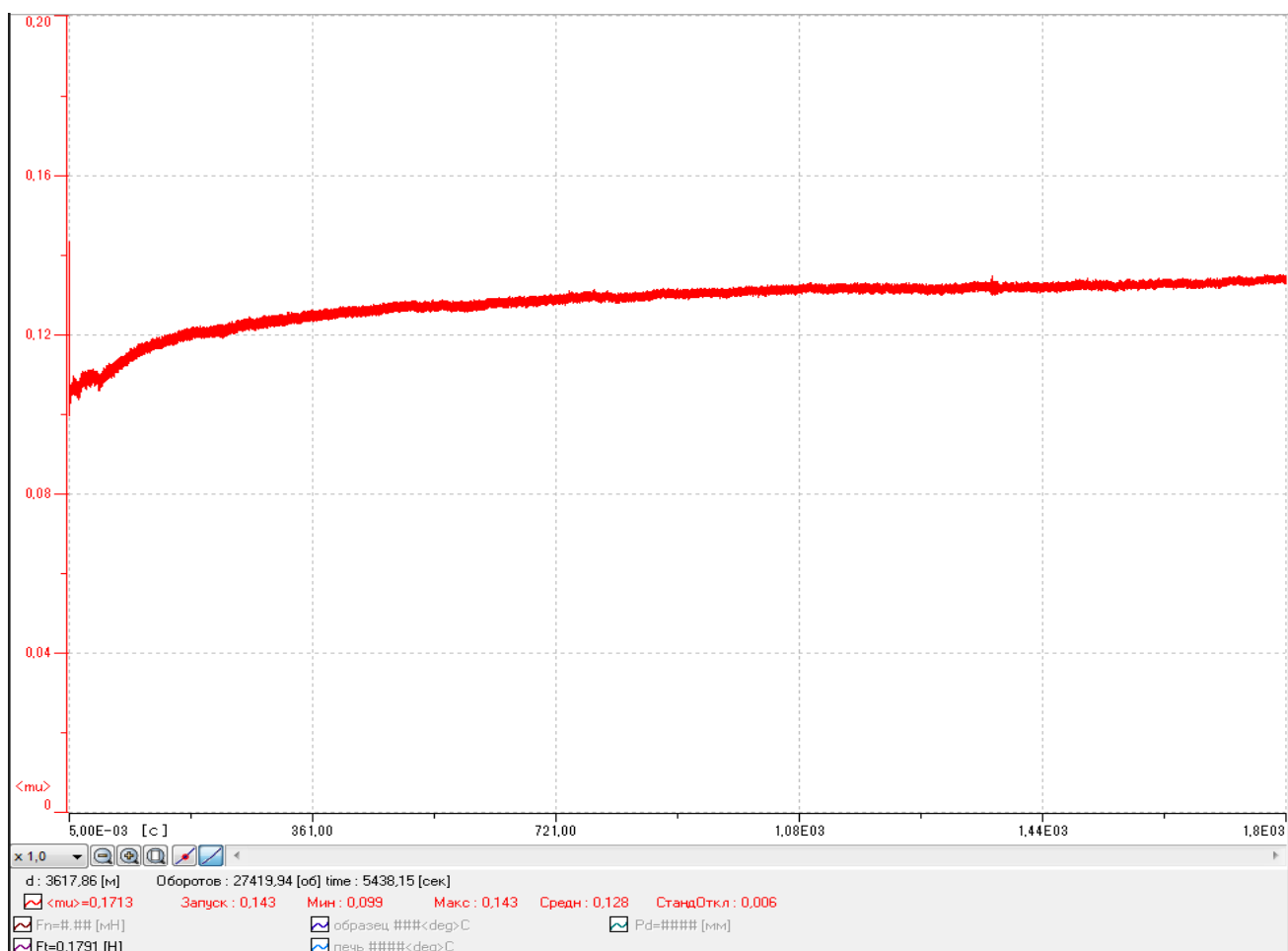


Рисунок 4.23 – Определение коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена на пробеге 1200м

Из графика видно, что среднее значение коэффициента трения составило 0,128, а среднеквадратичное отклонение 0,006.

С увеличением пробега на выбранном интервале коэффициент трения возрастает, поэтому для изучения дальнейшей тенденции изменения коэффициента трения длину пути увеличили до 3000 м. На рисунке 4.24 показано изменение коэффициента трения при пробеге 3000 м.

Из графика видно, что среднее значение коэффициента трения составило 0,13, а среднеквадратичное отклонение 0,004.

Среднее значение коэффициента трения увеличилось, но с учётом среднеквадратичного отклонения максимальные значения будут одинаковыми 0,134.

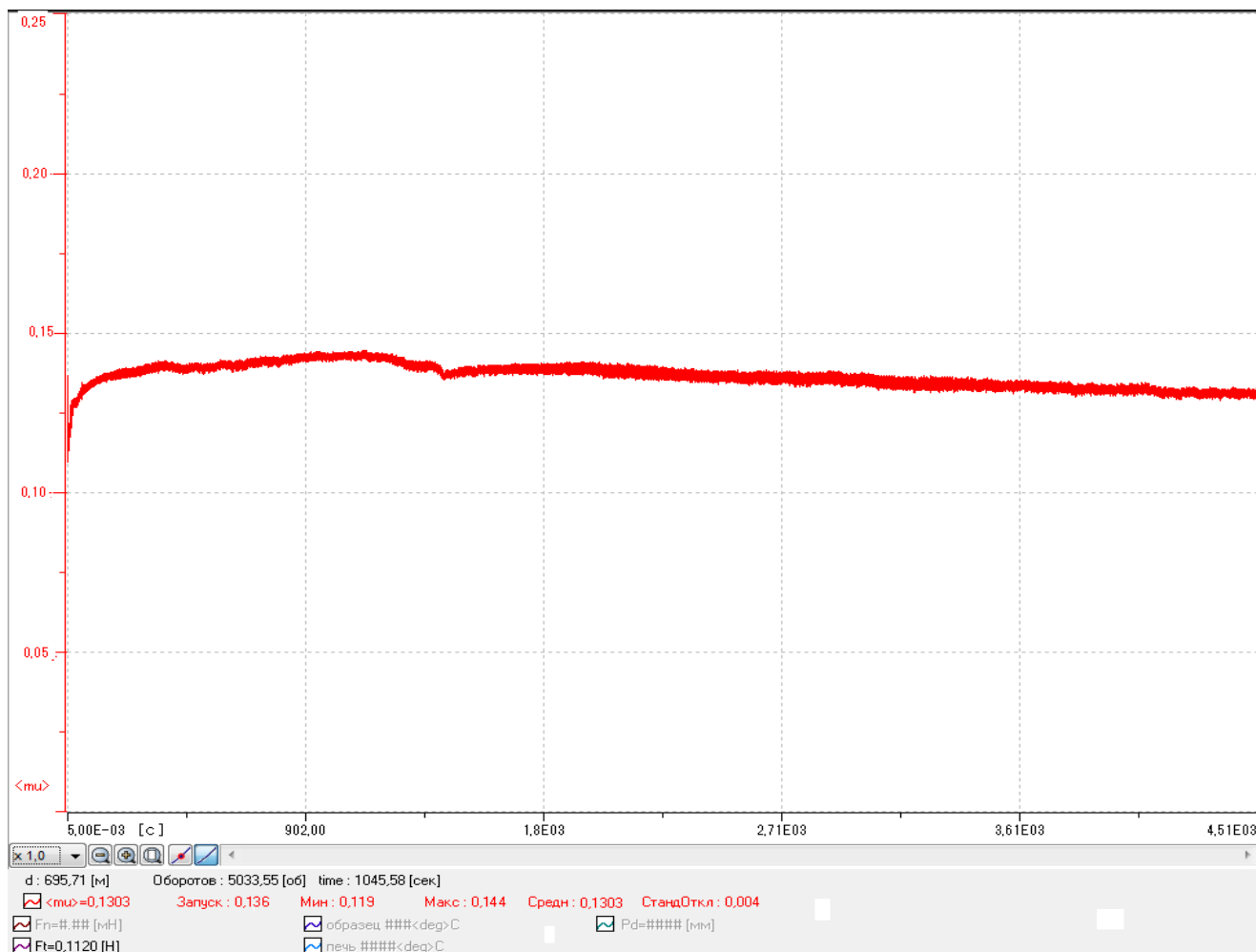


Рисунок 4.24 – Определение коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена на пробеге 3000м

Для определения интенсивности изнашивания проводилось сравнение профиля микронеровностей до начала эксперимента и со следами износа после пробега шара 14000м при контактных напряжениях 330 МПа. Результаты сравнения приведены на рисунке 4.25

На рисунке 4.25 выделены области, где был установлен индентор в виде шара и происходил процесс износа во время эксперимента. Начало замера профиля устанавливалось с помощью линейки с ценой деления 1 мм, что даёт точность измерения 0,3 мм. В связи с этим ширина возможной области износа выбиралась величиной 0,6 мм. Точность базирования профилометра в окружном направлении составляла 0,1мм.

Этим объясняется некоторое несовпадение вида профилограммы в области, где износ отсутствовал.

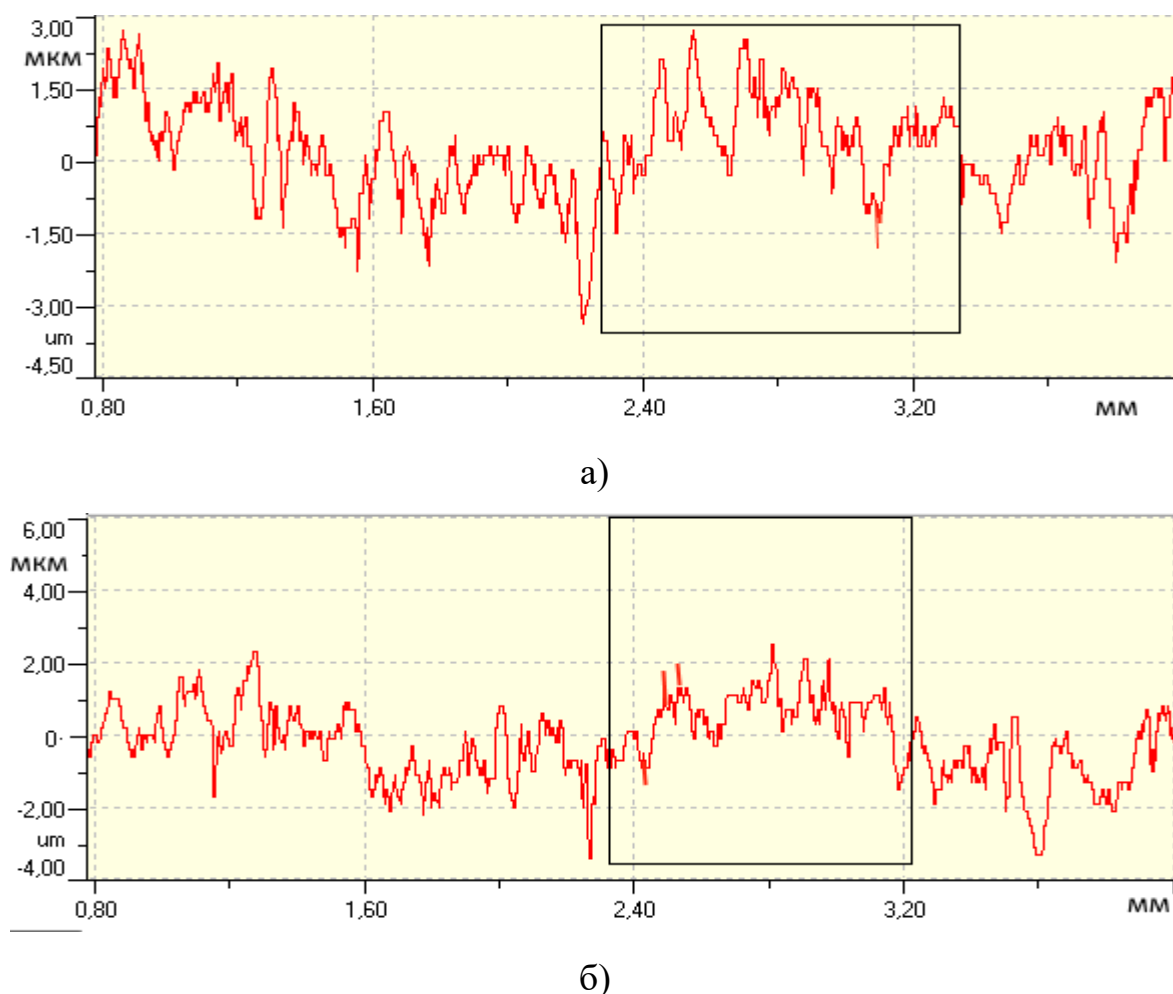
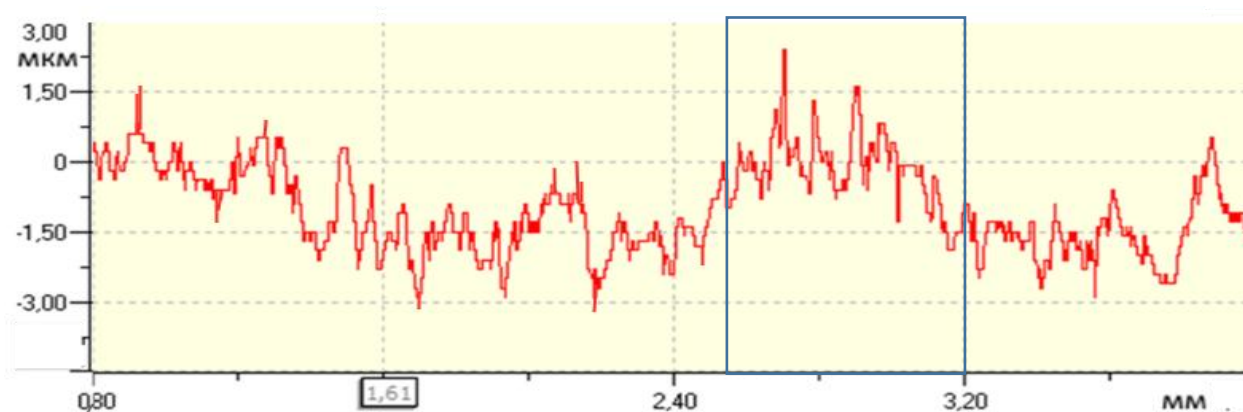


Рисунок 4.25 – Профиль поверхности кольца в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% графита

а) до начала эксперимента; б) со следами износа после пробега 14000м

Сравнение высоты микронеровностей в области износа показывает, что величина износа не превышает 1 мкм. Определить коэффициент интенсивности изнашивания кольца в этом случае не представляется возможным, так как износ происходил только шероховатостей, а не самого тела кольца. Закон распределения шероховатости определить с достаточной точностью не представляется возможным. Его можно предположить в зависимости от вида обработки поверхности, но так как на поверхность производилось осаждение

антифрикционного покрытия, то это вносит дополнительную неопределённость. Для более полной картины износа были проведены длительные испытания на пробеге 100000 м. Результаты испытаний приведены на рисунке 4.26. Из графиков на рисунке 4.26 видно, что в области износа величина шероховатости уменьшилась на 1,5 мкм, а интенсивность изнашивания составила $1,96 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/\text{м}$.



