

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Российский университет транспорта»  
РУТ (МИИТ)

На правах рукописи



Шевченко Дмитрий Николаевич

**РАЗРАБОТКА ОБОСНОВАННЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ УЗЛОВ  
КОЛЕСНО-МОТОРНОГО БЛОКА ЛОКОМОТИВА**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени кандидата  
технических наук

Научный руководитель  
кандидат технических наук  
Воробьев Владимир Иванович

Москва – 2023

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 МЕРОПРИЯТИЯ ПО ИННОВАЦИОННЫМ ТЕХНИЧЕСКИМ РЕШЕНИЯМ .....	9
1.1 Создание эффективного метода поиска новых технических решений .....	9
1.2 Анализ динамической системы тягового привода локомотива .....	12
1.3 Выводы по разделу 1 .....	19
2 КЛАССИФИКАЦИЯ УЗЛОВ ПОДВЕСОК ТЯГОВОГО ПРИВОДА ЛОКОМОТИВА .....	21
2.1 Тяговый привод как объект классификации .....	21
2.2 Обзор конструкций узлов крепления тягового электродвигателя .....	25
2.2.1 Траверсная подвеска .....	25
2.2.2 Маятниковая подвеска .....	29
2.2.3 Подвеска типа «Серьга» .....	38
2.3 Особенности классификации узлов подвески тягового электродвигателя .....	42
2.4 Выводы по разделу 2 .....	49
3 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК СФЕРИЧЕСКИХ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ .....	51
3.1 Описание проблемы работы сферических резинометаллических шарниров .....	51
3.2 Конструктивные особенности и режимы работы резинометаллического шарнира .....	64
3.3 Расчетные характеристики шарниров при моделировании с помощью метода конечных элементов .....	68
3.3.1 Исследование деформаций свободной поверхности резинометаллических шарниров .....	75
3.4 Вопросы создания равнопрочных двухслойных сферических резинометаллических шарниров .....	78

3.5 Вывод по разделу 3 .....	92
4 НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ТЯГОВОГО ПРИВОДА И ЕГО УЗЛОВ.....	94
4.1 Формализация информации по новым конструкциям тяговых приводов и их узлам.....	94
4.2 Оценка работы узла подвески привода перспективной двухосной тележки маневрового тепловоза с электрической передачей мощности .....	107
4.3 Анализ возможностей модернизация конструкций узлов подвески колесно-моторных блоков тепловозов.....	118
4.4 Выводы к разделу 4.....	126
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	128
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	130
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	131

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Решение таких задач, как создание локомотивов для тяги поездов массой 7100 тонн и модернизация экипажной части существующих локомотивов для повышения их надежности, требует разработки новых методов синтеза конструкций тягового привода.

Актуальность работы установлена путем анализа существующих конструкций узлов колесно-моторных блоков (КМБ), разработкой методов поиска новых патентоспособных конструктивных решений для подвески, обеспечивающих надежную работу КМБ.

Анализ режимов работы КМБ различных типов локомотивов, выявил ряд конструкционных недостатков привода, которые проявили себя при работе тягового подвижного состава на действующих линиях. Рассмотрен ряд типовых подвесок узлов КМБ, такие как маятниковая, траверсная и типа «Серьга».

При использовании маятниковой подвески создается неравномерная нагрузка, приводящая к перекосам при передаче силы тяги и неравномерному распределению нагрузки, ограничивает возможность увеличения частоты вращения вала и мощности тяговых электродвигателей (ТЭД), что не позволяет повысить производительность локомотива.

Наличие трущихся и изнашиваемых частей в узле траверсного подвешивания ТЭД приводит к снижению работоспособности в процессе эксплуатации и требует восстановления или замены, что увеличивает стоимость ремонта, а при замыкании витков пружин возможны удары, которые могут привести к повреждению ТЭД или рамы тележки.

Применение в узле подвешивания ТЭД к раме тележки конструкции типа «Серьга», содержащей, резиновые и стальные шайбы, втулку, запрессованную в головку подвески, и цилиндрический валик, применяемой на электровозах отечественных железных дорог, выражаются в недостатках, к которым относятся износ втулки и валика при поперечном перемещении ТЭД относительно рамы тележки, трудоемкость монтажа подвески из-за необходимости стягивания гайкой резиновых шайб, ограничивает возможность поворота наружных втулок

относительно внутренних, что приводит к сдвигу резинового слоя.

В процессе анализа работы тягового привода локомотива, наибольшие трудности вызывает исследование и оценка свойств динамической системы привода, что вызвано высокой статической и динамической нагруженностью элементов привода. Выбор их размеров и самой конструкции зависит от достаточно большого числа факторов, определяющих эту нагруженность. Автоматизация экспериментальных исследований динамики тягового привода в настоящее время сводится в основном к внедрению цифровых технологий регистрации и обработки данных и автоматизации управления экспериментом, а также развития предварительного и сопровождающего цифрового моделирования, что оправдано для крупных исследовательских центров. В то же время для различных экспресс-исследований, проводимых в порядке заводских испытаний, а также университетами и небольшими инжиниринговыми фирмами, существует потребность в автоматизации экспертных оценок, для оперативного получения предварительных результатов.

**Степень разработанности темы исследования.** Проанализированы научные работы ученых, внесших большой вклад в развитие методов проектирования тяговых приводов локомотивов: А.И. Беляева, И.В. Бирюкова, Л.К. Добрынина, А.С. Евстратова, А.А. Камаева, В.С. Коссова, В.В. Кочергина, В.А. Лысака, В.Б. Медея, Г.С. Михальченко, А.П. Павленко, Е.К. Рыбникова, А.Н. Савоськина, Ю.Н. Соколова, А.А. Шацилло, а также в развитие методологии проектирования и изобретательства: Г.С. Альтшуллера, Ю.Д. Арсеньева, М.И. Вайнермана, Б.И. Голдовского, Д. Диксона, Р. Коллера, П.И. Орлова, А.И. Половинкина, К. Рота, Г. Шенка. На основании проведенного анализа, посвященных методам проектирования тягового привода локомотива, рассмотрена возможность определения двух основных критериев для выбора общей методологической базы для обоснованных конструктивных решений механической части КМБ. Среди известных на данный момент направлений теории конструирования машин:

- общая методологическая база должна быть основана на результатах анализа процессов проектной и исследовательской работы;
- технические решения должны быть представлены в виде информационной

системы, основой которой являются массивы информации и классификации узлов.

Возможность использовать в качестве общей методологической основы для анализа и теоретического обобщения знаний о методах создания новой техники и, в частности, тягового привода, присуще теоретическому направлению, известному под названием технической инновационики.

Применительно к области техники Г. Бетс, Б. Брайндли и С. Уильямс [1] определяют инновацию как «любой новый подход к конструированию, производству или сбыту товара, в результате чего инноватор и его компания получают преимущества перед конкурентами».

Основной целью технической инновационики считается создание методов, обеспечивающих исследование, проектирование и освоение технических объектов производством при отсутствии опыта, полученного для аналогичных объектов. К основным методам технической инновационики относится анализ с точки зрения информационных технологий, что предполагает следующие методологические процедуры:

- алгоритмизация процессов инженерной деятельности, определение характерных алгоритмов действия применительно к определенному кругу задач.
- систематизация информации, требуемой для создания новых технических объектов, то есть, научная классификация и каталогизация разнообразных данных.

**Цель и задачи исследования.** Целью работы является разработка методов синтеза для создания новых патентоспособных технических решений узлов подвешивания механической части тягового привода.

В соответствии с поставленной целью в работе необходимо решить следующие задачи:

- провести анализ методов конструирования механической части тягового привода с целью создания новых конструкций тягового привода и его узлов;
- разработать классификацию для узлов подвешивания тягового привода;
- разработать рекомендации по вопросам проектирования и инженерного анализа механической системы тягового привода;
- разработать метод поиска оптимальных параметров динамической

системы тягового привода;

- применить метод конечных элементов для исследования сферических двуслойных резинометаллических шарниров (РМШ) подвески ТЭД локомотива;
- провести проверку метода объектной модели путем проектирования новых технических решений для узлов КМБ.

**Объектом исследования** являются узлы механической части тягового привода локомотива.

**Предметом исследования** являются методы проектирования отдельных узлов КМБ.

**Научная новизна:**

1 предложена классификация динамических воздействий на тяговый привод локомотива;

2 предложена классификация подвесок КМБ с алгоритмом поиска новых технических решений ориентированная на задачи системы автоматизированного проектирования (САПР);

3 предложена объектная модель технических решений конструкции тягового привода и его узлов, позволяющая автоматизировать сравнение конструкций;

4 предложена методика учета влияния предварительного сжатия упругого слоя при анализе условий работы РМШ;

5 предложена параметризованная геометрическая модель сферического двуслойного РМШ и конечно-элементная модель упругой втулки;

6 предложен ряд патентоспособных конструкций подвески КМБ.

**Теоретическая и практическая значимость работы.**

Доказана возможность создания общих моделей тяговых приводов и их узлов и алгоритмов поиска новых патентоспособных технических решений тягового привода, не зависящих от конструктивной схемы привода.

Для тягового привода разработаны и запатентованы узлы подвески КМБ при разных типах подвешивания, а также конструкция двухслойного РМШ.