а)

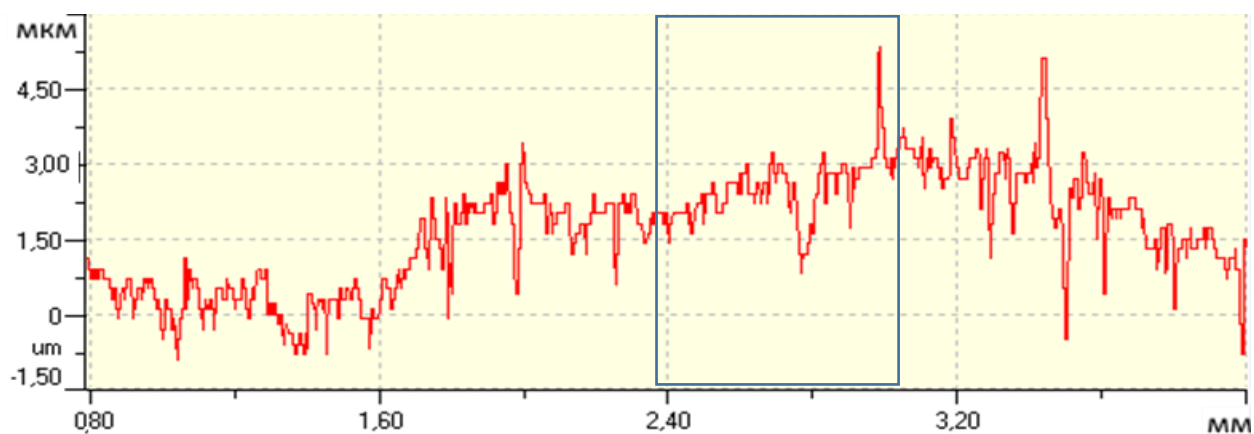


б)

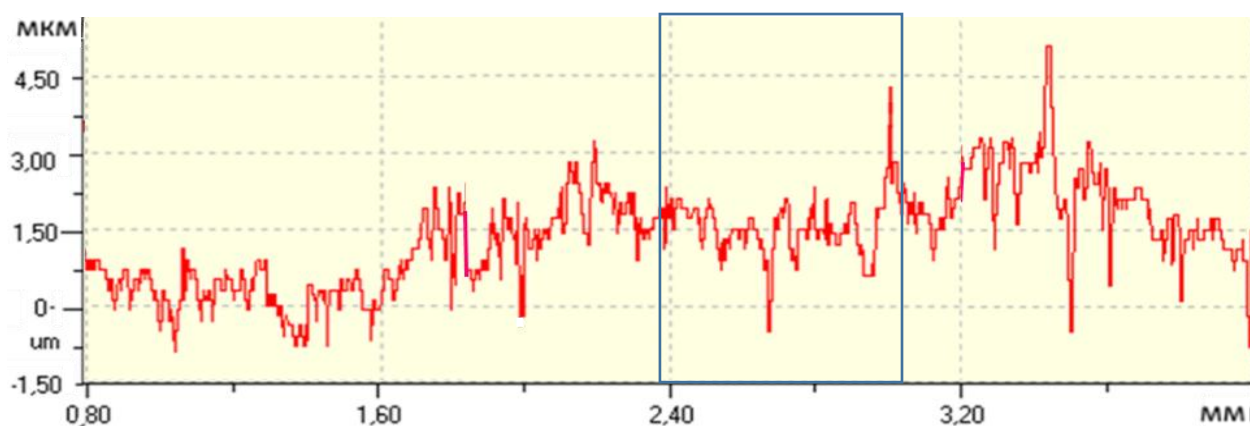
Рисунок 4.26 – Профиль поверхности кольца в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% графита

а) до начала эксперимента; б) со следами износа после пробега 100000м

Для сравнения интенсивности изнашивания исследуемых антифрикционных материалов было проведено испытание образца с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена. Длительность испытания также устанавливалась сначала 14000м. Результаты сравнения рабочей поверхности образца до испытания и после пробега 14000 м показаны на рисунке 4.27.



а)



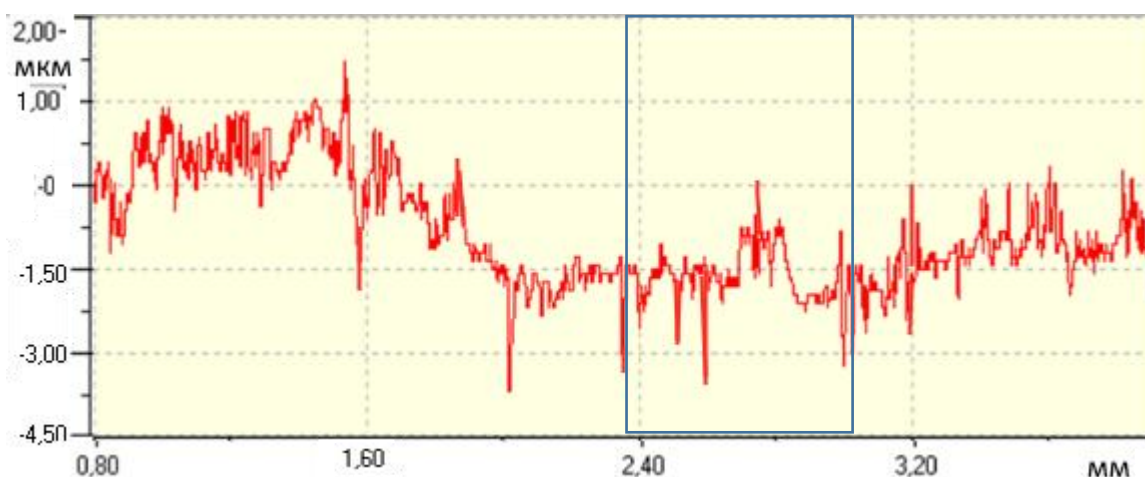
б)

Рисунок 4.27 – Профиль поверхности кольца в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена

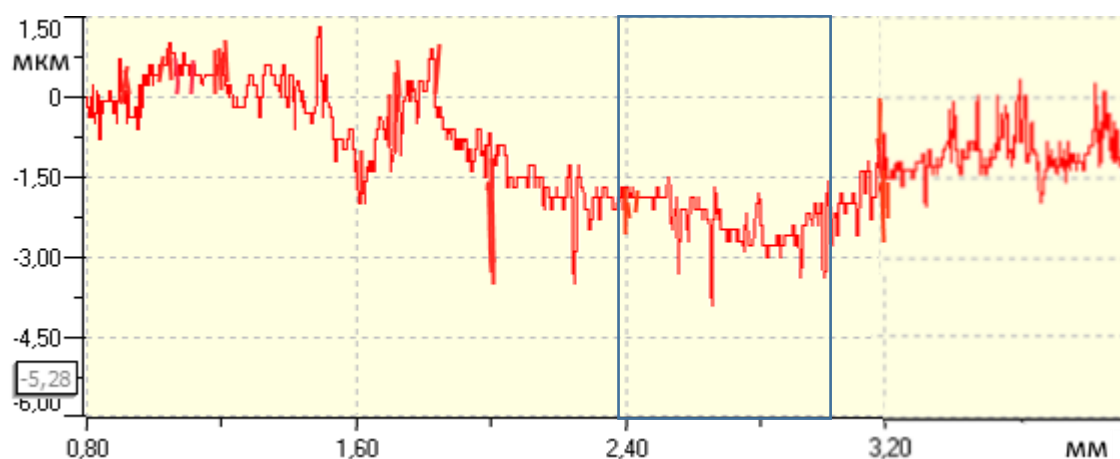
а) до начала эксперимента; б) со следами износа после пробега 14000м

На рисунке 4.27 выделены области, где был установлен индентор в виде шара и происходил процесс износа во время эксперимента. Сравнение высоты микронеровностей в области износа показывает, что величина износа не превышает 1 мкм. Для более углублённого изучения процесса изнашивания эксперимент был повторен для длительности работы на 100000 м.

Результаты сравнения рабочей поверхности образца до испытания и после пробега 100000 м показаны на рисунке 4.28.



а)



б)

Рисунок 4.28 – Профиль поверхности кольца в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена

а) до начала эксперимента; б) со следами износа после пробега 100000м

Из графиков на рисунке 4.28 видно, что в области износа величина шероховатости уменьшилась на 2,0 мкм. Интенсивность изнашивания при этом составила $7,13 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3/\text{м}$. Таким образом, можно сделать вывод, что износостойкость при контактных напряжениях 330 Мпа у антифрикционного покрытия с дисульфидом молибдена ниже, чем у покрытия с графитом.

Для получения приемлемой картины определения коэффициента изнашивания, когда износ будет существенно больше шероховатости (рисунок 4.28), необходимо проводить эксперименты при более высоких контактных

давлениях. Поэтому дополнительно проводились испытания на износ при контактных давлениях 520 МПа, 630 МПа, 780 МПа и 940 МПа. Эти испытания позволили построить зависимости коэффициента интенсивности изнашивания от максимальных контактных давлений (рисунки 4.29, 4.30).

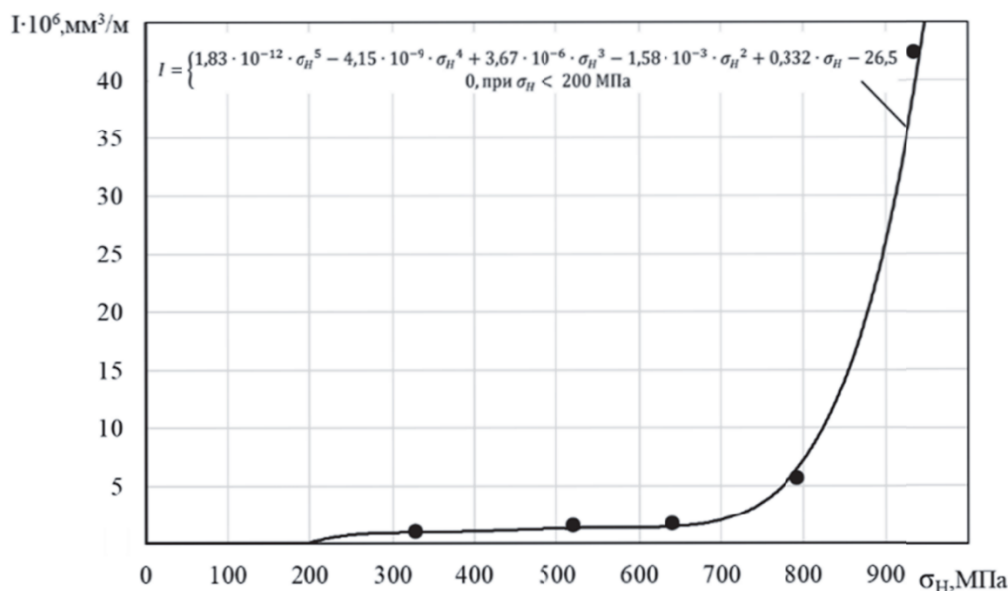


Рисунок 4.29 – Зависимость коэффициента интенсивности изнашивания I от контактных напряжений материала Ag + 6 % Graphite

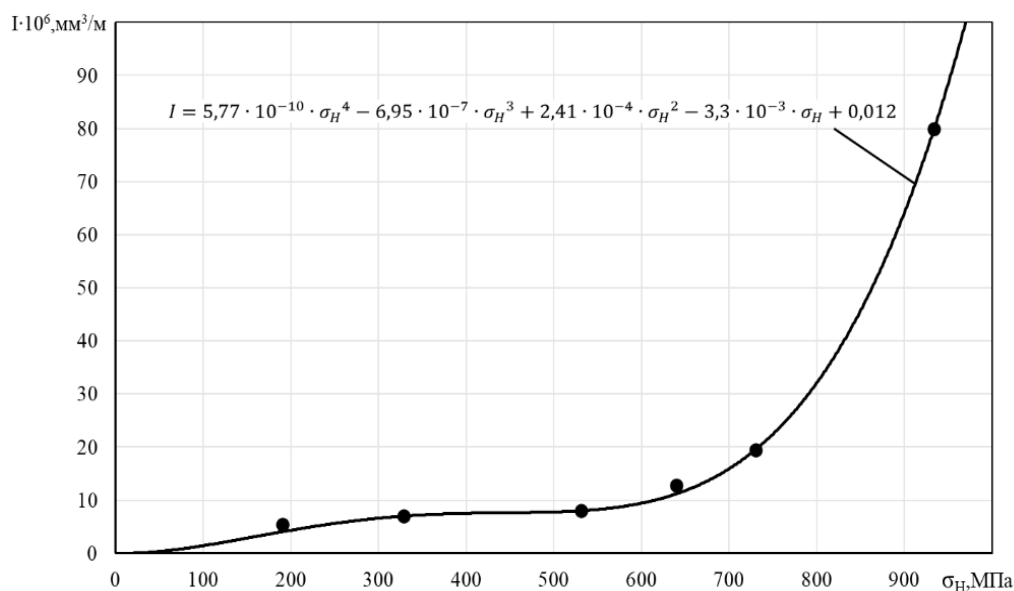


Рисунок 4.30 – Зависимость коэффициента интенсивности изнашивания I от контактных напряжений материала Ag + 6 % MoS₂

Кривые зависимости коэффициента изнашивания от максимальных контактных давлений для материалов с графитом и дисульфидом молибдена соответственно были аппроксимированы уравнениями:

$$I_{MoS_2} \cdot 10^6 = 5,77 \cdot 10^{-10} \cdot \sigma_H^4 - 6,95 \cdot 10^{-7} \cdot \sigma_H^3 + 2,41 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_H^2 - 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_H + 0,012,$$

$$I_{Gr} \cdot 10^6 = \begin{cases} 1,83 \cdot 10^{-12} \cdot \sigma_H^5 - 4,15 \cdot 10^{-9} \cdot \sigma_H^4 + 3,67 \cdot 10^{-6} \cdot \sigma_H^3 - 1,58 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_H^2 + 0,332 \cdot \sigma_H - 26,5 \\ 0, \text{ при } \sigma_H < 200 \text{ МПа} \end{cases}$$

Анализ данных, представленных на рисунках 4.29 и 4.30, показывает, что интенсивность изнашивания материала с добавлением графита ниже соответствующего показателя материала с добавлением дисульфида молибдена. Вместе с тем, как установлено ранее, материал с добавлением графита характеризуется более высоким коэффициентом трения. Следовательно, выбор антифрикционного материала должен осуществляться конструктором-разработчиком с учётом условий эксплуатации и требований, предъявляемых к конкретной конструкции, в зависимости от того, какая характеристика является определяющей: минимальный коэффициент трения или низкая интенсивность изнашивания.

Для определения коэффициента интенсивности изнашивания контртела в виде шара из стали ШХ-15 были сделаны замеры пятна износа материала шара при контакте с обоими антифрикционными покрытиями. Замеры диаметров пятна износа производились в шестнадцати сечениях с помощью инструментального микроскопа. Замеры приведены в таблице 4.4. Были найдены средние значения и среднеквадратичные отклонения.

При известном диаметре пятна износа можно определить объём изношенного сегмента с шара по следующей зависимости:

$$V_c = \pi \int_{R-h}^R (R^2 - x^2) dx = \pi(R^2 x - x^3/3)R/(R-h) = \pi h^2(R-h/3)$$

здесь $h = R - \sqrt{R^2 - r^2}$, где R – радиус шарика, r – радиус пятна износа

Поделив объём изношенного материала, на длину пути вычисляем коэффициент интенсивности изнашивания материала, соответствующего определённому контактному напряжению

$$I = V_c/S [\text{мм}^3/\text{м}]$$

По средним значениям диаметров и приведенным выше формулам находились объёмы изношенного материала и коэффициенты интенсивности изнашивания. На рисунках 4.31-4.34 представлены фотографии следов износа после 14000 и 100000 м пробега.

Вследствие того, что область износа шара получилась близкой к окружности при пробеге 100000 м, можно найти объём изношенного материала с достаточной достоверностью. Для пары трения антифрикционного материала, содержащего 94% серебра и 6% графита и стали ШХ-15 коэффициент интенсивности изнашивания стального шара составил $I = 4,46 \cdot 10^{-8} \text{ мм}^3/\text{м}$.

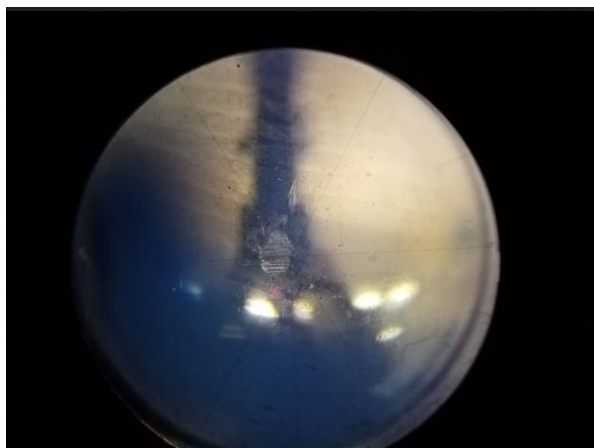


Рисунок 4.31 – Вид поверхности шара из стали ШХ-15 со следами износа после пробега 14000м по кольцу с покрытием 94% серебра и 6% графита



Рисунок 4.32 – Вид поверхности шара из стали ШХ-15 со следами износа после пробега 14000м по кольцу с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена

Из фотографий видно, что после 14000 м пробега пятно износа имеет вид эллипса, что затрудняет определение объёма изношенного материала.



Рисунок 4.33 – Вид поверхности шара из стали ШХ-15 со следами износа после пробега 100 000 м по кольцу с покрытием 94% серебра и 6% графита

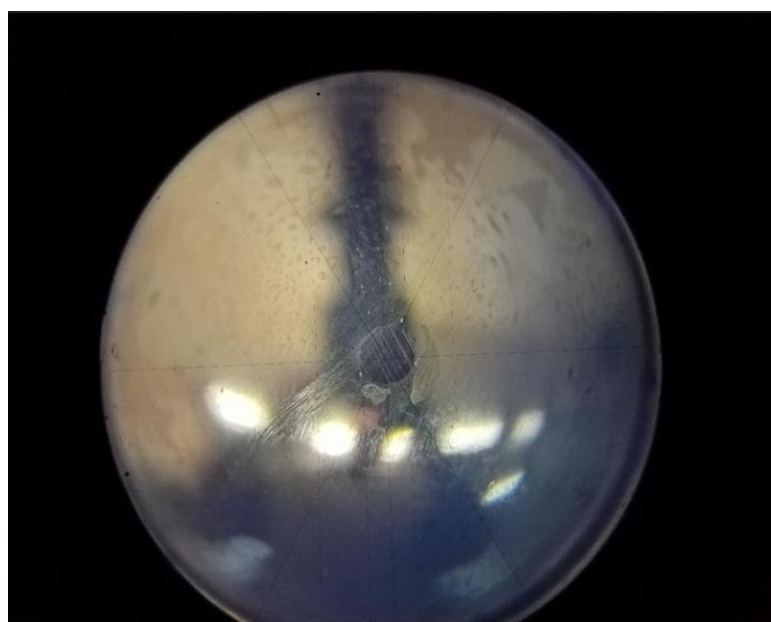


Рисунок 4.34 – Вид поверхности шара из стали ШХ-15 со следами износа после пробега 100 000 м по кольцу с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена

Для пары трения антифрикционного материала, содержащего 94% серебра и 6% дисульфида молибдена и стали ШХ-15 коэффициент интенсивности изнашивания стального шара равен

$$I = 2,85 \cdot 10^{-8} \text{ мм}^3/\text{м}.$$

Таблица 4.4 - Геометрические параметры областей износа

№ замера d, мкм	Графит 14000 м	Графит 100000 м	Молибден 14000 м	Молибден 100000 м
1	540	825	645	720
2	545	817,5	640	690
3	530	795	620	705
4	550	765	590	715
5	545	825	570	760
6	560	795	550	720
7	620	855	620	775
8	685	810	495	765
9	650	787,5	500	750
10	615	817,5	550	725
11	645	817,5	570	720
12	610	840	620	730
13	620	810	575	710
14	560	825	550	720
15	570	787,5	470	680
16	405	810	485,5	730
Среднее d, мкм	578	811	566	726
Среднее квадратичное отклонение, мкм	63,44	21,25	54,21	25,08
Высота изношенного участка, мкм	8,73	17,22	8,36	13,78
Объём, м³	$1,147 \cdot 10^{-12}$	$4,455 \cdot 10^{-12}$	$1,051 \cdot 10^{-12}$	$2,853 \cdot 10^{-12}$

Согласной данной методике для выбранной конструкции подшипника износ шара за ресурс составит тысячные доли микрона, поэтому его можно не учитывать в расчётах.

4.4.3 Результаты испытаний по определению зависимости коэффициента трения от давления в вакууме

При проектировании шарнирных подшипников необходимо знать коэффициенты трения применяемых антифрикционных материалов в зависимости от условий их функционирования [94, 106, 120]. При подъёме на высоту атмосферное давление снижается, что влечёт за собой увеличение коэффициента трения в различных сопряжениях. Так как работа шарнирного сферического подвеса для рулевого агрегата ЖРД предполагается на первой и второй ступени РН, то необходимо оценить коэффициенты трения антифрикционных материалов на основе серебра в процессе полётного цикла.

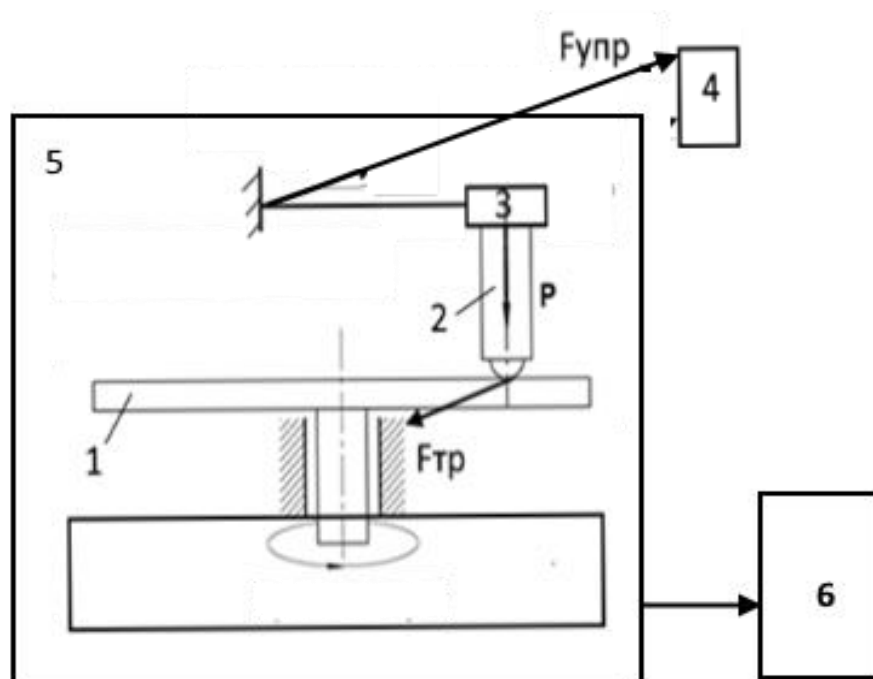
Цель исследования – оценка влияния снижения давления окружающей среды при подъёме на высоту на коэффициент трения антифрикционных покрытий на основе серебра с наполнителем в виде дисульфида молибдена или графита.

Определение коэффициентов трения в зависимости от атмосферного давления проходило в вакуумном трибометре фирмы CSM, который показан на рисунке 4.35, по схеме сфера – диск.



Рисунок 4.35 – Внешний вид вакуумного трибометра TRB фирмы CSM

Экспериментальная установка – вакуумная автоматизированная машина трения Tribometer TRB схема которой показана на рисунке 4.36 позволяет провести испытания в условиях, максимально приближенные к реальным условиям работы испытываемого трибосопряжения, например, материалы, находящихся в контакте, скорость скольжения, контактное напряжение, температура, давление окружающей среды.



1-образец; 2- держатель; 3- груз; 4 - блок управления; 5-вакуумная камера; 6- вакуумный насос

Рисунок 4.36 – Схема вакуумной установки трибометра TRB

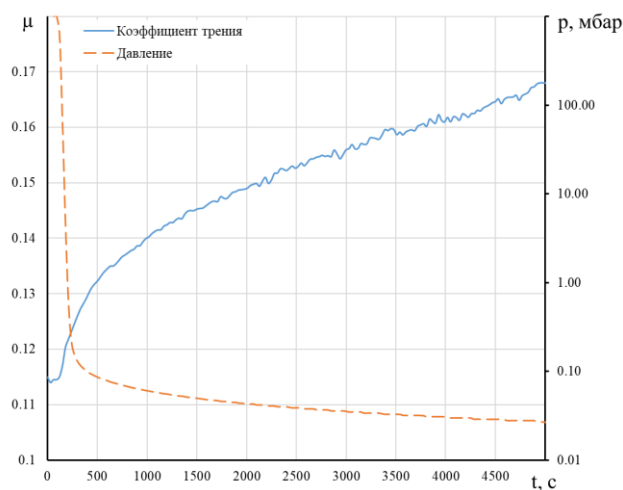
Во время испытаний определялся коэффициент трения путем измерения силы трения по деформации упругого рычага трибометра с последующим делением на силу нормального давления от веса груза. Технические параметры трибометра приведены в таблице 4.5. В качестве материала сферы и дисков при испытаниях использовалась сталь ШХ-15. На поверхность дисков было нанесено покрытие из антифрикционного материала на основе серебра, содержащего 94% серебра и 6% дисульфида молибдена либо 6% графита.

Таблица 4.5 - Технические характеристики вакуумного трибометра TRB

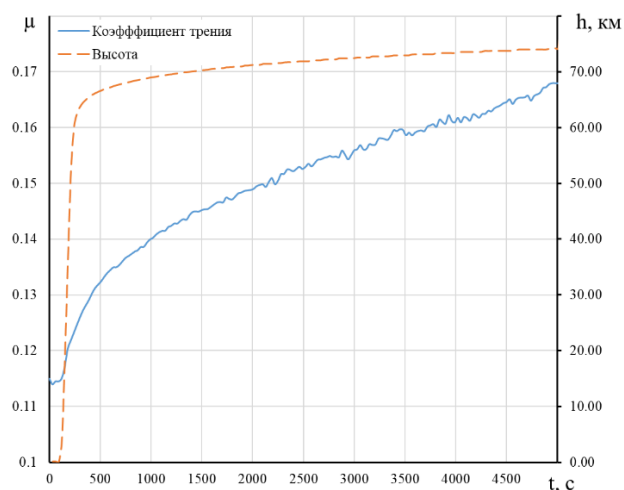
Диапазон нагрузки	до 60 Н
Макс. сила трения	10 Н
Разрешение по силе трения	5 мН
Скорость вращения мотора	0,3 - 600 об/мин
Максимальная линейная скорость	1,2 м/с
Максимальный радиус следа	50 мм
Максимальный крутящий момент	450 мН.м
Минимальное давление в камере	0,02 мбар

Данная экспериментальная установка обеспечивает устойчивое разрежение в испытательной вакуумной камере до 0,02 мбар. Однако, для достижения давления 0,02 мбар необходимо длительное время, за которое происходит существенный износ поверхности антифрикционного материала, что влияет на коэффициент трения за счёт изменения шероховатости поверхности. В связи с этим, максимальное разрежение в эксперименте принималось равным 0,03 мбар.

Зависимости осреднённых коэффициентов трения антифрикционных покрытий на основе серебра от времени снижения атмосферного давления (набора высоты) показаны на рисунках 4.37 и 4.38. Из графика на рисунке 4.37а видно, что средний коэффициент трения для антифрикционного материала на основе серебра с добавлением 6% дисульфида молибдена при атмосферном давлении на земле 1000 мбар равен 0,115, а при давлении 0,038 мбар, которое соответствует высоте 72 км (рисунок 4.37б) 0,155, что на 34 % больше. Для антифрикционного материала на основе серебра с добавлением 6% графита средний коэффициент трения меняется от 0,145 до 0,205 при таком же изменении давления (рисунки 4.38а, 4.38б), что соответствует увеличению на 41 %. Количество точек замера коэффициента трения в секунду задаётся при испытаниях. В каждом эксперименте общее число измерений коэффициента трения составляло тысячу.