**Методология и методы исследования.** Для решения поставленных задач использованы методы алгоритмизации процессов проектирования, инженерного анализа и изобретательской деятельности, метод математического моделирования

механических систем.

**Положения, выносимые на защиту:**

- методы синтеза новых технических решений механической части тягового привода;
- методы типологизации механической части тяговых приводов локомотивов и классификация - алгоритм синтеза конструкций тяговых приводов;
- методика определения параметризованной модели сферического двуслойного РМШ и конечно-элементная модель упругой втулки;
- классификация подвесок КМБ и алгоритм решений для патентоспособных конструкций узлов в системе САПР.

**Степень достоверности** научных положений, выводов и рекомендаций обеспечивается стендовыми испытаниями, представленными в отчетах Всесоюзного научно-исследовательского тепловозного института (ВНИТИ) и подтверждается получением патентов на конструкции, созданных с помощью предложенной методологии и процедур.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры «Тяговый подвижной состав» РОАТ РУТ (МИИТ) 2019-2023 г.г.; на международной интернет конференции «Современные проблемы железнодорожного транспорта» в 2020 году; на Национальной научно-практической конференции «Цифровые технологии транспорта», посвященной 125-летию РУТ (МИИТ), на IX международной научно-практической конференции «Информационные технологии и инновации на транспорте» г. Орел.

**Структура и объем диссертационной работы.** Диссертация состоит из введения, четырех разделов, выводов по разделам, заключения, списка сокращений и условных обозначений и списка литературы. Работа содержит 145 страниц основного текста, включая 45 рисунков и 10 таблиц. Список литературы содержит 119 наименований.



# 1 МЕРОПРИЯТИЯ ПО ИННОВАЦИОННЫМ ТЕХНИЧЕСКИМ РЕШЕНИЯМ

## 1.1 Создание эффективного метода поиска новых технических решений

Для создания новых технических решений необходим анализ всего процесса проектирования в виде алгоритмов, включая процессы поиска ранее неизвестных решений, а также анализ процессов проектной и исследовательской работы, что отражено в работах О.В. Измерова [2-7].

Под инновационной деятельностью понимается деятельность по созданию таких технических объектов, для которых, с одной стороны, известна принципиальная возможность практической реализации при современном уровне развития науки и технологии, а, с другой стороны, готовые методы проектирования таких объектов еще не созданы [8].

Проектирование, как информационная технология, рассматривалось еще Я. Дитрихом, где проектирование было представлено, как процесс создания проектировщиком полезной информации, необходимой для функционирования образца новой продукции в соответствии с потребностями в ее конкурентоспособности и обеспечения ее производства [9].

Проектирование механизмов представляется как информационная технология, которую можно представить в виде алгоритмической модели. Алгоритмическую модель, в данном случае, можно представить, как процедуру обработки информации начиная от формирования и анализа задания и заканчивая созданием конкурентоспособной продукции.

В процессе проектирования принято выделять три составляющих компонента: изобретательство, инженерный анализ и принятие решений. Причем, в ходе проведения инженерного анализа, полученная информация может быть использована для создания новых изобретений.

На основании анализа литературных источников, посвященных методам проектирования тягового привода локомотива, предлагается определить два основных критерия для выбора общей методологической базы синтеза конструктивных решений механической части тягового привода среди известных на данный момент направлений теории конструирования машин:

- общая методологическая база должна быть основана на результатах анализа процессов проектной и исследовательской работы;
- синтез технических решений должны быть представлен в виде информационной системы, основой которой являются массивы информации и программы ее переработки.

С целью рассмотрения чисто технических аспектов инноваций, относящихся к вопросам конструирования машин, предлагается понимать под технической инновационикой логически последовательную и систематизированную совокупность знаний о новых подходах к созданию технических объектов (в данном случае синтеза механической части тягового привода локомотива), позволяющих получить преимущества перед известными аналогами.

Общую проблемную ситуацию, которую рассматривает техническая инновационика, можно сформулировать следующим образом: при известных методах синтеза технических решений, чем выше степень новизны машины, тем больше трудностей возникает при ее проектировании и внедрении, тем больше ошибок проектирования выявляется при ее освоении производством, и тем выше вероятность, что проект закончится неудачей. Так, в тяговом приводе электропоезда ЭДб, были обнаружены случаи повреждения болтов крепления фланца редуктора к ТЭД, выявленная проблема стала одной из причин затягивания сроков внедрения, в конечном итоге электропоезд не пошел в серийное производство. Процессы, которые порождают проблемную ситуацию, т.е. деятельность при создании новых технических объектов, представленных в виде процессов получения, хранения, передачи и переработки информации [6], являются объектом исследования в технической инновационике. Согласно п. 3.1

ГОСТ 27.001-95 «Технический объект (объект) - любое изделие (элемент, устройство, подсистема, функциональная единица или система), которое можно рассматривать в отдельности... Объект может состоять из технических средств, программных средств или их сочетания и может в частных случаях включать людей, его эксплуатирующих, обслуживающих и/или ремонтирующих» [10].

Исходя из данного определения и конкретизируя его применительно к задаче выявления источников ошибок при проектировании, предлагается понимать под техническим объектом (человеко-машинной системой) в технической инновационнике систему, включающую в себя элементы в виде двигателя, передачи, рабочих инструментов, системы управления и, собственно, человека, которые физически взаимосвязаны путем передачи и преобразования различных видов энергии и тем самым взаимообуславливают свойства друг друга и своих составных частей [2].

В инновационнике на данный момент существуют три основных проблемных направления [6]:

Во первых, проблема непосредственной интеграции изобретательского творчества в процесс проектирования машин и освоения производством машин. К данной проблеме относятся предложенные методы использования инжиниринговых технологий в изобретательском творчестве [2, 11-14], применение которых позволило запатентовать ряд новых технических решений тягового привода [15-38].

Во вторых, проблема повышения эффективности инженерного анализа в период проектирования тягового привода. В частности, использование спектрально-корреляционного анализа для идентификации форм колебаний ТЭД локомотива [39] и определения динамических свойств колебательной системы тягового привода тепловоза 2ТЭ121 [6].

В третьих, проблема принятия решений в условиях недостатка информации, требуемой для создания новой машины. К попытке решения данной проблемы, в частности, можно отнести проведенный исторический анализ логики создания механической части тяговых приводов подвижного состава [40-42].

## 1.2 Анализ динамической системы тягового привода локомотива

Несмотря на наличие большого количества научных публикаций, посвященных вопросам динамики тягового привода, к наиболее значимым из которых можно отнести, [42, 43] и ряд других, задача создания теории динамики тягового привода для общего случая до сих пор не решена, как вследствие большого числа внешних воздействий на привод, меняющихся с развитием транспортных технологий, так и в результате появления новых конструкций привода [44].

На основе анализа испытаний, приведенных в [45, 46], была составлена классификация динамических факторов, действующих на элементы КМБ, представленная в виде сетевой модели (рисунок 1.1).

Классификация содержит три уровня – физические явления, вызывающие динамические нагрузки, виды конкретных проявлений этих физических явлений и группы деталей и узлов, подвергающихся динамическим нагрузкам.

Как видно из рисунка 1.1, строгая типологизация динамических эффектов затруднена вследствие многообразия как причин их появления, так и внешних проявлений. Так, одни и те же процессы, например, динамические моменты в валопроводах при проходе неровностей пути можно рассматривать как случайные стационарные узкополосные процессы, как квазидетерминированные, как нестационарные процессы (одиночные удары), как случайные квазипериодические и т.п. Как показывает практика, степень корректности принятой модели динамического процесса в конечном итоге определяется сугубо утилитарными соображениями, а именно возможностью на основе этой модели в процессе стендовых ресурсных испытаний узлов, определяющих показатели надежности и долговечности работы привода в целом, воспроизвести их повреждаемость, соответствующую повреждаемости в реальных эксплуатационных условиях, чтобы прогнозировать технико-экономические

показатели локомотива в целом (издержки эксплуатации, техническую готовность, вероятность внезапных отказов и т.п.). Это свидетельствует о невозможности использования в экспертной системе критериев оценки, не связанных прямо или косвенно с конструкцией узлов и деталей и условиями их повреждаемости [44].