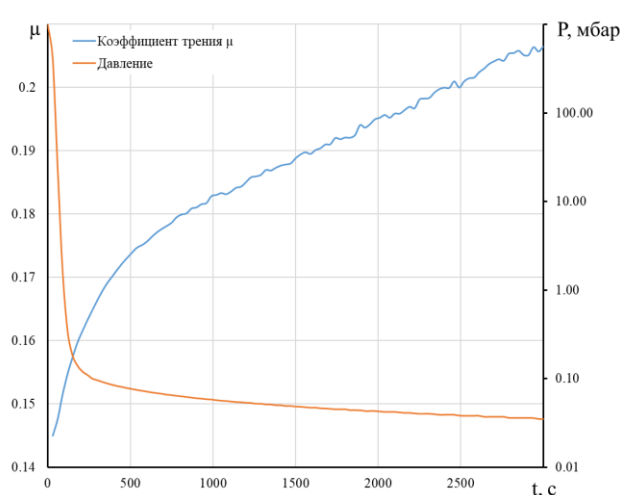


а)

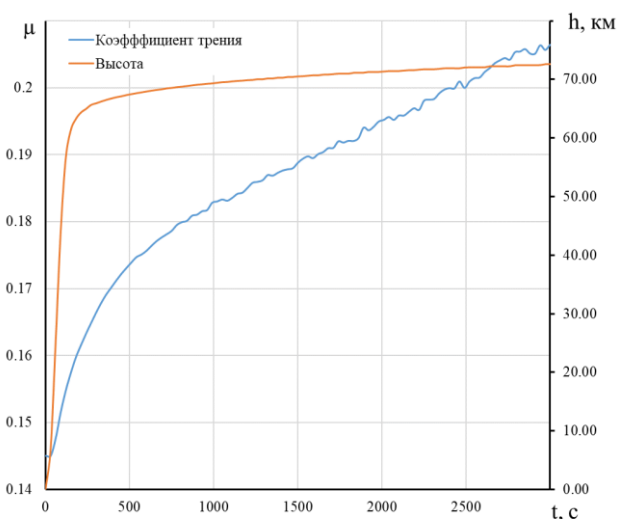


б)

Рисунок 4.37 – Зависимость коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена от времени снижения давления (набора высоты)



а)



б)

Рисунок 4.38 – Зависимость коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% графита от времени снижения давления (набора высоты)

Зависимость осреднённого коэффициента трения от набора высоты для антифрикционного материала на основе серебра с добавлением дисульфида молибдена показано на рисунке 4.39, а для антифрикционного материала на основе серебра с добавлением графита на рисунке 4.40.

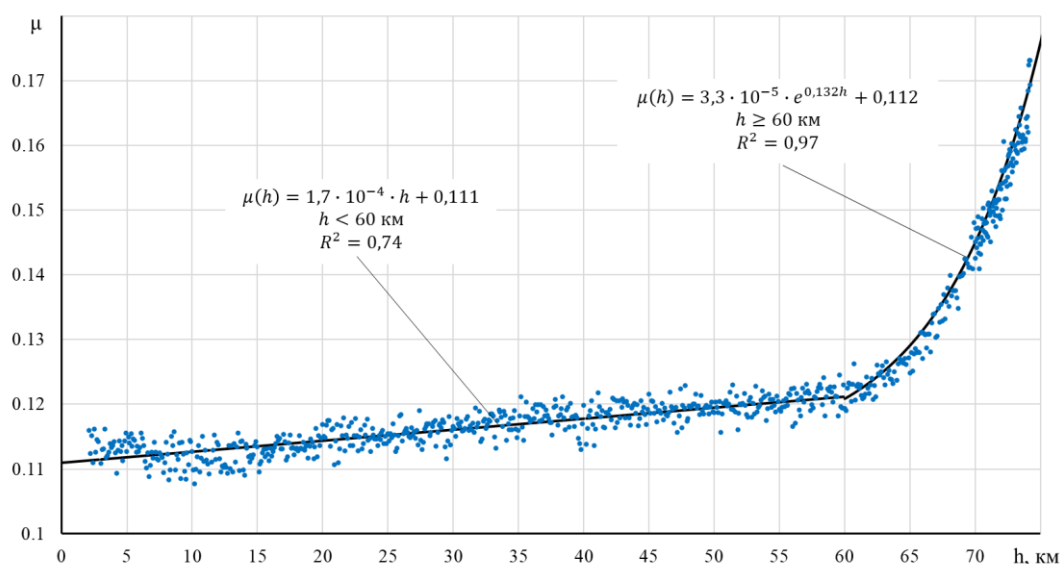


Рисунок 4.39 – Зависимость осреднённого коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% дисульфида молибдена от набора высоты

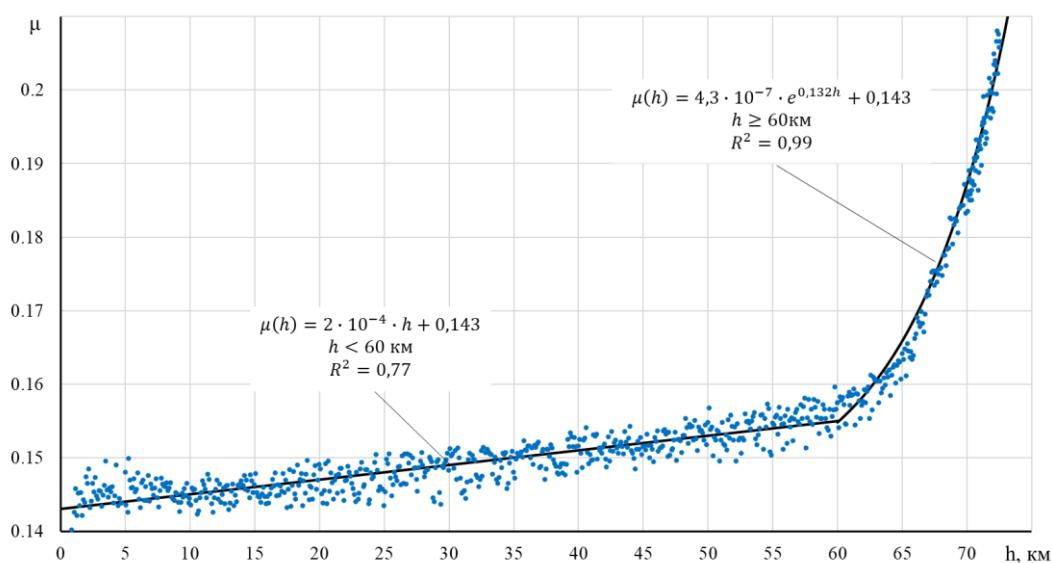


Рисунок 4.40 – Зависимость осреднённого коэффициента трения в паре шар из стали ШХ-15 и кольцо с покрытием 94% серебра и 6% графита от набора высоты

Полученные в эксперименте значения коэффициента трения в зависимости от высоты для антифрикционного материала на основе серебра с добавлением дисульфида молибдена можно аппроксимировать аналитическими зависимостями в виде

$$\mu(h) = 1,7 \cdot 10^{-4} \cdot h + 0,111 \text{ для } h < 60 \text{ км при } R^2 = 0,74;$$

$$\mu(h) = 3,3 \cdot 10^{-5} \cdot e^{0,132h} + 0,112 \text{ для } h \geq 60 \text{ км при } R^2 = 0,97,$$

где R^2 - коэффициент детерминации.

Значения коэффициента трения в зависимости от высоты для антифрикционного материала на основе серебра с добавлением графита можно аппроксимировать аналитическими зависимостями в виде

$$\mu(h) = 2 \cdot 10^{-4} \cdot h + 0,143 \text{ для } h < 60 \text{ км при } R^2 = 0,77;$$

$$\mu(h) = 4,3 \cdot 10^{-7} \cdot e^{0,132h} + 0,143 \text{ для } h \geq 60 \text{ км при } R^2 = 0,99 .$$

Для всех зависимостей погрешность аппроксимации не превышает 5 %, а коэффициент детерминации не менее 0,5, что свидетельствует о высокой достоверности полученных аналитических выражений.

4.5 Пример расчёта пространственного перемещения РА на сферическом шарнирном подвесе с поворотными электромеханическими приводами

В ряде работ, посвящённых конструкциям ЖРД, рассмотрены рулевые агрегаты, обеспечивающие изменение направления вектора тяги двигателя в одной плоскости [4, 7, 9]. В частности, для приведения в действие рулевого агрегата ЖРД РД-107 применяется рулевая машина, связанная с системой рычажных механизмов и пружинным демпфером. Данная система преобразует вращательное движение вала рулевой машины в угловое перемещение сопла рулевого агрегата (рисунок 4.41). К преимуществам такой конструктивной схемы относятся относительная простота, технологичность изготовления и высокая степень отработанности производства. Рулевые агрегаты данного типа получили широкое распространение и серийно применяются в составе отечественных ракет-носителей.

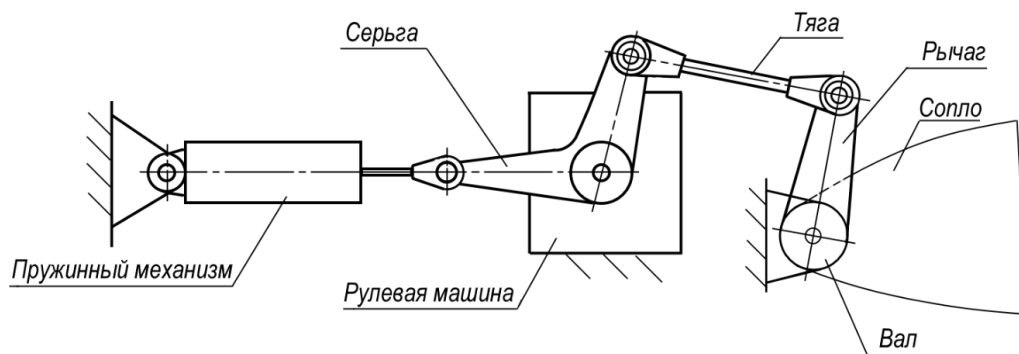


Рисунок 4.41 - Схема рулевого агрегата (повернуто)

В то же время, существующий механизм обладает существенным недостатком – это управление вектором тяги двигателя только в одной плоскости. Существуют механизмы трёхмерной ориентации, например с карданной подвеской [121] (рисунок 4.42), с применением гидроприводов механизмов управления вектором тяги (рисунок 4.43), однако они обладают достаточно сложной и тяжелой конструкцией.

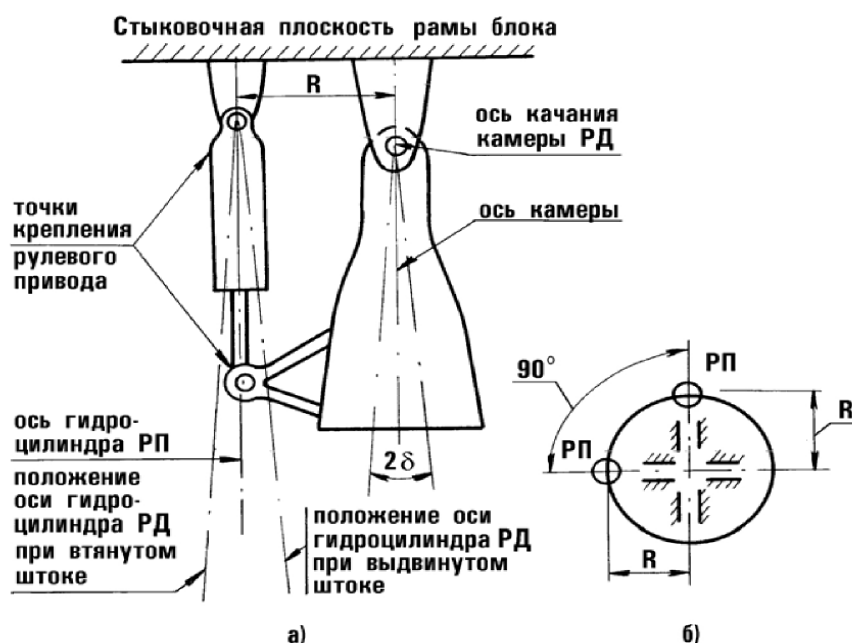


Рисунок 4.42 – Схема карданной подвески ЖРД РД-170



Рисунок 4.43 – Общий вид гидропривода

В связи с вышеизложенным была поставлена задача разработки как принципиальной схемы системы управления рулевым агрегатом, удовлетворяющим следующим условиям: трёхмерная ориентация, использование существующих типов приводов, простота конструкции, улучшение надежности и прочности механизма, так и математической модели для получения необходимых значений управляющих параметров системы управления рулевым агрегатом (углов отклонения рулевой машины) от расчётной траектории вектора тяги двигателя (сопла).

Для решения поставленной задачи был использован метод математического моделирования векторных замкнутых контуров [122] реализованный в программном комплексе КДАМ [123].

Основу метода составляют векторные замкнутые контуры, состоящие из отдельных векторов. Вектор $\vec{r}_i$ – это направленный отрезок с параметрами длиной r_i и углами α_i β_i (рисунок 4.44). Используя метод можно геометрически описать любой рычажный механизм, на рисунке 4.45 приведен пример простого плоского механизма.

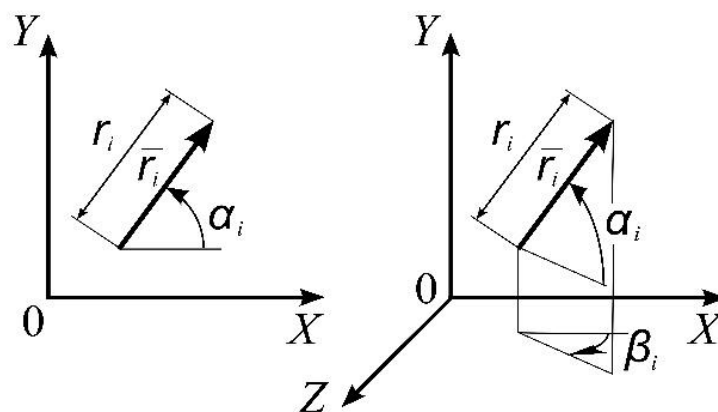


Рисунок 4.44 – Параметры плоского и пространственного вектора

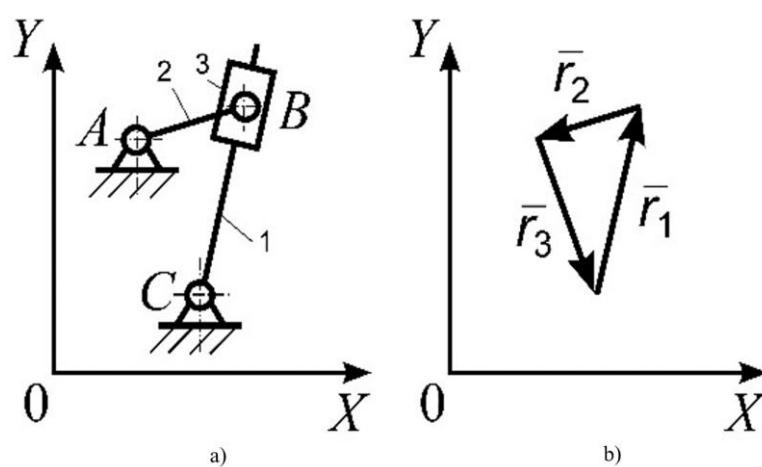


Рисунок 4.45 – Структурная схема (а) и векторная модель (б)
простого плоского механизма

Из условий замкнутости m -векторного контура на плоскости (4.11) и (или) в пространстве (4.12) находятся решения неизвестных параметров, для элементарных векторных замкнутых контуров – модулей:

$$\sum_{i=1}^m r_i \cos \alpha_i = 0; \quad \sum_{i=1}^m r_i \sin \alpha_i = 0. \quad (4.11)$$

$$\sum_{i=1}^m r_i \cos \alpha_i \cos \beta_i = 0; \quad \sum_{i=1}^m r_i \sin \alpha_i = 0; \quad \sum_{i=1}^m r_i \cos \alpha_i \sin \beta_i = 0. \quad (4.12)$$

Возможные сочетания функций векторных контуров определяют для плоскости четыре стандартных модуля (PL1-PL4), а для пространства двадцать модулей (PR1-PR20). Некоторые модули имеют более одного варианта решения.

Первоначально была сформирована математическая векторная модель, отображающая вектор тяги двигателя и рассмотрены возможные варианты её преобразования в работоспособный механизм.

В результате проведенного исследования была получена система управления рулевым агрегатом для пространственного ориентирования. Схема предлагаемого механизма показана на рисунке 4.46, в составе: 1 – вал привода, 2 – качалка, жестко связанная с валом 1, 3 – тяга со сферическими шарнирами на концах, 4 – площадка, связанная с осью сопла 5, 6 – основной сферический шарнир, внутреннее кольцо которого связано с осью 5 сопла, а внешнее закреплено на каркасе ракеты, 7 – сопло рулевого двигателя.

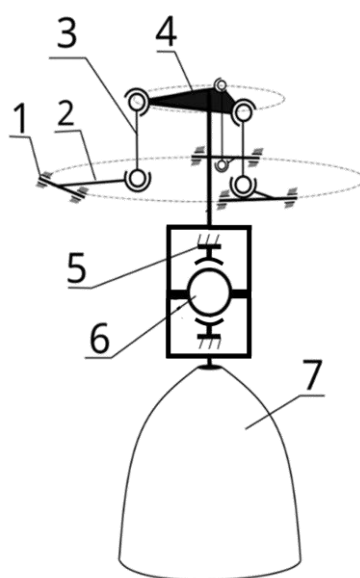


Рисунок 4.46 – Структурная схема предлагаемого механизма.

На рисунке 4.47а, приведена векторная модель, состоящая из двух модулей, отображающая одну ветку механизма с качалкой и тягой. Первый модуль необходим для вычисления координат вектора тяги и состоит из вектора 1 который отображает направление вектора тяги сопла (ось сопла 5), а векторы 1, 2, 3 – являются координатами конца вектора тяги. Второй модуль описывает положение качалки механизма, и состоит из вектора 18 (качалка 2), вектора 17 (тяги 3), и векторов 19, 20 – координаты X, Y конца вектора 18. На рисунке 4.47б приведена

полная векторная модель предлагаемого механизма, к ранее описанной модели добавлены ещё два модуля описывающие движение двух других качалок (вектора 10 и 13) и тяг (вектора 8 и 9). На рисунке 4.47в приведена параметрическая формула полной векторной модели предлагаемого механизма, состоящего из 1,2,3 и 4-го векторных контуров (стандартных модулей), где m – число векторов модуля, в скобках, например - (1,2,3,4) приведены номера векторов модуля, $Pr11(r_2, r_3, r_4)$ – номер модуля со списком функций, v – вариант решения модуля. На входе в каждый модуль указаны аргументы контура. На входе 1-го контура, указаны углы поворота 1-го вектора - α_1 и β_1 , которые являются аргументами всей векторной модели и которые отображают изменение ориентации и траектории оси сопла 5 в процессе работы рулевого двигателя.

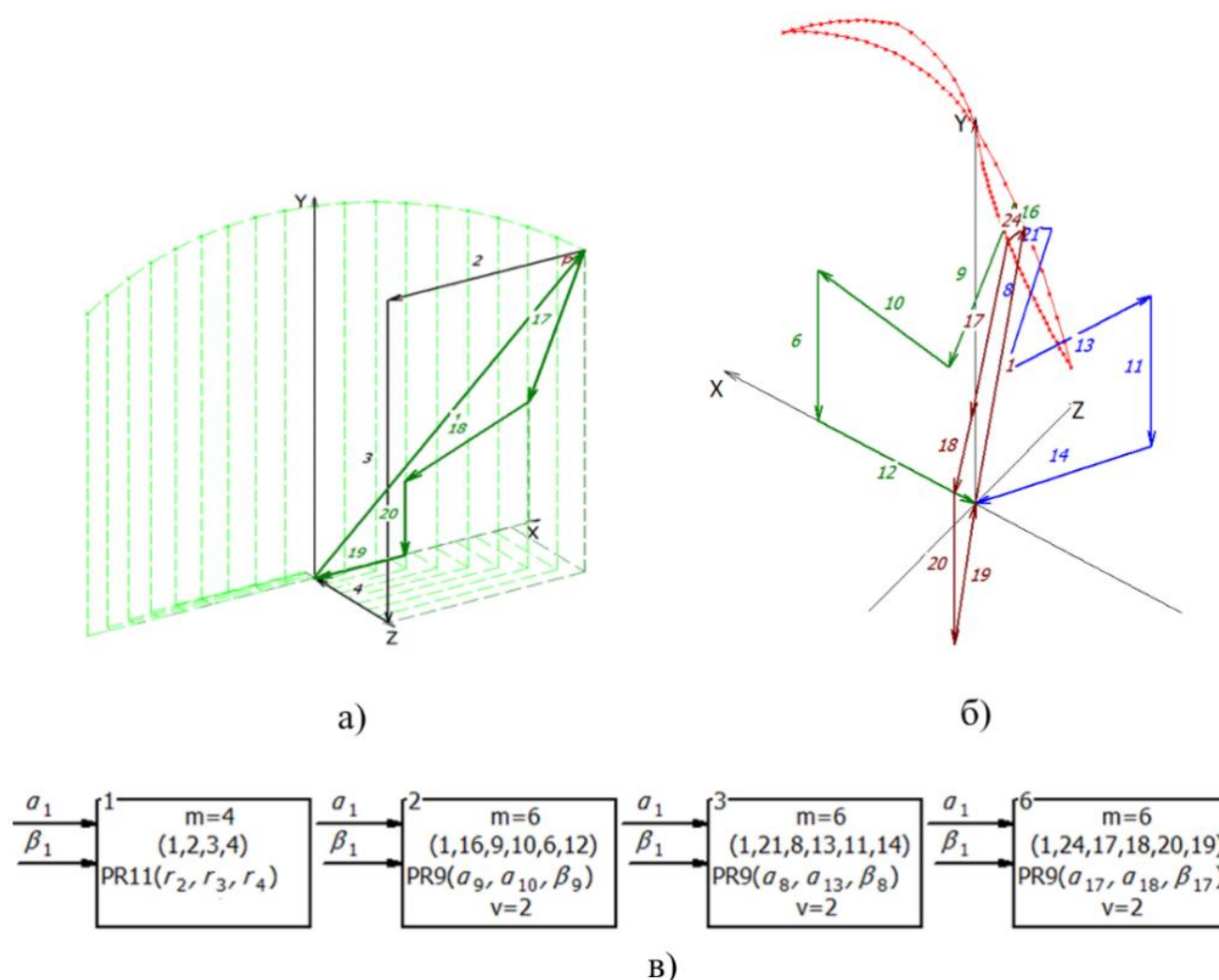
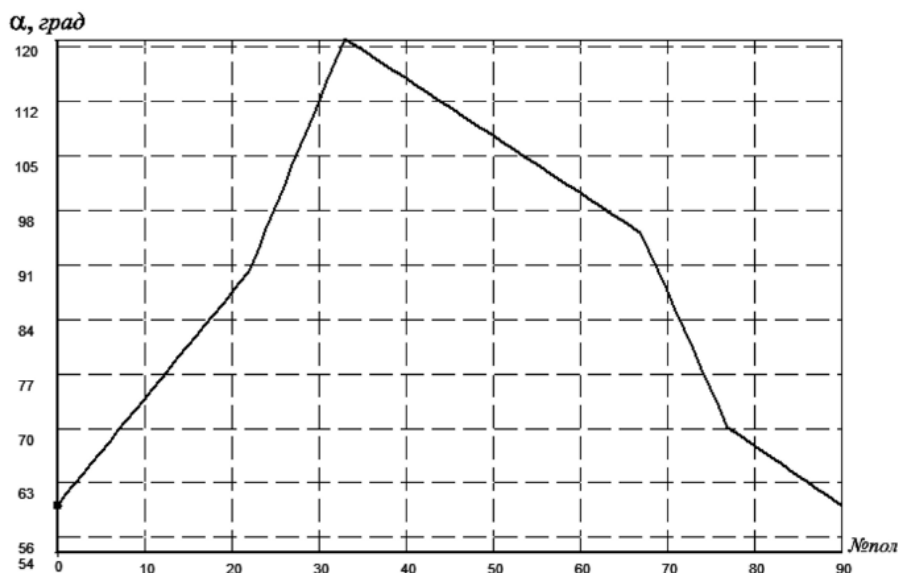
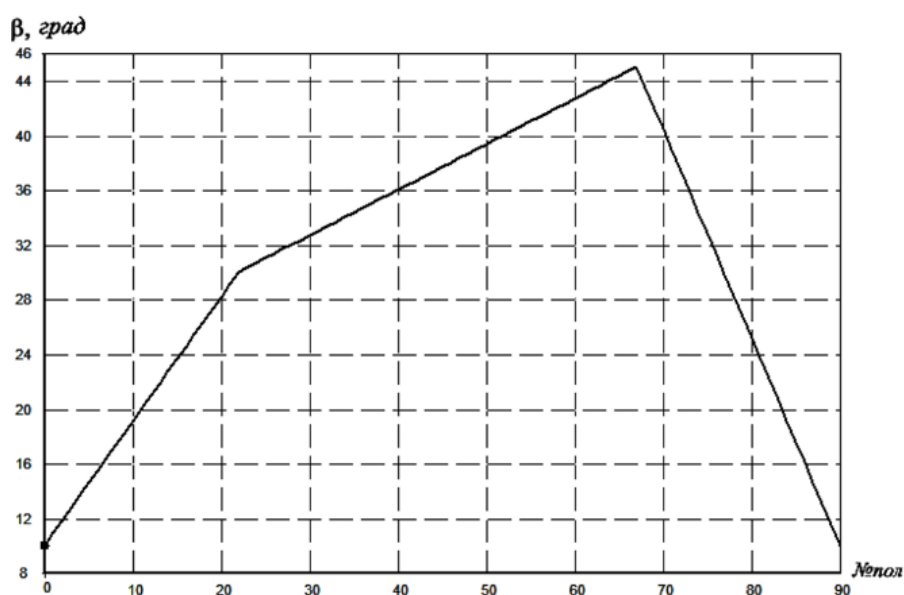


Рисунок 4.47 – Векторная модель (а) (показана ветка только одного привода), полная(б) и параметрическая формула полной векторной модели(в)

На рисунке 4.48 приведены графики изменения входных параметров математической векторной модели, а именно углов α_1 (рисунок 4.48а) и β_1 (рисунок 4.48б) вектора 1.



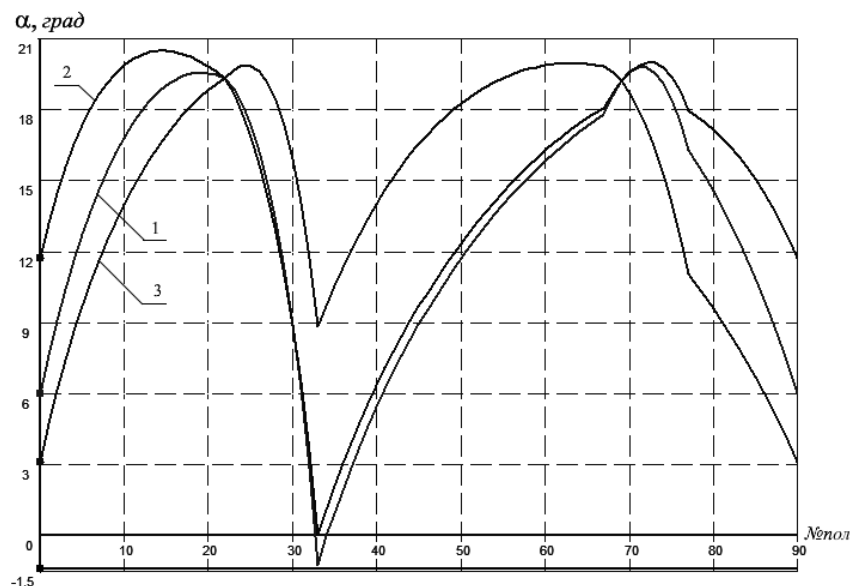
а)



б)

Рисунок 4.48 – Графики изменения угла α_1 (а) и угла β_1 (б) вектора 1 (аргументов векторной модели) от числа положений

На рисунке 4.49 представлен, полученный в результате расчёта векторной модели, совмещённый график отклонения углов α всех трёх управляющих качалок.



1- α_{13} , 2- α_{10} , 3- α_{18}

Рисунок 4.49 – Совмещенные графики потребных углов α управляющих качалок

На рисунке 4.50 представлена возможная реализация системы управления рулевым агрегатом для пространственного ориентирования, состоящей из трёх приводов (для лучшего визуального восприятия пружинный механизм на приводах не показан).