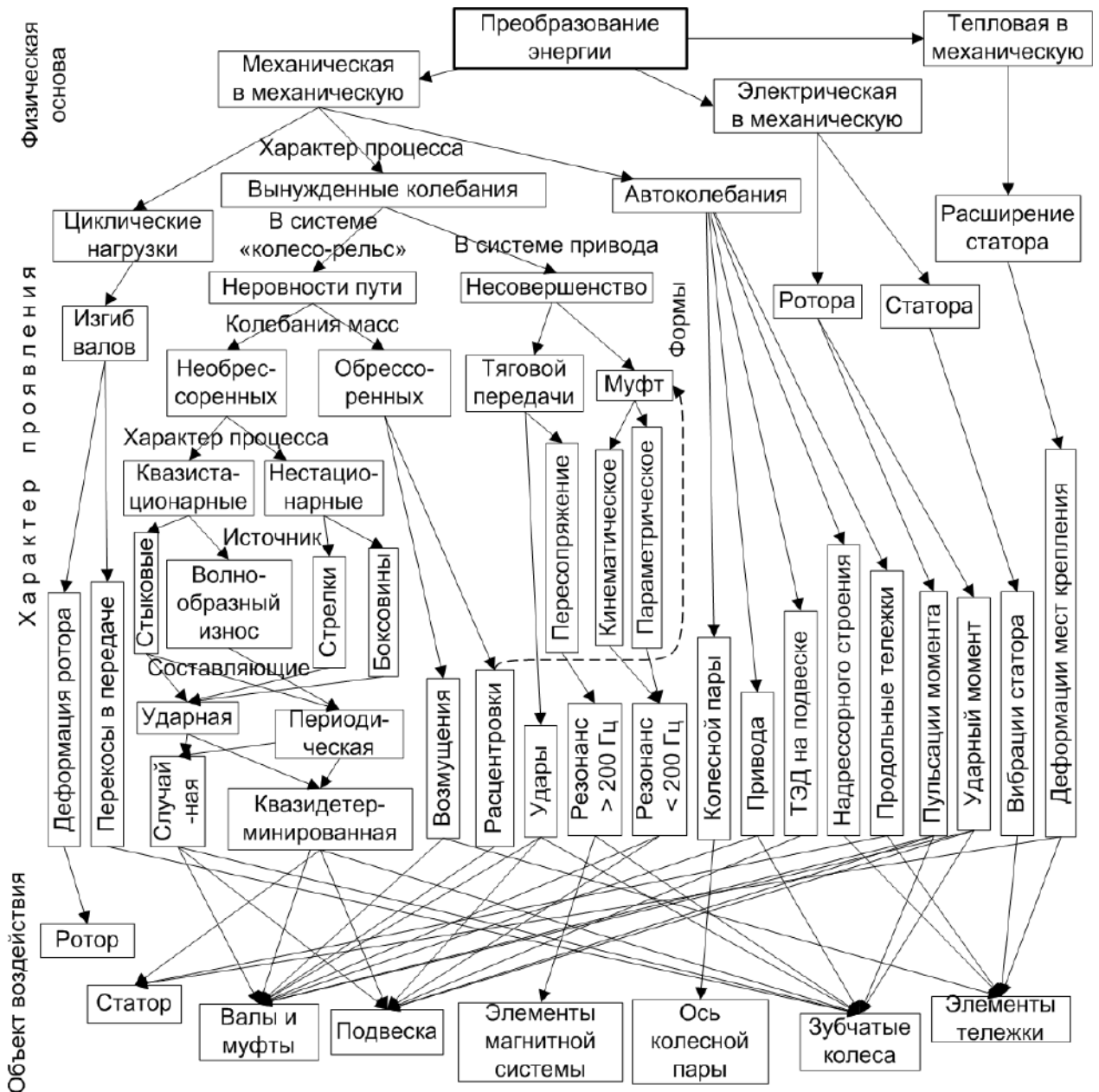
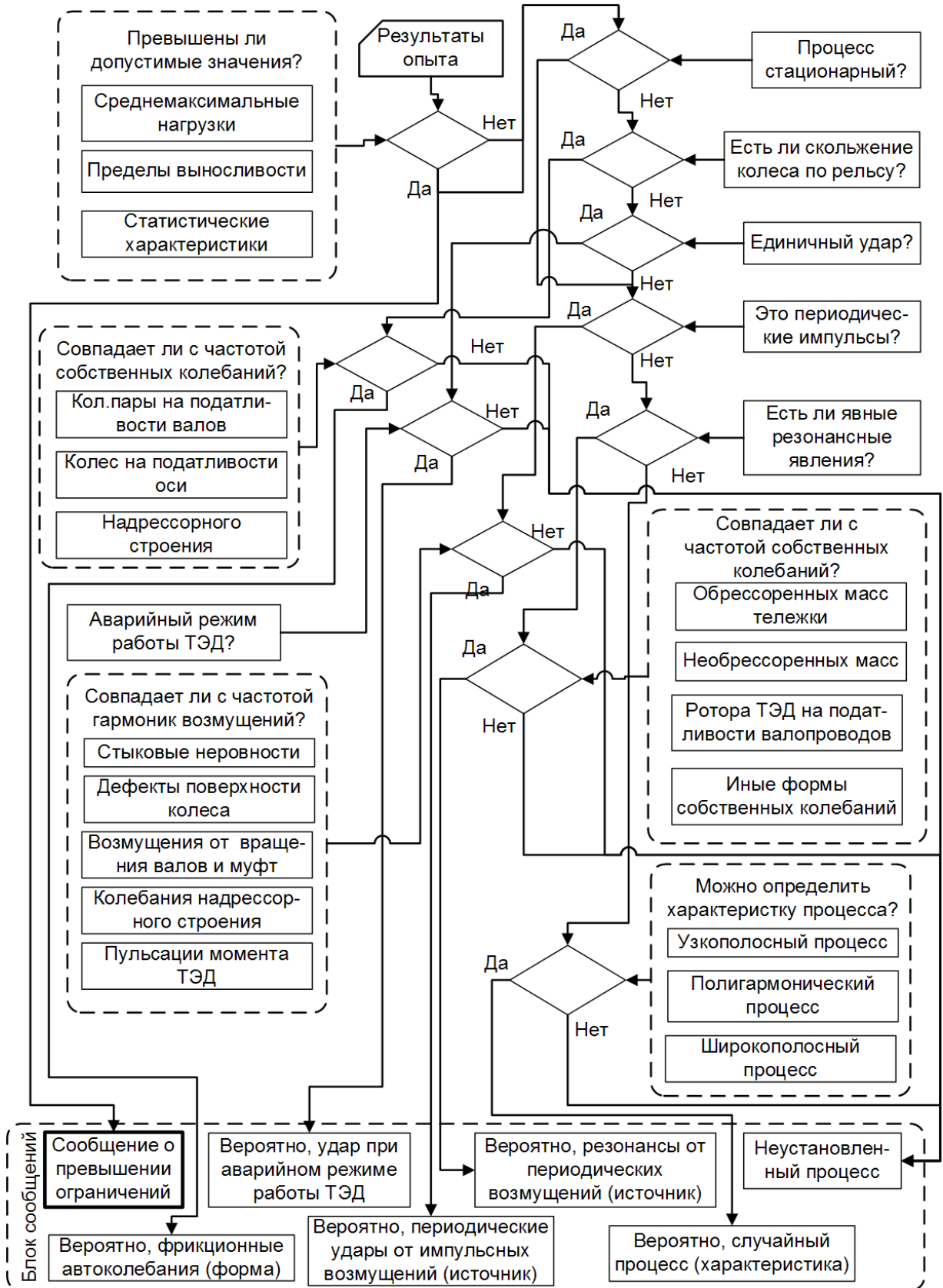


Рисунок 1.1 – Классификация динамических воздействий на тяговый привод

Как показывает практика создания и доводки тяговых приводов, повреждаемость элементов их конструкции обычно вызвана факторами,

обусловленными передачей энергии от его источника повреждаемому элементу. Так, разрушение корда резинокордной муфты может быть вызвано взаимным трением кордных нитей, которые вызваны их циклическими перемещениями при одновременной угловой деформации муфты и вращении ее, что, в свою очередь, вызвано движением локомотива вследствие превращения электрической или тепловой энергии в механическую и передаче ее колесам для создания тяги. Повреждаемость от иных внешних воздействий (влажность, температура окружающего воздуха и т.п.) вне связи с процессами передачи энергии обычно вызвана ошибками при проектировании, дефектами изготовления и ремонта или стихийными бедствиями (попадание в снежные лавины и т.п.), что не должно влиять на выбор конструктивного варианта. Из этого следует принципиальная возможность создания единой системы формализованных описаний повреждаемости узлов тягового привода, возникающей вследствие различных причин (усталостное выкрашивание, усталостные трещины в деталях, износ корда, термодеструкция резины, изменение состава масла в редукторе от выделяющегося тепла и накопления продуктов износа и т.п.), основанной на описании процессов взаимодействия при передаче энергии [44].

Наличие общей физической основы процессов повреждаемости привода, в свою очередь, дает основание для вывода о возможности алгоритмизации процессов анализа результатов исследований динамики тягового привода, что ранее рассматривалось как чисто творческий процесс. В качестве примера, подтверждающего этот вывод, на основе классификации (рисунок 1.1), предложен упрощенный алгоритм (рисунок 1.2) процедуры анализа исследователем динамической составляющей крутящего момента в валопроводах тягового привода локомотива с одноступенчатым рессорным подвешиванием, опорно-рамным тяговым электродвигателем (ТЭД) и осевым редуктором, связанным с ротором ТЭД передаточным механизмом с компенсирующими муфтами, при движении по участку возможной эксплуатации [44].



**Рисунок 1.2 – Вариант создания гипотез о характере процессов для крутящего момента в тяговом приводе при опорно-рамным подвешивании ТЭД и осевым редуктором**

Алгоритм является разветвляющимся, и его выполнение инициируется получением массива информации для обработки (результаты опыта), и завершается генерацией сообщений для исследователя.

Сам алгоритм основан на последовательной проверке гипотез соответствия характера записанного процесса формальным критериям. Как показано на рисунке 1.2, гипотезы представлены в виде вопросов к исследователю, что облегчает составление и отладку таких алгоритмов применительно к различным конструкциям тяговых приводов и задач по их исследованию и доводке [45].