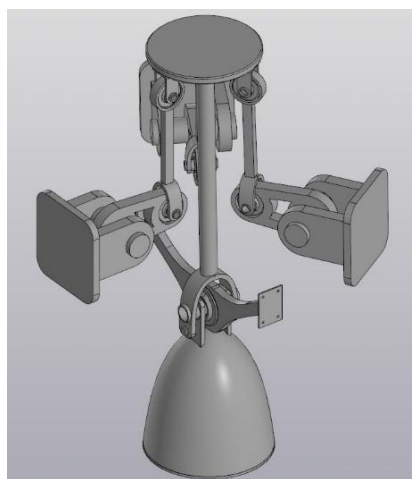


Рисунок 4.50 – Возможная конструктивная реализация системы управления рулевым агрегатом для пространственного ориентирования

Разработанная математическая модель позволяет получить требуемые углы отклонения управляющих качалок для обеспечения заданного пространственного перемещения РА.

Выводы к главе 4

1. Разработана и экспериментально проверена методика определения момента сопротивления вращению сферических шарнирных подшипников. Показано, что момент трения больше при двухточечном контакте, чем при контакте в одной точке. Однако контактное давление на рабочей поверхности в этом случае ниже, что скажется на работоспособности и увеличении долговечности шарнирного подшипника.
2. Разработана методика определения долговечности сферических шарнирных подшипников. Данная методика позволяет определить долговечность подшипника с учётом изменения контактных напряжений в процессе изнашивания.
3. Разработаны комплексная методика и алгоритм расчёта моментных характеристик, прочности и долговечности по износу сферических шарнирных УК РА, а также программа, позволяющая выполнять проектировочный многопараметрический расчёт данного узла. Разработанная методика внедрена на предприятии подшипниковой промышленности «Вологодский завод специальных подшипников» и позволяет выбирать рациональные значения толщины антифрикционного покрытия.
4. Даны рекомендации по многопараметрическим расчётам конструкций сферических шарнирных УК РА ЖРД
5. При подъёме на высоту со снижением атмосферного давления коэффициент трения существенно возрастает. Такое увеличение коэффициента трения от снижения атмосферного давления необходимо учитывать при проектировании трибосопряжений, используемых в высотных летательных аппаратах. При атмосферном давлении на земле коэффициент трения антифрикционного материала с добавлением дисульфида молибдена на 26% меньше, чем с добавлением графита, а на высоте 72 км уже меньше на 32 %.
6. Приведён пример расчёта пространственного перемещения РА на сферическом шарнирном подвесе с поворотными электромеханическими приводами.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведения комплекса теоретических и экспериментальных исследований решена важная для двигателестроения научная задача по созданию методик расчёта моментных характеристик и долговечности подвесов РА ЖРД. Разработанные методики расчёта и предложенные мероприятия позволяют достичь поставленной цели: существенно повысить достоверность расчётов, снизить время и затраты на проектирование и доводку УК и обеспечить требуемые моментные характеристики узлов качания ЖРД.

Подводя итоги проделанной работы, можно сделать следующие выводы:

1. Выявлены реально действующие динамические и термические нагрузки на опоры шарнирных РА ЖРД; показано, что наличие таких нагрузок увеличивает момент трения, предложены мероприятия по их снижению.

2. Определён рациональный эксцентриситет эксцентриковых втулок в шарнирных РА ЖРД. Применение рационального эксцентриситета снижает максимальный момент асимметрии на 33 % и повышает допустимый момент трения на 9,8 Н·м для РА ЖРД РД-107А/108А.

3. Разработана методика расчёта моментных характеристик шариковых подшипников шарнирных РА ЖРД, учитывающая трение тел качения и центрирующих колец о сепаратор при реально действующих динамических и термических нагрузках. Для её подтверждения создана оригинальная экспериментальная установка, позволяющая создавать комбинированное нагружение. Расхождение полученных расчётных и экспериментальных значений не превысило 7,5 %. Расчёт моментных характеристик шариковых подшипников по предложенной методике повышает точность определения момента трения и снижает погрешность расчёта общего момента сопротивления УК РА по отношению к результатам огневых испытаний с 16,8 % до 2,8 %.

4. Разработана комплексная методика расчёта одно- и двухточечных сферических шарнирных опор РА ЖРД, объединяющая расчёт моментных характеристик, контактной прочности и долговечности с учётом износа, позволяющая производить многопараметрические расчёты подобных

конструкций. Расхождение расчётного по методике и экспериментального моментов трения не превышает 8%.

5. Даны рекомендации по проектированию конструкций сферических шарнирных УК РА ЖРД. Внедрение комплексной методики, рекомендаций и программы расчёта в процесс разработки позволило снизить время проектирования с 3 – 4 часов при использовании заводских методик ВЗСП до 20 минут (акт внедрения от 20.03.2026).

6. Результаты исследований нашли практическое применение на предприятиях аэрокосмической и подшипниковой промышленности: в Приволжском филиале АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко» (акт внедрения от 30.09.2025 г.) и ООО «Вологодский завод специальных подшипников» (акт внедрения от 20.03.2026).

Диссертация соответствует паспорту специальности 2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов по пунктам 13 и 18.

Определены дальнейшие направления исследований опор УК РА ЖРД с реализацией принципа отклонения вектора тяги, а именно: расчёт полного момента сопротивления в РА ЖРД.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

ДУ – двигательная установка;

ЖРД – жидкостный ракетный двигатель;

ОИ – огневое испытание;

ПГС – пневмогидравлическая схема;

РА – рулевой агрегат;

РМ – рулевая машина;

РН – ракета-носитель;

ТКУ – торцовое контактное уплотнение;

УК – узел качания;

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Володин, В. А. Конструкция и проектирование ракетных двигателей / В. А. Володин, Ю. Н. Ткаченко. — Москва : Машиностроение, 1984. — 272 с.
2. Овсянников, Б. В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. — 3-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1986. — 376 с. : ил.
3. Волков, Е. Б. Жидкостные ракетные двигатели. Основы теории агрегатов ЖРД и двигательных установок / Е. Б. Волков, Л. Г. Головнов, Т. А. Сырицин. — Москва : Воениздат, 1970. — 590 с.
4. Добровольский, М. В. Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования : учебник для высших учебных заведений / М. В. Добровольский ; под редакцией Д. А. Ягодникова. — 3-е изд., доп. — Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. — 461, [3] с. : ил. — ISBN 978-5-7038-4145-7.
5. Алемасов, В. Е. Теория ракетных двигателей: учебник для студентов вузов / В. Е. Алемасов, А. Ф. Дрегаллин, А. П. Тишин. — Москва : Машиностроение, 1989. — 464 с.
6. Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей : учебник / А. П. Васильев, В. М. Кудрявцев, В. А. Кузнецов [и др.] ; под редакцией В. М. Кудрявцева. — 3-е изд., испр. и доп. — Москва : Высшая школа, 1983. — 703 с. : ил.
7. Павутницкий, Ю. В. Отечественные ракеты-носители / Ю. В. Павутницкий, В. А. Мазарченков, М. В. Шиленков, А. Б. Герасимов. — Санкт-Петербург : Изд. центр СПбГМТУ, 1996. — 178 с.
8. Пичугин, Д. В. Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие / Д. В. Пичугин. — Куйбышев : Куйбышев. авиац. ин-т, 1990. — 224 с.
9. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей : учебник / Г. Г. Гахун, В. И. Баулин, В. А. Володин, В. Д. Курпатенков, М. В. Краев, В.

- Ф. Трофимов ; под общей редакцией Г. Г. Гахуна. — Москва : Машиностроение, 1989. — 424 с. : ил. — ISBN 5-217-00360-X.
10. Мулькумов, Т. М. Ракетные двигатели / Т. М. Мулькумов, Н. И. Мелик-Пашаев, П. Г. Чистяков, А. Г. Шиуков. — Москва : Машиностроение, 1976. — 399 с.
11. Максимов, А. Д. Об эффективности использования приближения Навье — Стокса в термогазодинамическом расчёте жидкостных ракетных двигателей малой тяги при низких числах Рейнольдса / А. Д. Максимов, С. А. Шустов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. — 2022. — Т. 21, № 1. — С. 67–80. — DOI 10.18287/2541-7533-2022-21-1-67-80.
12. Шустов, С. А. Численная модель влияния вязкости на течение в соплах ракетных двигателей малой тяги в приближении ламинарного пограничного слоя со скольжением скорости / С. А. Шустов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва. — 2009. — № 1 (17). — С. 79–89.
13. Агеенко, Ю. И. Исследование влияния теплового потока от маршевого ЖРД на параметры управляющих ЖРДМТ в условиях двигательной установки перспективного разгонного блока / Ю. И. Агеенко, Р. Н. Гальперин, Ю. С. Ивашин, В. Е. Нигодюк, В. В. Рыжков, А. В. Сулинов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва. — 2012. — № 3-3 (34). — С. 251–259.
14. Воробьев, А. Г. Численное исследование пограничного слоя жидкостного ракетного двигателя малой тяги / А. Г. Воробьев, С. С. Воробьева // Вестник Московского авиационного института. — 2017. — Т. 24, № 1. — С. 49–56.
15. Синицин, А. П. Тепловой расчет жидкостного ракетного двигателя малой тяги на экологически безопасном монотопливе / А. П. Синицин, Д. А. Гоза, А. В. Румянцев // Вестник Московского авиационного института. — 2018. — Т. 25, № 2. — С. 109–116.

16. Воробьева, С. С. Анализ теплового состояния камеры сгорания ракетного двигателя малой тяги с внутренним завесным охлаждением / С. С. Воробьева, А. Г. Воробьев // Вестник Московского авиационного института. — 2016. — Т. 23, № 4. — С. 45–54.
17. Матвеев, Н. К. Устройство двигателя РД-119 : учебное пособие / Н. К. Матвеев, А. А. Семёнов ; Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова. — Санкт-Петербург : БГТУ «Военмех» им. Д. Ф. Устинова, 2020. — 47 с. : схемы.
18. Афанасьев, И. Двигатели КБХА / И. Афанасьев, Д. Воронцов // Взлёт. — 2008. — № 4 (40). — С. 74–76.
19. Уманский, С. П. Ракеты-носители. Космодромы / С. П. Уманский ; под редакцией Ю. Н. Коптева. — Москва : Рестарт+, 2001. — 46, [2] с. : ил., цв. ил., портр., табл. — ISBN 5-94141-002-6.
20. Горохов, В. Д. Новый рулевой двигатель РД0110Р для РН «Союз-2-1В». Этапы разработки / В. Д. Горохов, В. И. Корнеев, С. П. Кунавин, В. А. Туртушов, С. Н. Козлов // Вестник Воронежского государственного технического университета. — 2013. — Т. 9, № 2. — С. 103–107.
21. Лаврин, Андрей Владимирович. Разработка комплексной методики определения моментных характеристик узлов качания рулевых агрегатов ЖРД : диссертация кандидата технических наук : 05.07.05 / Лаврин Андрей Владимирович ; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева. — Самара, 2019. — 202 с.
22. Полушин, В. Г. Узел качания камеры жидкостного ракетного двигателя с дожиганием : патент на изобретение RU 2159352 С2 / В. Г. Полушин, М. И. Осокин, И. А. Колосова, Х. Б. Сарафасланиян, И. Д. Постников ; патентообладатель ОАО «НПО Энергомаш им. акад. В. П. Глушко». — № 99101159/06 ; заявл. 21.01.1999 ; опубл. 20.11.2000.
23. Губанов, Б. И. Триумф и трагедия «Энергии» : размышления главного конструктора : в 4 т. Т. 3 : «Энергия» — «Буран» / Б. И. Губанов. — Нижний

- Новгород : Издательство Нижегородского института экономического развития, 1998. — 432 с. — ISBN 5-93320-006-9.
24. Двигатели 1944–2000 : авиационные, ракетные, морские, промышленные / редактор-составитель И. Г. Шустов. — Москва : АКС-Конверсалт, 2000. — 408 с. — (Отечественная авиационная и ракетно-космическая техника). — ISBN 5-900954-04-8.
25. Балякин, В. Б. Оптимизация параметров привода рулевого агрегата жидкостно-реактивного двигателя (ЖРД) // Шестая международная научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин» / В. Б. Балякин, Б. Б. Косенок. — 2023. — С. 32–34.
26. Балякин, В. Б. Методы и средства снижения момента трения в узле подвода окислителя рулевого агрегата ракетного двигателя / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2015. — Т. 17, № 2. — С. 184–187.
27. Hughes, R. W. Solid rocket booster auxiliary power unit — meeting the challenge / R. W. Hughes. — NASA Conference Publication, 1985. — С. 690–701.
28. Zhao, J. The kinematics analysis on sway unit of LOX/kerosene rocket engine / J. Zhao, Y.-H. Tan, J.-H. Chen, S. Yan // 67th International Astronautical Congress (IAC 2016). — Guadalajara, Mexico, 2016. — Paper IAC-16.C4.IP.46.
29. Fatuev, I. Yu. New propellant ignition system in LV “Soyuz” rocket engine chambers / I. Yu. Fatuev, A. A. Ganin // 55th International Astronautical Congress, Vancouver, Canada, 4–8 October 2004. — 2004. — P. 6980–6985. — DOI 10.2514/6.IAC-04-S.2.06.
30. Перель, Л. Я. Подшипники качения : расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель, А. А. Филатов. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1992. — 608 с. : ил. — ISBN 5-217-01313-3.
31. Бейзельман, Р. Д. Подшипники качения : справочник / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. — 6-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1975. — 572 с. : ил.