В первую очередь производится проверка на превышение предельно допустимых значений для исследуемой величины (например, динамического момента в валопроводах). При превышении допустимых значений формируется соответствующее сообщение для исследователя, что позволяет, например, при экспресс-анализе, принимать оперативное решение об изменении программы испытаний [44].

Независимо от факта превышения допустимых параметров далее проводится анализ процесса, в ходе которого проверяются следующие гипотезы:

- стационарность процесса (путем сравнения ряда реализаций за время замера);
- наличие скольжения колеса по рельсу (путем сравнения частоты вращения колесных пар локомотива и вагон-лаборатории с поправкой на разность диаметров колес);
- наличие существенных резонансных усилений при изменении частоты возмущающей силы (по изменению средней амплитуды основной гармонической составляющей квазистационарных процессов);
- соответствие частот, составляющих процесса (или появления импульсов) расчетным частотам гармоник возможных возмущающих сил или времени появления импульсов возмущающих сил [44].

На основании этого анализа формируются сообщения о вероятных причинах наблюдаемых процессов, а также, если наблюдаемый процесс не соответствует известным признакам – о наличии неустановленного процесса.



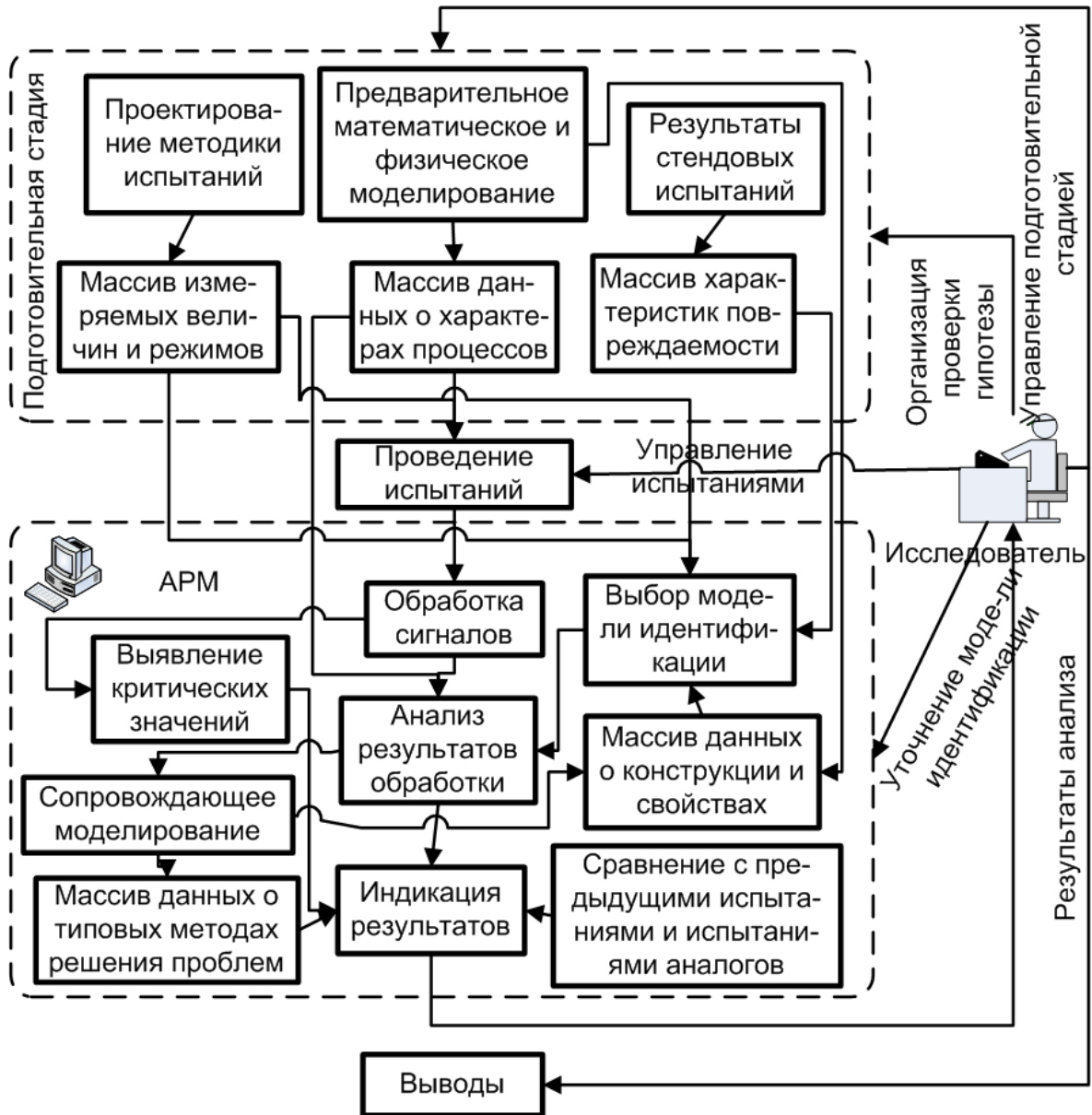
Как следует из вышеизложенного, достоверность и полнота выводов, полученных в результате реализации процедуры анализа рисунка 1.2, определяется точностью и адекватностью логической модели, принятой для описания динамических процессов в тяговом приводе. Известно, что динамические процессы, наблюдаемые в узлах и деталях КМБ, включают в себя почти все многообразие видов динамических процессов, и обычно представляют собой совокупность нескольких разнородных процессов, вызванных взаимодействием нескольких возмущающих факторов. Кроме того, постоянное изменение характера внешних воздействий из-за изменения состояния пути и развития технологий его ремонта, а также появления новых конструкций тягового привода ведет к изменению характера динамических процессов. Таким образом, результаты автоматизированного анализа имеет смысл рассматривать, как гипотезы о возможном характере процесса, представляемые исследователю для последующей проверки [44].

Поскольку вопросы технической реализации средств компьютеризации эксперимента к настоящему времени подробно освещены в технической литературе [47, 48] и др., то остановимся на вопросах общей архитектуры аналитического комплекса.

Предлагаемая структура комплекса показана на рисунке 1.3.

Функционирование комплекса обеспечивается подготовительной стадией работ, при которой производится проектирование методики испытаний на основе алгоритмов, в которой, в частности, определяется массив измеряемых величин и режимов работы. Массив данных о характерах процессов формируется на основе предварительного математического и физического моделирования тягового привода. Результаты стендовых испытаний узлов и деталей привода позволяют сформировать массив данных о характере повреждаемости узлов и деталей, критических значениях параметров динамического нагружения, методах обработки данных, позволяющие получить оценки динамической нагруженности, соответствующих характеру разрушения (для подшипников – распределение мгновенных значений динамической нагрузки, для компенсирующих муфт –

распределение амплитуд динамических нагрузок и статических значений несоосности и перекося валов и т.п.) [44].



**Рисунок 1.3 – Предлагаемая структура комплекса анализа результатов испытаний тягового привода**

Результаты испытаний оперативно передаются в комплекс анализа (АРМ исследователя), который производит выбор моделей идентификации результатов опыта, и, помимо представления исследователю массива обработанных данных в виде графиков, и диаграмм, формирует следующие результаты экспресс-анализа:

- информацию о превышении заданных предельных величин показателей динамической нагруженности привода;
- гипотезы о характере исследуемых процессов и причинах возникновения максимальных нагрузок в нем;
- возможные варианты решения обнаруженных проблем [44].

Кроме того, комплекс анализа формирует для исследователя справку о результатах сравнения данных текущего опыта с результатами ранее проводившихся испытаний тягового привода и/или его аналогов.

Практическая реализация предлагаемого комплекса анализа требует, помимо дальнейшего создания алгоритмов процедур идентификации динамических явлений, развития технической и методологической базы для подготовительной стадии испытаний, поскольку степень корректности гипотез, предлагаемых автоматизированной системой, зависит от полноты и корректности прогнозных данных о характере процессов, полученных моделированием, которое должно быть как математическим, так и физическим (математическая модель не может воспроизвести всю совокупность физических явлений) [44].

### **1.3 Выводы по разделу 1**

1 На данный момент не существует единой и общепринятой теории поиска новых решений при создании механизмов и машин, поэтому имеется необходимость создания новых методов эффективного поиска патентоспособных конструкций тяговых приводов, поскольку попытки некритического использования ведут к существенному усложнению технологии изготовления тягового привода и удорожанию производства, ремонта и обслуживания.

2 Предложена классификация динамических воздействий на тяговый привод локомотива, действующих на элементы КМБ, представленная в виде сетевой модели и содержащая три уровня – физические явления, вызывающие

динамические нагрузки, виды конкретных проявлений этих физических явлений и группы деталей и узлов, подвергающихся динамическим нагрузкам.

3 Предложен разветвляющийся алгоритм автоматического формирования гипотез о характере динамических процессов в тяговом приводе локомотива, для получения массива информации обработки результатов опыта с целью генераций сообщений для исследователя.

4 Рассмотрена методологическая основа оптимизации динамических свойств тягового привода и установлено, что в качестве цели решения задачи оптимизации динамических свойств тягового привода имеет смысл принимать не достижение минимального или максимального значения величины, а получение оценок динамических свойств, указывающих на возможность практической реализации тягового привода при заданной совокупности технических требований.

## **2 КЛАССИФИКАЦИЯ УЗЛОВ ПОДВЕСОК ТЯГОВОГО ПРИВОДА ЛОКОМОТИВА**

### **2.1 Тяговый привод как объект классификации**

Выбор тягового привода в качестве примера для создания классификации узлов подвески КМБ обусловлен следующими особенностями:

- тяговый привод включает в себя разнообразные узлы и детали машин, что требует при классификации знаний различных машиностроительных конструкций;

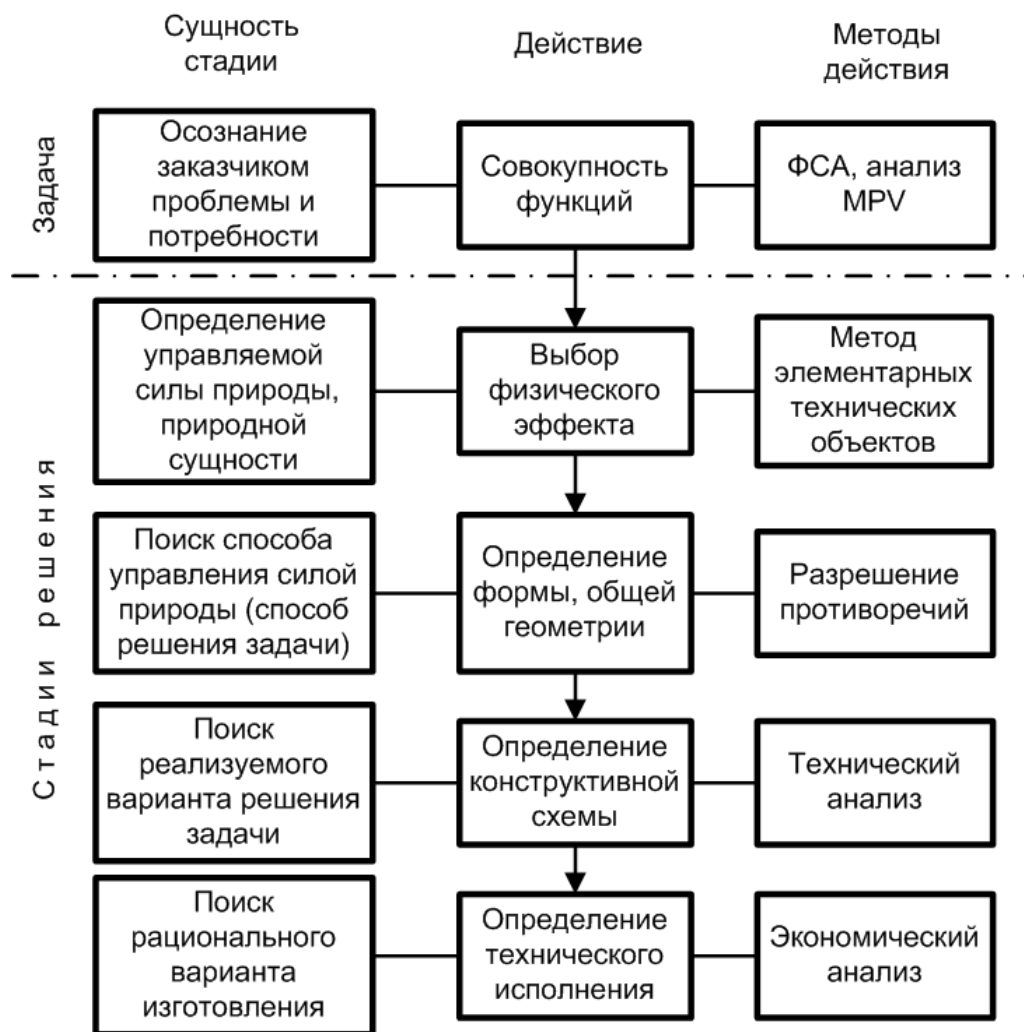
- тяговый привод работает в условиях сложной комбинации разнообразных воздействий, в связи с чем динамические свойства привода необходимо отражать в классификации помимо чисто внешних отличительных признаков;

- к настоящему моменту известно большое количество конструкций тягового привода, что позволяет составлять сложные многоуровневые классификации.

Следовательно, тяговый привод является одним из наиболее удобных технических объектов для рассмотрения современных методов классификации машин и их узлов.

Логично предположить, что процесс перехода от общей совокупности объектов, относящихся к основанию классификации, к конкретной конструкции тягового привода аналогичен процессу последовательного выбора при проектировании. В работе [2] О.В. Измеровым была предложена схема процесса проектирования в виде ряда уровней выбора решения (рисунок 2.1).

На уровне формулировки задачи будущий технический объект описывается, как совокупность функций, исходя из осознания заказчиком имеющейся у него проблемы и формулировки потребности.



**Рисунок 2.1 – Схема процесса проектирования технических объектов в виде уровней выбора решений**

На этом уровне технический объект представлен полностью абстрагированным от материальной основы – вещества и энергии и его описание, таким образом, определяет *все возможные объекты* такого рода, которые могут быть созданы в соответствии с известными законами природы, взаимодействующие с путевой структурой, с целью приведения рельсового экипажа в движение.

Последующие уровни – стадии решения задачи, по существу, описывают деление общей совокупности возможных объектов на классы и подклассы, между которыми делает выбор конструктор.

Самая первая стадия решения, на которой в описании объекта появляется информация о его материальной основе – это *выбор природного явления*

(например, физического эффекта), основы физического взаимодействия материальных тел, с помощью которого могут быть реализованы требуемые функции машины. Например, для создания тягового привода мы выбираем следующий эффект – на проводник тока, находящийся в магнитном поле, действует сила Ампера.

Следующая стадия решения задачи – это выбор *практического способа использования природного явления*. Результат этого выбора – описание вещественной структуры, абстрагированной от тех свойств составляющих его объектов, которые не влияют непосредственно на характер явления.

Следующий уровень решения задачи при проектировании машины – это *выбор конструктивной схемы, то есть, составление описания машины*. Один и тот же метод, выбранного на предыдущем этапе, дает несколько вариантов конструктивных схем.

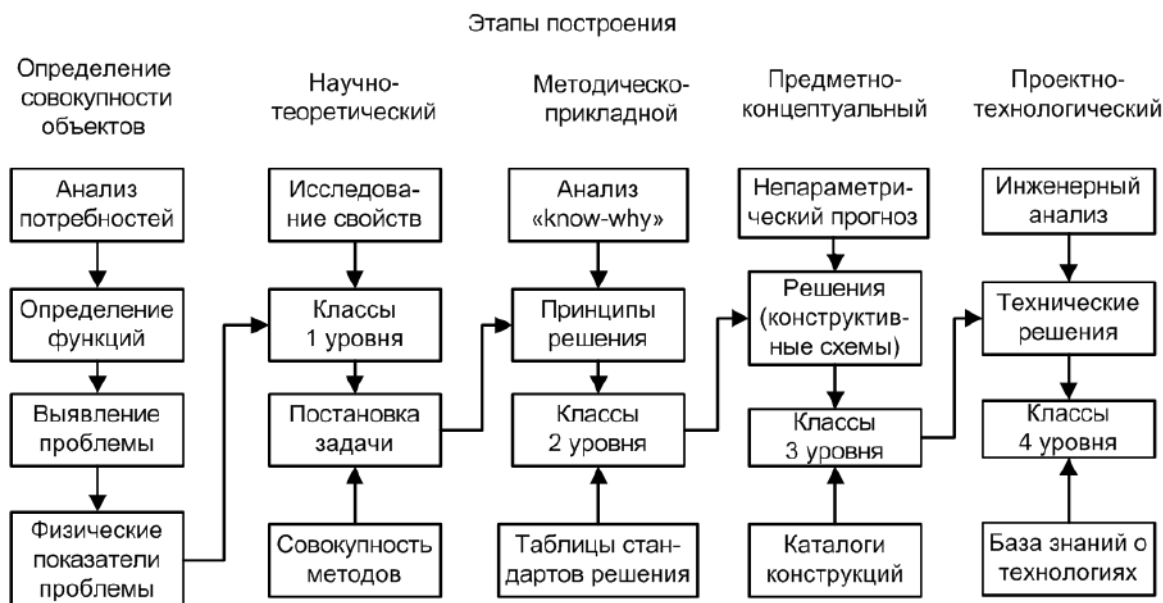
Наконец, завершающий уровень выбора при решении задачи – это *выбор между вариантами технологической реализации машины*.

Рассмотренные выше схемы процессов проектирования технических объектов дают основания рассматривать указанную последовательность этапов в качестве основы для универсального алгоритма типологизации технических объектов.

Схема универсального алгоритма процесса классификации технических объектов показана на рисунке 2.2.

Процесс типологизации можно разделить на четыре основных этапа.

На первом этапе производится определение совокупности объектов, имеющих наибольшее практическое значение. На основе анализа потребностей, определяется перечень основных функций тягового привода, как основной критерий отнесения к приводам той или иной конструкции, а также выявляются проблемы, в основе которых лежат противоречия между требованиями к приводу и возможностями их реализации.