32. Перель, Л. Я. Подшипники качения : расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель. — Москва : Машиностроение, 1983. — 543 с. : ил.
33. Спришевский, А. И. Подшипники качения: Справочник / А. И. Спришевский. — Москва : Машиностроение, 1969. — 748 с.
34. Журавлев, В. Ф. Механика шарикоподшипников гироскопов / В. Ф. Журавлев, В. Б. Бальмонт ; редактор Д. М. Климов. — Москва : Машиностроение, 1985. — 272 с. : ил. — Библиогр.: с. 269–270.
35. Cargulio, E. P. A simple way to estimate bearing stiffness / E. P. Cargulio // Machine design. — 1980. — № 7. — С. 107–110.
36. Harris, T. A. Rolling Bearing Analysis / T. A. Harris. — New York : John Wiley & Sons, 1966. — XIV, 481 p. — ISBN 0-471-35265-9.
37. Подшипники качения : справочник-каталог / под редакцией В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. — Москва : Машиностроение, 1984. — 280 с. : ил.
38. Kim, C. H. Fluid Flow Analysis for Friction Torque around Rolling Element in Ball Bearings / C. H. Kim, J. H. Jo // Journal of Friction and Wear. — 2017. — Vol. 38, no. 6. — P. 424–429. — DOI 10.3103/S106836661706006X.
39. Deng, S.-E. Friction torque characteristics of thrust ball bearings / S.-E. Deng, Y.-C. Jia // Acta Armamentarii. — 2015. — Vol. 36, no. 9. — P. 1615–1623.
40. Hammami, M. Friction torque in rolling bearings lubricated with axle gear oils / M. Hammami, R. Martins, C. Fernandes, J. Seabra // Tribology International. — 2018. — Vol. 119. — P. 419–435. — DOI 10.1016/j.triboint.2017.11.018.
41. Hokao, M. Low torque technologies for rolling bearings with grease lubrication / M. Hokao // Toraibarojisuto. Journal of Japanese Society of Tribologists. — 2018. — Vol. 63, no. 2. — P. 69–74.
42. Черменский, О. Н. Подшипники качения : справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. — Москва : Машиностроение, 2003. — 576 с. : ил. — ISBN 5-217-03180-8. — ISBN 5-94275-040-8.

43. Balyakin, V. B. Study of the influence of ring misalignment in rolling bearings on frictional torque and the fatigue life of supports / V. B. Balyakin, E. P. Zhilnikov, B. B. Kosenok, A. V. Lavrin // *Journal of Friction and Wear*. — 2017. — Vol. 38, no. 1. — P. 7–12. — DOI 10.3103/S1068366616060027.
44. Лаврин, А. В. Экспериментальное исследование момента трения в подшипнике качения при перекосе вала / А. В. Лаврин, В. Б. Балякин, В. Б. А. Оссиала // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. — 2018. — Т. 20, № 4-1 (84). — С. 37–42.
45. Zhilnikov, E. P. A Method of Calculating the Friction Moment in Cageless Bearings / E. P. Zhilnikov, V. B. Balyakin, A. V. Lavrin // *Journal of Friction and Wear*. — 2019. — Vol. 40, no. 5. — P. 425–430. — DOI 10.3103/S1068366619050210.
46. Чернец, М. Трибоанализ антифрикционных материалов на основе полиамидов для металлополимерных подшипников скольжения / М. Чернец, С. Шилько, А. Корниенко, М. Пашечко // *Трение и износ*. — 2023. — Т. 44, № 2. — С. 103–113. — DOI 10.32864/0202-4977-2023-44-2-103-113.
47. Murzin, S. P. Microstructuring the surface of silicon carbide ceramic by laser action for reducing friction losses in rolling bearings / S. P. Murzin, V. B. Balyakin // *Optics & Laser Technology*. — 2017. — Vol. 88. — P. 96–98. — DOI 10.1016/j.optlastec.2016.09.007.
48. Прожега, М. В. Исследование ресурса и смазочных свойств пластичных смазочных материалов для подшипников качения при работе в космических условиях / М. В. Прожега, Е. О. Решиков, Н. Н. Смирнов // *Трение и износ*. — 2021. — Т. 42, № 6. — С. 660–669. — DOI 10.32864/0202-4977-2021-42-6-660-669.
49. Глушченков, В. А. Определение коэффициента трения при статико-динамическом взаимодействии контактирующих тел / В. А. Глушченков, В. Б. Балякин, К. К. Пилла, И. А. Беляева, Р. Ю. Юсупов, А. В. Казаков // *Трение и износ*. — 2022. — Т. 43, № 3. — С. 292–300. — DOI 10.32864/0202-4977-2022-43-3-292-300.

50. Прожега, М. В. Экспериментальная оценка момента сопротивления подшипника с перекрестными роликами в вакууме / М. В. Прожега, Е. О. Константинов, Е. О. Решиков, А. Ю. Албагачиев, Н. И. Смирнов, Н. Н. Смирнов // Трение и износ. — 2023. — Т. 44, № 2. — С. 151–157. — DOI 10.32864/0202-4977-2023-44-2-151-157.
51. Балякин, В. Б. Исследование влияния типа консистентной смазки на коэффициент трения и степень изнашивания контактной пары «коррозионностойкая сталь — фторопласт-4» / В. Б. Балякин, И. А. Ганин, А. В. Лаврин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2016. — Т. 18, № 1. — С. 72–76.
52. Балякин, В. Б. Исследование коэффициента трения фторопласта-4 при различном качестве обработки поверхности / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин, А. П. Батурин, Т. А. Герасимова // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2017. — Т. 19, № 4. — С. 33–36.
53. Балякин, В. Б. Методика определения момента трения в усовом манжетном уплотнении / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин, В. Б. А. Оссиала // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2018. — Т. 20, № 4-1. — С. 31–36.
54. Balyakin, V. B. Methods and Means of Reducing Friction Torque in Face Seals / V. B. Balyakin, S. V. Falaleev // Journal of Friction and Wear. — 2020. — Vol. 41, no. 5. — P. 447–452. — DOI 10.3103/S1068366620050062.
55. Balyakin, V. B. Procedure to Determine Friction Torque in a Mechanical Membrane Contact Seal / V. B. Balyakin, V. B. Lavrin, V. B. A. Ossiala // Journal of Friction and Wear. — 2019. — Vol. 40, no. 1. — P. 46–50. — DOI 10.3103/S1068366619010021.
56. Адамов, А. А. Оценка работоспособности ПТФЭ-композитов в качестве антифрикционных слоев опорных частей с шаровым сегментом / А. А. Адамов, И. Э. Келлер, Д. С. Петухов, В. С. Кузьминых, И. М. Патраков, П. Н. Гракович, И. С. Шилько // Трение и износ. — 2023. — Т. 44, № 3. — С. 201–211. — DOI 10.32864/0202-4977-2023-44-3-201-211.

57. Зерщиков, К. Ю. Расчетное определение несущей способности металлополимерных подшипников скольжения с использованием метода конечных элементов / К. Ю. Зерщиков, А. С. Елкин, И. В. Сергеичев, Ю. В. Семёнов, А. В. Машков // Трение и износ. — 2023. — Т. 44, № 6. — С. 551–561. — DOI 10.32864/0202-4977-2023-44-6-551-561.
58. Чернец, М. В. К вопросу расчета контактных давлений в металлополимерных подшипниках скольжения при изнашивании / М. В. Чернец, А. А. Корниенко, М. И. Пашечко, Ю. М. Чернец, А. И. Духота // Трение и износ. — 2021. — Т. 42, № 5. — С. 552–561. — DOI 10.32864/0202-4977-2021-42-5-552-561.
59. Захаров, Ю. А. Направления повышения долговечности сферических подшипников скольжения / Ю. А. Захаров, А. А. Войнов // Образование и наука в современном мире. Инновации. — 2019. — № 1(20). — С. 195–201.
60. Захаров, Ю. А. Причины возникновения отказов сферических подшипников скольжения легковых автомобилей / Ю. А. Захаров, А. А. Войнов // Образование и наука в современном мире. Инновации. — 2018. — № 4(17). — С. 207–215.
61. Захаров, Ю. А. Анализ закономерностей изнашивания сферических подшипников скольжения / Ю. А. Захаров, А. А. Войнов // Образование и наука в современном мире. Инновации. — 2018. — № 5(18). — С. 162–171.
62. Дроздов, Ю. Л. Трение и ресурс шарнирных сферических подшипников, работающих без смазки / Ю. Л. Дроздов, В. А. Надеин, В. Н. Пучков, М. В. Пучков // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва. — 2006. — № 2–2(10). — С. 105–108.
63. Харина, В. К. Методика оценки долговечности шарнирных подшипников / В. К. Харина, О. А. Ратенко, Г. Б. Варданян // Научный вестник Московского государственного технического университета гражданской авиации. — 2025. — Т. 28. — № 2. — С. 81–92.

64. Иваночкин, П. Г. Решение термоупругой контактной задачи для сферического шарнирного подшипника скольжения / П. Г. Иваночкин, Т. А. Иваночкина // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения : Сборник статей 10-й Международной юбилейной научно-практической конференции в рамках 20-й Международной агропромышленной выставки «Интерагромаш-2017». — Ростов-на-Дону : Донской государственный технический университет, 2017. — С. 665–668.
65. Балякин, В. Б. Определение зависимости усилия в уплотняющем элементе торцового мембранного уплотнения от общей нагрузки / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин, В. Б. А. Оссиала // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2017. — Т. 19, № 6. — С. 18–22.
66. Ганин, И. А. Анализ трибосопряжений шарнирного РА ЖРД по степени их влияния на совокупный момент трения и энергетические возможности рулевых машин РН / И. А. Ганин, А. В. Лаврин, Д. Е. Долгих // Труды НПО Энергомаш имени академика В. П. Глушко. — 2024. — № 41. — С. 129–141.
67. Балякин, В. Б. Анализ условий комплексного нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения : сборник докладов Международной научно-технической конференции, Самара, 23–25 июня 2021 г. : в 2 т. — Самара : Самарский университет, 2021. — Т. 2. — С. 99–100.
68. ОСТ 92-0904-72. Металлы холодноустойчивые. Назначение и основные свойства при температурах минус 196 и минус 253 °С. — ВИАМ, 1972. — 171 с.
69. Галахов, М. А. Расчет подшипниковых узлов / М. А. Галахов, А. Н. Бурмистров. — Москва : Машиностроение, 1988. — 272 с. : ил. — ISBN 5-217-00026-9.
70. Авиационные материалы : справочник : в 9 т. Т. 4 : Алюминиевые и бериллиевые сплавы. Ч. 2 : Литейные алюминиевые сплавы / Н. А. Аристова

- [и др.] ; под общей редакцией А. Т. Туманова ; научный редактор М. Б. Альтман. — 6-е изд., перераб. и доп. — Москва : ОНТИ, 1986. — 131 с.
71. Yun, F. Analytical and Experimental Study on Sealing Contact Characteristics of Subsea Collet Connectors / F. Yun, L. Wang, J. Liu, T. Liu, R. Wang, S. Yao // *Advances in Mechanical Engineering*. — 2017. — Vol. 9, no. 4. — P. 1–14. — DOI 10.1177/1687814017701702.
72. Балякин, В. Б. Методика определения момента трения в торцевом мембранном контактном уплотнении / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин, В. Б. А. Оссиала // *Трение и износ*. — 2019. — Т. 40, № 1. — С. 62–67.
73. Wei, L. Influencing Factors Analysis and Experiments of Friction Coefficient between the End Faces for Contact Mechanical Seals / L. Wei, P. Zhang, Q. Liu, L. Jin, G. Fang // *Tribology*. — 2016. — Vol. 36, no. 3. — P. 354–361. — DOI 10.16078/j.tribology.2016.03.013.
74. Фалалеев, С. В. Методика расчета гидродинамических характеристик торцового уплотнения со сложной формой зазора / С. В. Фалалеев // *Трение и износ*. — 2015. — Т. 36, № 2. — С. 230–237.
75. Yu, X. Experimental Investigation on Friction Performance of Mechanical Seals with a Laser-Textured Seal Face / X. Yu, M. Liu, Z. Wang [et al.] // *Materials Science Forum*. — 2006. — Vol. 532–533. — P. 81–84. — DOI 10.4028/www.scientific.net/MSF.532-533.81.
76. Королев, А. А. Влияние геометрических параметров рабочих поверхностей шарикоподшипника на его работоспособность / А. А. Королев, А. В. Королев // *Трение и износ*. — 2015. — Т. 36, № 2. — С. 244–248.
77. Королев, А. В. Экспериментальное исследование влияния геометрии контакта тел и дорожек качения шариковых подшипников на момент трения качения / А. В. Королев, А. А. Королев // *Трение и износ*. — 2016. — Т. 37, № 2. — С. 156–161.
78. Балякин, В. Б. Исследование влияния перекоса колец подшипников качения на момент трения и долговечность опор / В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, Б.

- Б. Косенок, А. В. Лаврин // Трение и износ. — 2016. — Т. 37, № 6. — С. 693–698.
79. Силаев, Б. М. Метод расчёта высокоскоростной опоры качения двигателей летательных аппаратов с учётом изнашивания / Б. М. Силаев, П. А. Даниленко // Трение и износ. — 2015. — Т. 36, № 4. — С. 453–460.
80. Фурлетова, Н. В. Момент трения как фактор потерь энергии в подшипниках качения / Н. В. Фурлетова // Успехи современного естествознания. — 2011. — № 7. — С. 228.
81. Королев, А. В. Зависимость момента трения качения упорного подшипника от внешней нагрузки / А. В. Королев, А. П. Туренко // Actualscience. — 2016. — Т. 2, № 12. — С. 137–138.
82. Жильников, Е. П. Методика расчёта момента трения в радиально-упорных бессепараторных подшипниках / Е. П. Жильников, В. Б. Балякин, А. В. Лаврин // Трение и износ. — 2018. — Т. 39, № 5. — С. 507–513.
83. Зубко, А. И. Разработка мероприятий по уменьшению сил сопротивления при работе подшипников качения / А. И. Зубко, В. А. Лукин, Г. К. Герман // Вестник Московского авиационного института. — 2022. — Т. 29, № 4. — С. 125–137. — DOI 10.34759/vst-2022-4-125-137.
84. Балякин, В. Б. Методика повышения допустимого момента трения рулевых агрегатов ЖРД / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин // Трение и износ. — 2021. — Т. 42, № 3. — С. 329–337. — DOI 10.32864/0202-4977-2021-42-3-329-337.
85. Жильников, Е. П. Расчет двухрядного подшипника автомата перекоса несущего винта вертолета / Е. П. Жильников, И. М. Шифрин. — Актуальные проблемы трибологии: сборник докладов регионального научно-технического семинара, 2008. — С. 71–72.
86. Юрков, Ю. В. Исследование динамической погрешности при измерении момента трения подшипников качения / Ю. В. Юрков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2005. — № 4. — С. 35–38.
87. Туренко, А. П. Момент трения в упорном подшипнике / А. П. Туренко // Исследование сложных технических и технологических систем. — Саратов:

Саратовский государственный технический университет. — 2017. — С. 166–171.