**Рисунок 2.2 – Универсальный алгоритм построения классификации технических объектов**

Из совокупности проблем выявляются наиболее приоритетные с точки зрения составителя (например, соотношение обрессоренных и необрессоренных масс).

Второй этап, который носит характер научно-теоретического, на основе различия показателей решения приоритетных проблем привода определяется число классов первого уровня, их характеристика и критерии отнесения к ним конструкций (для рассматриваемого примера – полностью обрессоренный привод, полностью необрессоренный и частично обрессоренный). На основании ранее полученных результатов исследований свойств приводов производится постановка задачи - конструктивно обеспечить свойства той или иной группы первого уровня.

Третий этап является методическо-прикладным, поскольку на этом этапе по результатам анализа логики конструкторских решений (анализ «know why») производится поиск подходящих методов (принципов) решения задач, сформулированных на предыдущем этапе. Эти принципы используются в качестве критериев второго уровня. Поиск принципов решения не ограничивается выявлением их в известных конструкциях, составитель ставит вопрос: «Какими



способами можно реализовать заданное свойство привода?» Попытка ответа на этот вопрос может приводить к появлению новых семейств тяговых приводов.

На четвертом этапе, находятся результаты решения задач, на основе принципов, определенных на предыдущем уровне. Результаты решения представляют собой конструктивные схемы с определенной геометрической конфигурацией и используются в качестве критериев третьего уровня (разделение точек подвеса дает опорно-осевую схему привода, разделение передачи и ТЭД – схему с осевым редуктором и т.п.). В число этих результатов могут быть включены, помимо известных, гипотетические возможные схемы, определенные методами непараметрического прогнозирования [3]. Эти схемы позволяют сформулировать задачи, каким образом они могут быть реализованы в конкретных конструкциях.

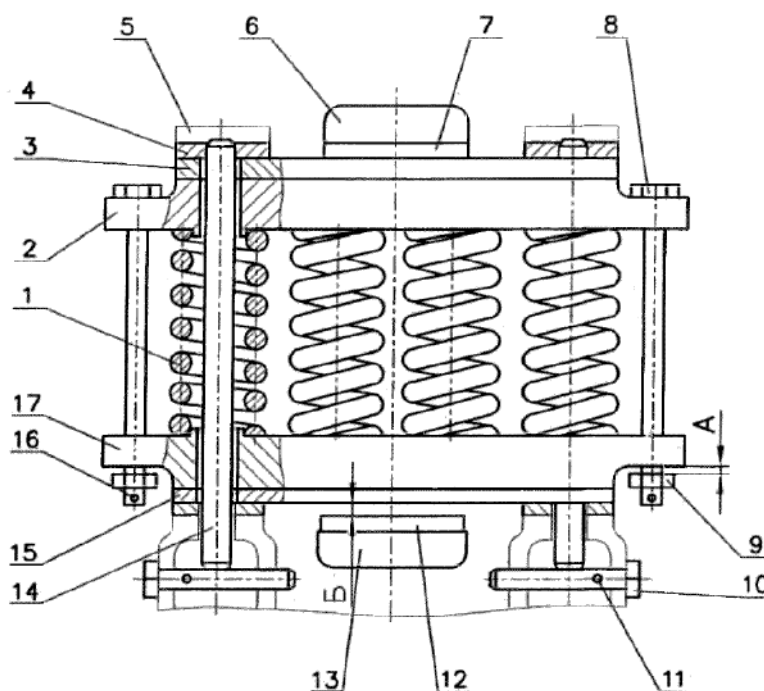
На пятом этапе, результаты решения задачи проектирования на основе конструктивных схем, полученных на предыдущем уровне (с использованием каталогов решений и результатов ранее проведенного инженерного анализа), группируются по признакам типичных вариантов исполнений. При этом на основе каталогов и справочных данных изучается вопрос, какие еще технические решения имеют свойства, позволяющие использовать их в качестве частей привода, и что препятствует их использованию. В ходе этого поиска могут возникать патентоспособные решения.

## **2.2 Обзор конструкций узлов крепления тягового электродвигателя**

### **2.2.1 Траверсная подвеска**

Траверсная подвеска грузового тепловоза 2ТЭ25КМ (рисунок 2.3), является унифицированной конструкцией бесчелюстной тележки тепловоза и является

модификацией траверсного подвешивания четырехполюсного ТЭД тепловоза RS-1 фирмы ALCO (США), производства 1941-1953 г.



1 - пружина; 2, 17 - обоймы; 3, 4, 7, 12, 15 - накладки; 5 - кронштейн подвески на раме тележки; 6 - носик верхний ТЭД; 8 - болт;  
 11, 16 - шплинты; 9 - гайка; 10 - валик; 13 - носик нижний ТЭД;  
 14 - стержень;  
 А - зазор между обоймой и гайкой; В - зазор между накладками нижней обоймы и нижнего носика

**Рисунок 2.3 – Пружинная подвеска ТЭД тепловоза 2ТЭ25К**

Изначально тепловозы серии RS-1 имели осевую нагрузку значительно выше отечественных локомотивов (28 т) и были рассчитаны на паспортную осевую силу тяги 45 кН, вследствие чего, для отечественных тепловозов ТЭ1 и ТЭ2, подвеска имела значительные запасы по прочности деталей и у конструкторов не было видимых причин для ее конструктивных изменений при разработке первого массового отечественного локомотива ТЭ3.

Конструкция подвески представляет собой пакет из четырех пружин с устройством реверса, в результате чего при любом направлении нагрузки пружины работают на сжатие. Компенсация поперечных и угловых перемещений ТЭД относительно кронштейна подвески обеспечивается за счет скольжения носиков ТЭД по обоймам. Между носиками ТЭД и обоймами должен быть

обеспечен гарантированный зазор для обеспечения равномерной передачи усилий на правую и левую стороны кронштейна подвески. Несоблюдение этого требования может привести в эксплуатации к обрыву кронштейна подвески из-за неравномерного распределения нагрузки.

К достоинствам пружинной траверсной подвески относится простота, легкость освоения производством на отечественных предприятиях, минимальные требования к модернизации эксплуатационной базы на уровне депо. Конструкция подвески позволяла обеспечить значительные запасы прочности деталей, исходя из усилий тяги, реализуемых большинством тепловозов отечественных железных дорог с диаметром колеса 1050 мм.

К недостаткам подвески относится следующее:

1 Наличие трущихся поверхности выполненных открытыми, что вызывает загрязнение их пылью, в т.ч. от тормозных колодок и попадание влаги, которое ведет к образованию коррозии и в дальнейшем к значительному износу накладок. Так же износу способствует неравномерное контактное давление из-за отсутствия самоустановки накладок. Кроме того, возникает износ концевых витков пружин и обойм в месте их контакта. К 60-м годам данное явление рассматривается, как проблема, и на железных дорогах США. Так, в течение 1961 г. на маневровых тепловозах железных дорог Миссури – Тихоокеанская произошло 18 повреждений носиков ТЭД с пружинной траверсой. Отмечено истирание обойм. По этой причине дорогой было начато внедрение резинометаллической траверсы «Lord», обеспечившей срок службы 4 года и пробег до 960 тыс. км.

2 Наличие зазора между накладками и значительного преднатяга пружин ведет к тому, что траверса играет роль амортизатора только при больших динамических нагрузках, при этом вследствие зазора в траверсе возникают удары. Как показали исследования, проведенные Всероссийским научно-исследовательским и конструкторско-технологическим институтом подвижного состава (ВНИКТИ), данная конструкция не позволяет добиться ощутимого улучшения динамических свойств КМБ. Согласно [47] были испытаны три варианта подвески – с преднатягом 40 кН и жесткостью 4 кН/мм, преднатягом

10 кН и жесткостью 2,3 кН/мм, и с резиновыми элементами жесткостью 1 кН/мм. Как было отмечено в [49], «При подвешивании двигателя на мягких пружинах и резиновых пакетах описанный выше характер его колебаний, а также величины перемещений, ускорений и динамические усилия в зубьях передачи не изменились». В [50] для подвески без преднатяга, с жесткостью 4 кН/мм, было отмечено максимальное динамическое усилие 77 кН. В [49] для улучшения динамических свойств КМБ было предложено применить упругое зубчатое колесо (УЗК).

3 При боксовании возможны автоколебания ТЭД на подвеске, согласно [51], при этом был обнаружен динамический момент в 2,3...2,5 раза выше расчетного момента по сцеплению при коэффициенте сцепления 0,33. Это соответствует суммарному воздействию со стороны ТЭД порядка 120 кН, при этом, при преднатяге 40 кН и жесткости 4 кН/мм, прогиб пружин подвески должен составить 20 мм, что вызывает опасность замыкания витков пружин и возникновения ударных нагрузок, значительно превышающих расчетные нагрузки на подвеску.

Таким образом, основные проблемы, связанные с применением пружинной траверсной подвески на отечественных тепловозах, можно сформулировать следующим образом:

- учитывая то, что в настоящее время на магистральных отечественных тепловозах с диаметром колеса 1050 мм используется в основном тяговый привод с упругим зубчатым колесом (2ТЭ10М, 2ТЭ116 и др.), обеспечивающим амортизацию динамических нагрузок независимо от жесткости подвески, дальнейшее развитие конструкции пружинной подвески с целью повышения ее эксплуатационных свойств нецелесообразно;

- необходимо создание подвески с другой конструктивной схемой, позволяющей массовую замену пружинной траверсной подвески на ранее выпущенных локомотивах при внесении минимальных изменений в конструкцию.

### 2.2.2 Маятниковая подвеска

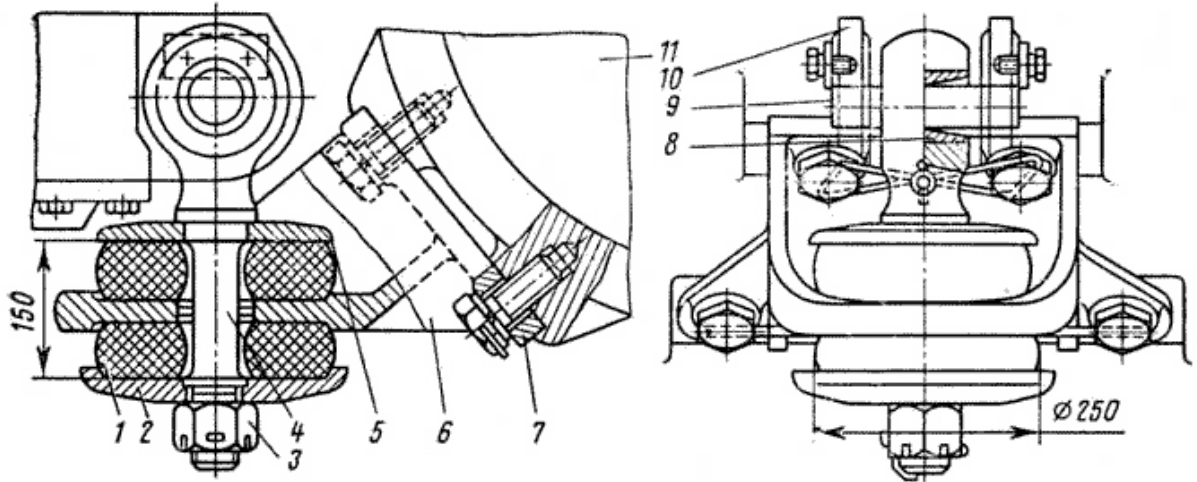
На отечественных электровозах, после попыток применения в аналогичной подвеске резинометаллических упругих элементов, во время перехода с четырехполюсных на шестиполюсные ТЭД с круглым остовом была внедрена маятниковая подвеска (рисунок 2.4). Конструкция данной подвески является существенной переработкой конструкции подвески поставленных в СССР грузовых электровозов серии Ф фирмы Альстом [52], и в настоящее время она применяется на большей части грузовых электровозов парка Российских железных дорог (РЖД).

Однако на тепловозах ее внедрение было затруднено сложностью компоновки в приводе с четырехполюсными ТЭД с восьмигранным остовом и диаметром колеса 1050, а не 1250 мм (вследствие чего нельзя разместить часть кронштейна ТЭД под остовом) и расположением поперечной балки рамы выше и ближе к ТЭД. Вследствие этого в Минтяжмаше была поставлена задача создания варианта модернизации подвески ТЭД с возможностью компоновки ее в применяемых челюстных и бесчелюстных тележках тепловозов с опорно-осевым приводом, оборудованным упругим самоустанавливающимся зубчатым колесом УСЗК (что делало некритичным упруго-диссипативные характеристики подвески).

Данная подвеска имеет более высокую долговечность по сравнению с пружинной, обеспечивая пробег до заводского ремонта электровоза, она имеет изнашивающиеся элементы в виде втулки и валика. В связи с этим в последнее время предпринимаются попытки замены ее шарнирной подвеской с двумя сферическими РМШ, как на электровозах с асинхронными ТЭД (2ЭС10), так и коллекторными, в частности на электровозе 2ЭС6 (рисунок 2.5) [53].

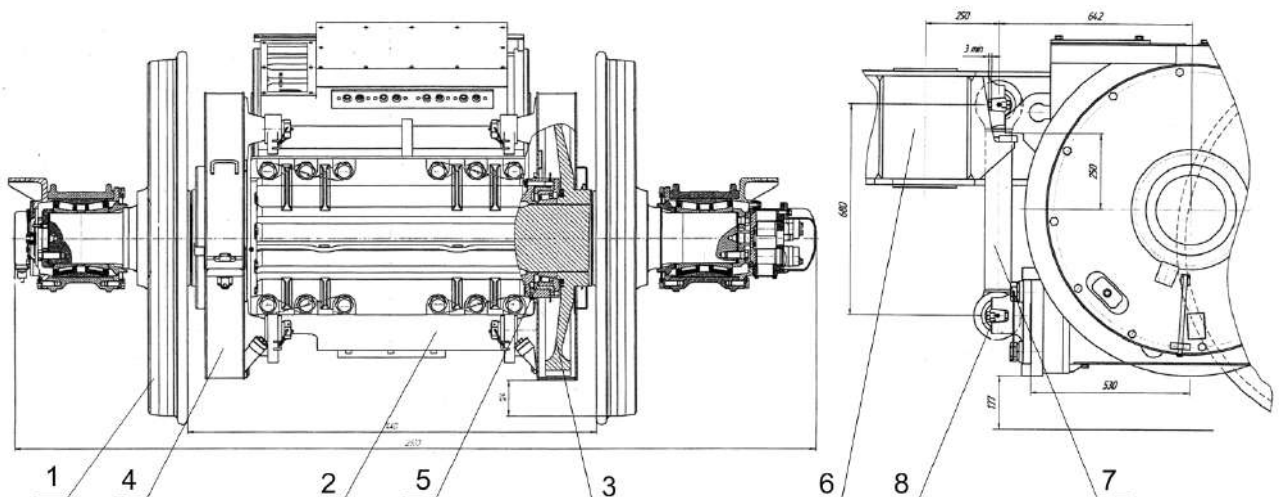
Шарнирная подвеска не содержит трущихся пар, ее сборка и монтаж имеет меньшую трудоемкость по сравнению с маятниковой, сферические РМШ имеют

меньшие габариты, чем плоские амортизаторы маятниковой подвески, что упрощает компоновку ее на тележке.



1 - резиновые шайбы; 2 и 5 - стальные шайбы; 3 - гайка; 4 - подвеска; 6 - кронштейн ТЭД;  
7 - болты; 8 - втулка; 9 - валик; 10 - кронштейн рамы тележки; 11 - остов ТЭД  
**Рисунок 2.4 – Маятниковое подвешивание ТЭД отечественных электровозов**

В то же время при эксплуатации шарнирной подвески были выявлены проблемы. Как указано в [54], в 2015 году повреждения кожухов зубчатой передачи и поводков подвески ТЭД составили более 40% от общего числа повреждений механического оборудования электровоза 2ЭС6.



1 - колесная пара; 2 - ТЭД; 3 – зубчатая передача; 4 – кожух зубчатой передачи;  
5 – моторно-осевой подшипник; 6 – рама тележки; 7 – тяга подвески;  
8 – сферический РМШ

**Рисунок 2.5 – Тяговый привод электровоза 2ЭС6**

На указанном электровозе наблюдались случаи выхода из строя подвески (выдавливания резины из шарниров и излом поводка подвески, приведший к крушению поезда на участке Называевская – Омск [55]), Неблагоприятное воздействие сил, возникающих при перемещении ТЭД, на условия взаимодействия колеса с рельсом и на работу КМБ в целом, отмечены в [56].

Для решения данной проблемы в [55] было предложено использовать пневмоэлементы, что, учитывая расположение последних вблизи путевой структуры, трудно рассматривать в качестве рационального решения из-за возможности повреждения самих пневмоэлементов и шлангов подачи воздуха летящими камнями балласта, костылями, выдернутыми из шпал при разрушении деревянных шпал в зоне стыков, наледями на пути и образованием льда на самой экипажной части в зоне ТЭД, подверженной интенсивному воздействию ледяной пыли, поднятой воздушным потоком при прохождении воздуха.

В [54] предложено заменить нижний сферический амортизатор на комплект в виде двух плоских резиновых шайб, а в [57] – также заменить верхний сферический амортизатор на плоские рессоры. Однако практическая реализация данных рекомендаций затруднена тем, что при существующей конструкции кронштейна разместить плоские резиновые шайбы диаметром 250 мм от уже апробированной в эксплуатации маятниковой подвески невозможно.

В отличие от тепловозов, для которых проведение исследований двухшарнирной подвески и других подвесок ТЭД было обусловлено сложностью замены пружинной подвески в ограниченных габаритах тележки (что, в свою очередь, было вызвано меньшим диаметром колес тепловозов и применением четырехполюсных коллекторных ТЭД с квадратным остовом), маятниковая электровозов длительное время являлась узлом с достаточной долговечностью работы. Это привело к недостаточной изученности характера работы подвески ТЭД электровоза и отсутствию рекомендаций по ее проектированию, в частности, по выбору ее продольной жесткости, обеспечивающих требуемые эксплуатационные.

Жесткость упругих элементов подвески коллекторных ТЭД при жесткой зубчатой передаче колеблется от 3 кН/мм для пружинных подвесок отечественных электровозов ВЛ8 и ВЛ60 [58] до 6-10 кН/мм для маятниковой подвески электровоза ВЛ85. Для траверсной подвески тепловозов с пружинными и резинометаллическими элементами жесткость элементов находится в пределах 3-4 кН/мм.