88. Балакин, Д. А. Вибрационная диагностика технического состояния подшипниковых опор газотурбинных двигателей с помощью ритмограмм и скаттерограмм / Д. А. Балакин, А. И. Зубко, А. А. Зубко, В. В. Штыков // Вестник Московского авиационного института. — 2021. — Т. 28. — № 4. — С. 151–162.
89. Зубко, А. И. Перспективный комплекс виброакустической диагностики подшипниковых опор авиационных газотурбинных двигателей / А. И. Зубко // Вестник Московского авиационного института. — 2016. — Т. 23. — № 1. — С. 47–55.
90. Семенова, А. С. Исследование влияния частоты вращения внутреннего кольца сегментного керамического подшипника ГТД на его прочность / А. С. Семенова, М. В. Кузьмин, А. Р. Кирсанов // Вестник Московского авиационного института. — 2023. — Т. 30. — № 3. — С. 101–108.
91. Семенова, А. С. Численное моделирование вращения межроторного подшипника с имитацией реальных условий работы / А. С. Семенова, М. В. Кузьмин, А. Р. Кирсанов // Вестник Московского авиационного института. — 2024. — Т. 31. — № 2. — С. 124–132.
92. Leblanc, A. Analysis of ball bearings with 2, 3 or 4 contact points / A. Leblanc, D. Nelias // Tribology Transactions. — 2008. — Т. 51. — № 3. — С. 372–380.
93. Ebert, F.-J. Fundamentals of Design and Technology of Rolling Element Bearings / F.-J. Ebert // Chinese Journal of Aeronautics. — 2010. — Т. 23. — № 1. — С. 123–136.
94. Ковалева, М. Г. Триботехнические свойства покрытий на основе углерода и углерода, легированного азотом, полученных импульсным вакуумно-дуговым методом / М. Г. Ковалева, А. Я. Колпаков, А. И. Поплавский, М. Е. Галкина, Ж. В. Герус, Р. А. Любушкин, М. В. Мишунин // Трение и износ. — 2018. — Т. 39, № 4. — С. 433–437.

95. Белов, Д. С. Сравнение стойкости ионно-плазменных вакуумно-дуговых покрытий Ti-Al-Ni-N и Ti-Al-Ni-Mo-N к изнашиванию и эрозии / Д. С. Белов, В. С. Сергевнин, И. В. Блинков, Н. И. Смирнов, А. В. Черногор // Трение и износ. — 2021. — Т. 42, № 2. — С. 136–144. — DOI 10.32864/0202-4977-2021-42-2-136-144.
96. Тейлор, Дж. Введение в теорию ошибок / Дж. Тейлор ; перевод с английского Л. Г. Деденко. — Москва : Мир, 1985. — 272 с.
97. Иосилевич, Г. Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов / Г. Б. Иосилевич. — Машиностроение, 1988. — 368 с.
98. Подшипники качения : справочник-каталог / [Л. В. Черневский и др.] ; под общей редакцией Л. В. Черневского, Р. В. Коросташевского. — Москва : Машиностроение, 1997. — 895, [1] с. : ил. — ISBN 5-217-01527-6.
99. Дроздов, Ю. Н. Прикладная трибология : трение, износ, смазка в технических системах / Ю. Н. Дроздов, Е. Г. Юдин, А. И. Белов ; под общей редакцией Ю. Н. Дроздова. — Москва : Эко-Пресс, 2010. — 603, [1] с. : ил., табл. — ISBN 978-5-904301-46-0.
100. Капустин, Владимир Васильевич. Повышение триботехнических характеристик материалов и конструкций подшипников скольжения шарнирных соединений манипуляторов технологических машин : диссертация кандидата технических наук : 2.5.3 ; 2.6.17 / Капустин Владимир Васильевич ; Брянский государственный технический университет. — Брянск, 2022. — 175 с. : ил.
101. Каталог 2012. ЕПК. Дивизион специальных подшипников. — Самара : ОАО «ЕПК Самара», 2012. — 54 с.
102. Кохановский, В. А. Момент страгивания шарнирных подшипников серии ШЛТ / В. А. Кохановский, Ю. В. Рубанова, М. Х. Сергеева // Интеграция отраслевой и вузовской науки: проблемы современного машиностроения : материалы международной научно-технической конференции. —

- Ростов-на-Дону : Издательство Ростовской-на-Дону государственной академии сельскохозяйственного машиностроения, 2001. — С. 83–84.
103. ГОСТ 3635-78. Подшипники шарнирные. Технические условия. — Москва : Издательство стандартов, 1978. — 26 с.
104. ТУ 4649-025-05808824-2006. Подшипники шарнирные с покрытием из органоволокнита. — АО «ЕПК Саратов», 2006. — 9 с.
105. Балякин, В. Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, В. В. Макачук, В. Н. Самсонов. — Самара : Издательство Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. — 254 с.
106. Балякин, В. Б. Улучшение триботехнических характеристик поверхности антифрикционного материала на основе серебра за счёт модификации графитом с целью повышения долговечности шарнирных подшипников / В. Б. Балякин, А. А. Филиппов, Д. Е. Долгих // Известия Самарского научного центра Российской академии наук (Известия СНЦ РАН). — 2024. — Т. 26. — № 4. — С. 26–34.
107. Серебрянский, А. И. Определение параметров рабочей меры для метрологического обеспечения исследований триботехнических характеристик подшипников скольжения / А. И. Серебрянский // Лесотехнический журнал. — 2016. — Т. 6. — № 2(22). — С. 129–134.
108. Григорьева, Н. В. Шарнирный подшипник скольжения, не требующий смазки, и способ его изготовления / Н. В. Григорьева, В. В. Болкунов // Юность и знания — гарантия успеха : Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции. — Курск : ЗАО «Университетская книга», 2014. — С. 103–105.
109. Серебрянский, А. И. Обоснование выбора антифрикционного материала для узлов трения железнодорожного подвижного состава / А. И. Серебрянский, Ж. И. Богатырёва, М. Ю. Ермаков // Перспективы транспортной отрасли : Труды 1-й международной научно-практической конференции. — Воронеж : Ростовский государственный университет путей сообщения, 2021. — С. 145–151.

110. Серебрянский, А. И. Некоторые результаты экспериментальных исследований антифрикционного пластика ЭСТЕРАН-29 / А. И. Серебрянский // Актуальные проблемы лесного комплекса : межвузовский сборник научных трудов. — Воронеж : Воронежская государственная лесотехническая академия, 2010. — Т. Том 2, Выпуск 1. — С. 116–119.
111. Соломенцева, А. В. Антифрикционные органопластики для тяжело нагруженных узлов трения скольжения авиационных конструкций / А. В. Соломенцева, В. М. Фадеева, Г. Ф. Железина // Авиационные материалы и технологии. — 2016. — № 2(41). — С. 30–34.
112. Клейменов, В. Д. О применении углепластика в узлах трения самолёта Бе-200 / В. Д. Клейменов, С. А. Кречка, В. А. Баранов // Конструкции из композиционных материалов. — 2006. — № 1. — С. 80–83.
113. Spherical Plain Bearings, Plain Bushes, Rod Ends : Catalogue 238 / Schaeffler KG. — Herzogenaurach (Germany) : Schaeffler KG, 2008. — 180 p.
114. Жильников, Е. П. Трение и изнашивание в узлах авиационной техники / Е. П. Жильников, В. Н. Самсонов. — Самара : Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета, 2007. — 143 с.
115. Балякин, В. Б. Экспериментальные исследования триботехнических характеристик радиационно-модифицированного материала фторопласт-4 с целью использования в опорах роторов / В. Б. Балякин, С. А. Хатилов, К. К. Пилла // Трение и износ. — 2015. — Т. 36, № 4. — С. 448–452.
116. Бабак, В. П. Антифрикционные наноструктурные стеклокомпозиционные самосмазывающиеся покрытия / В. П. Бабак, В. В. Щепетов, С. Д. Харченко // Трение и износ. — 2022. — Т. 43, № 3. — С. 327–335. — DOI 10.32864/0202-4977-2022-43-3-327-335.
117. Беляченков, И. О. Нитридокремниевые керамические материалы для подшипников авиационных ГТД и способы их получения (обзор) / И. О. Беляченков, Н. Е. Щеголева, А. С. Чайникова // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн. — 2019. — № 7(79).

118. Балякин, В. Б. Повышение триботехнических параметров деталей из бронзы путём нанесения покрытия из молибдена / В. Б. Балякин, С. В. Фалалеев, Д. Е. Долгих, А. А. Юртаев // Трение и износ. — 2023. — Т. 44, № 3. — С. 233–240. — DOI 10.32864/0202-4977-2023-44-3-233-240.
119. Балякин, В. Б. Методы и средства снижения момента трения в торцовых уплотнениях / В. Б. Балякин, С. В. Фалалеев // Трение и износ. — 2020. — Т. 41, № 5. — С. 604–611. — DOI 10.32864/0202-4977-2020-41-5-604-611.
120. Панин, С. В. Трибологические характеристики трехкомпонентных твердосмазочных композитов на основе полиэфиримида в условиях точечного и линейного трибоконтактов / С. В. Панин, Д. Г. Буслович, Ц. Ло // Фундаментальные проблемы современного материаловедения. — 2022. — Т. 19. — № 3. — С. 402–410.
121. Петренко, С. А. Система рулевых приводов жидкостных ракетных двигателей ракеты-носителя «Энергия» / С. А. Петренко, А. Г. Гимадиев, В. Д. Варивода. — 2-е изд., испр. — Самара : Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), 2010. — 31 с.
122. Семенов, Б. П. Методы и средства динамического синтеза механизмов авиационных энергоустановок / Б. П. Семенов, Б. Б. Косенок. — Самара : Самарский научный центр РАН, 2010. — 281 с.
123. Программа КДАМ (Кинематический и динамический анализ механизмов) : свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010616342 / Б. Б. Косенок, В. П. Тукмаков ; заявка № 2010614593 от 29.07.2010 ; зарегистрировано 24.09.2010. — URL: <https://ssau.ru/patents/show/1671>.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

**ВЗСП**

Вологодский завод
специальных подшипников

Россия, 160028, г. Вологда,
ул. Гагарина, д. 84-а,
тел./факс: (8172) 515-516
e-mail: info@vzsp.ru
www.vzsp.ru

УТВЕРЖДАЮ
Главный инженер ООО «ВЗСП»
М.А. Лазарев
«20» марта 2026 г.

АКТ

о внедрении результатов расчётно-экспериментальных данных в процесс
проектирования и производства сферических шарнирных опор

Комиссия в составе:

председатель	Заместитель генерального директора ООО «ВЗСП»	А.А. Филиппов
члены комиссии:	Главный конструктор	С.В. Перминова
	Главный технолог	Т.Н. Батура

составили настоящий акт в том, что результаты диссертационной работы Долгих Дмитрия Евгеньевича, а именно комплексная методика расчёта сферических шарнирных опор и экспериментальные исследования антифрикционных покрытий на основе серебра были использованы при проектировании и производстве шарнирных опор типа ШГШД-08, которые были внедрены и успешно прошли испытания в газотурбинном двигателе ПД-8. Внедрение комплексной методики и программы расчёта сферических шарнирных опор в процесс проектирования позволило снизить время расчёта с 3...4 часов, при использовании заводских методик, до 20 минут.

Комиссия в составе:

председатель	Заместитель генерального директора ООО «ВЗСП»	А.А. Филиппов
члены комиссии:	Главный конструктор	С.В. Перминова
	Главный технолог	Т.Н. Батура



ООО "Вологодский завод специальных подшипников"
ОГРН 1093525013724, ИНН 3525229558, КПП 352501001



ПРИЛОЖЕНИЕ Б



НПО ЭНЕРГОМАШ **ИМЕНИ АКАДЕМИКА В.П. ГЛУШКО**

Госкорпорация «Роскосмос»
Акционерное общество
«НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко»
(АО «НПО Энергомаш»)

ПРИВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ

Заводское ш., д. 29, г. Самара, 443009
Тел.: (846) 955-10-30; Факс: (846) 955-15-50
E-mail: pf@npoem.ru; http://www.engine.space
ОКПО 07559489; ОГРН 1025006169704
ИНН/КПП 5047008220/631902002

УТВЕРЖДАЮ
Директор филиала –
главный конструктор
Приволжского филиала
АО «НПО Энергомаш»


В.П. Нижегородцев
« 30 » 09 2025 г.

от 30.09.2025 г.

Акт о внедрении результатов полученных расчетно-экспериментальных данных моментных характеристик опорного радиального шарикоподшипника узлов качания рулевых агрегатов ЖРД

Комиссия в составе:

председатель: Заместитель директора филиала – П.И. Близниченко
главного конструктора
Приволжского филиала
АО «НПО Энергомаш»

члены комиссии: Начальник сектора В.О. Галитенко

Начальник сектора А.В. Лаврин

составила настоящий акт в том, что результаты диссертационной работы Долгих Дмитрия Евгеньевича, а именно расчетно-экспериментальные исследования опорных подшипников 6-208Ю2 ТУ3706 узлов качания рулевых агрегатов ЖРД РД-107А, РД-108А были использованы в конструкторской документации Приволжского филиала АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко».

В результате проведенных работ была получена комплексная характеристика момента трения низкооборотного шарикоподшипника, работающего при условии применения консистентной смазки. Исследуемый подшипник 6-208Ю2 ТУ3706 массово применяется для подвижных опор узлов качания шарнирных рулевых агрегатов российской разработки. Имитируемые рабочие условия предполагали комбинированный режим нагружения с одновременным воздействием радиального и осевого усилия, типичного для рулевых агрегатов, работающих на низкокопьящих КРТ, при одновременном использовании узлов качания в качестве трактообразующих магистралей. Моментная характеристика получена на базе лабораторной установки, воспроизводящей фактическое исполнение подшипниковых опор. Обработка результатов эксперимента осуществлялась по известной методике анализа косвенных замеров. Достоверность полученных значений, их пригодность для проверочных и проектировочных расчетов обеспечивалась большим массивом эмпирических данных с определением возможного диапазона моментов трения, исходя из 99%-ной вероятности. Осуществленный эксперимент, наряду с теоретиче-

скими расчетами, показал возможность реализации индивидуальных моментных характеристик рулевых агрегатов, изготавливаемых по единым техническим условиям, с учетом влияния индивидуальных условий работы опорных подшипников.

Полученные Д.Е. Долгих расчетно-экспериментальные характеристики были приняты в качестве исходных данных Технической справки №КО2025-3215 Приволжского филиала АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко». В развитие темы указанным документом, в свою очередь, была разработана методика анализа технического состояния подшипниковых опор с оценкой их влияния на совокупный момент трения рулевого агрегата.

Председатель: Заместитель директора филиала –  П.И. Близниченко
главного конструктора
Приволжского филиала
АО «НПО Энергомаш

Члены комиссии: Начальник сектора  В.О. Галитенко

Начальник сектора  А.В. Лаврин