Данные о радиальной жесткости сферического РМШ электровоза 2ЭС6, приведенные в разных источниках, противоречивы. Согласно [54], жесткость шарнира составляет 265 кН/мм, в то время как согласно [59], она равна 92 кН/мм, а жесткость сходных по размеру зарубежных РМШ различных производителей находится в диапазоне 60-90 кН/мм. Исходя из этих данных, а также из данных жесткости подвески со сферическими РМШ, изготовленной ВНИКТИ для тепловоза с диаметром колес 1250 мм, можно считать, что жесткость двухшарнирных подвесок с однослойными сферическими РМШ в силу прочностных и технологических условий будет составлять 45-95 кН/мм, что на порядок выше, чем у пружинных и маятниковых подвесок.

На этом основании можно сделать вывод, что шарнирные и упругие подвески отличаются друг от друга набором базовых функций. Функцией упругой подвески является защита рамы тележки от колебаний необрессоренных масс привода, в то время как шарнирные подвески применяются тогда, когда динамические усилия, воздействующие на раму тележки при колебаниях необрессоренным масс привода во время движения, не являются определяющими с точки зрения прочности и долговечности подвески и рамы тележки. Данное обстоятельство позволяет отказаться от формально – эмпирического подхода при выборе типа подвески на основании стихийно складывающихся тенденций применения того или иного решения в зарубежной практике, и принять в качестве научно обоснованного критерия выбора шарнирной подвески условие «продольные динамические нагрузки при движении по неровностям пути не являются определяющими прочностью и долговечностью конструкции».



Основными видами возмущений, воздействующих на необрессоренные массы опорно-осевого привода, по результатам ранее проведенных исследований, можно считать узкополосные случайные возмущения на участках с волнообразным износом рельс с частотой, близкой к частоте собственных колебаний необрессоренных масс на упругом основании пути, и удары при прохождении стыков рельсовых звеньев.

Согласно результатам экспериментальных исследований [39, 59-64], частота колебаний необрессоренной массы КМБ на упругом основании пути при движении по неровностям пути находится в диапазоне 28-40 Гц. В [42] частота собственных колебаний необрессоренных масс на упругом основании пути для ТЭД НБ-418К оценена в 26 Гц для летних условий и 30 Гц для зимних. Таким образом, для защиты рамы тележки от воздействия данных колебаний при проезде участков с волнообразным износом, расчетная частота собственных колебаний ТЭД на упругой подвеске ( $f_c$ ) по низшей форме должна выбираться из тех же соображений, что и частота собственных колебаний ротора ТЭД в приводе с осевым редуктором, то есть, не выше 8-10 Гц. Для резиновых амортизаторов, исходя из возможного технологического разброса твердости резины, повышения жесткости амортизаторов при динамической нагрузке и при низкой температуре, расчетную частоту собственных колебаний имеет выбрать из условия  $f_c < 8$  Гц. Требуемая жесткость подвески может быть определена по указанной предельной частоте колебаний  $f_c$  и массе КМБ, приведенной к точке подвешивания  $m_{пр}$ . Исходя из наличия технологического разброса жесткости резинометаллических элементов, погрешностей экспериментальных оценок частоты колебаний на упругом основании пути, а также возможности делать жесткость подвески ниже максимально допустимой, предлагается использовать ряд допущений:

- рассматривается безударный режим работы зубчатой передачи;
- отсутствует проскальзывание колеса по рельсу;
- радиус делительной окружности малого зубчатого колеса полагается пренебрежимо малым по сравнению с централью тяговой передачи;

- ось колесной пары, ось ротора ТЭД и точка соединения ТЭД с подвеской находятся на одной линии, параллельной рельсам.

С учетом этих допущений предельная жесткость подвески  $k_{\Pi}$  по условию защиты от воздействия волнообразного износа приближенно составит:

$$k_{\Pi} = 4\pi^2 f_c^2 m_{\text{пр}} = 4\pi^2 f_c^2 \left[ m_{\text{ТЭД}} \left( \frac{c-a}{c} \right)^2 + \frac{I_c}{c^2} + \frac{I_p}{r_{\text{ш}}^2} \left( \frac{c-a}{c} \right)^2 \right], \quad (2.1)$$

где  $m_{\text{ТЭД}}$  – масса ТЭД;

$c$  – расстояние от оси колесной пары до точки подвеса;

$a$  – расстояние от вала ТЭД до точки подвеса;

$I_c$  – момент инерции статора ТЭД;

$I_p$  – момент инерции ротора ТЭД;

$r_{\text{ш}}$  – радиус малого зубчатого колеса тяговой передачи.

Исходя из типичных значений для привода электровоза с коллекторными ТЭД и размеров передачи 2ЭС6, примем  $f_c = 8$  Гц,  $m_{\text{ТЭД}} = 5200$  кг,  $I_c = 2100$  кг\*м<sup>2</sup>;  $I_p = 75$  кг\*м<sup>2</sup>;  $c = 1,26$  м;  $a = 0,64$  м;  $r_{\text{ш}} = 0,1375$  м. В этом случае  $k_{\Pi} = 9$  кН/мм, что близко к максимальному расчетному значению подвески электровоза ВЛ85.

При проезде рельсового стыка происходит удар, вызванный мгновенным изменением вертикальной составляющей скорости колеса вследствие наличия угла между рельсовыми звеньями в зоне стыка.

$$v_n = v \cdot \varphi, \quad (2.2)$$

где  $v_n$  – составляющая скорости необрессоренных масс, направленная перпендикулярно головке рельса;

$v$  – горизонтальная скорость движения экипажа;

$\varphi$  – угол перелома в стыке в радианах.

В связи с отсутствием данных об углах перелома в стыке, полученных непосредственным измерением, последние можно косвенно определить из зависимости

$$\varphi = \frac{18W_{1max}}{\pi f v} \text{ рад}, \quad (2.3)$$

где  $W_{1max}$  - максимальное ускорение необрессоренных масс, определенное по величине гармоники с частотой первой низшей формы собственных необрессоренных масс на упругом основании пути,  $g$ ;

$f$  - частота первой низшей формы собственных колебаний необрессоренных масс на упругом основании пути, Гц;

$v$  – скорость движения экипажа в км/ч.

Исходя из статистических данных [60], принимается  $v = 80$  км/ч,  $W_{1max} = 12g$  (тройное среднеквадратичное значение ускорение для данной скорости) и  $f = 30$  Гц, при этом получается  $\varphi = 0,029$  рад,  $v_n = 2,3$  км/ч или  $0,64$  м/с.

В [52] утверждается, что в случае, когда ось колесной пары находится в центре удара КМБ, вертикальные перемещения колесной пары на неровностях пути не вызовут дополнительных нагрузок в подвеске ТЭД. Для выполнения этого требования по [42] расстояние от подвески до вала ТЭД должно составлять

$$a_{\text{опт}} = \frac{I_c + I_p i(i+2)}{m_{\text{тэд}} b}, \quad (2.4)$$

где  $i$  – передаточное отношение тяговой передачи;

$b$  – расстояние между осью колесной пары и валом ТЭД.

При  $i = 3,44$ ,  $b = 0,62$  м (для 2ЭС6), получается  $a_{\text{опт}} = 1,09$  м, что на  $0,45$  м больше существующего. В этом случае подвеска оказалась бы за поперечной балкой, в габаритах подвески другого ТЭД тележки, что невозможно реализовать для известных конструкций подвески. Кроме того, при изменении передаточного

отношения  $i$  потребуется менять место крепления подвески. Таким образом, возникает вопрос оценки максимальных динамических усилий в подвеске в зависимости от ее жесткости.

Анализ работ по динамике локомотивов показывает, что на сегодняшний день нет достаточно простой апробированной методики определения рациональной жесткости подвески, пригодной для конструкторов и не содержащей необходимости разработки сложной математической модели. Так, в [52] рассматриваются усилия в подвеске при прохождении косинусоидальной неровности, а не угла перелома в стыке, в [54, 56] – при прохождении стыкового зазора, для которого изменение вертикальной скорости обусловлено радиусом круга катания колеса и шириной зазора. В [55] вертикальная неровность определена в виде выражения  $\eta = A \sin \omega t + B \sin 3\omega t$ , в то время, как в [65] наиболее типичная неровность для рельсов 25 метров описана выражением:

$$\eta = \left| A \sin\left(\frac{1}{2} \omega t\right) + B \sin\left(\frac{3}{2} \omega t\right) \right|, \quad (2.5)$$

где  $\omega$  – частота воздействия стыков пути (модуль выражения и определяет наличие угла перелома траектории пути).

Если рассматривать максимальное ускорение оси колесной пары, как квазистатическое, а податливостью подвески пренебречь, то усилие в подвеске можно определить из выражения:

$$F_{\Pi} = W_{1\max} g \left[ m_{\text{ТЭД}} \frac{b}{c} \left( 1 - \frac{b}{c} \right) - \frac{I_c}{c^2} - \frac{I_p (i+1)^2}{c^2} \right]. \quad (2.6)$$

При ускорении  $W_{1\max} = 12g$   $F_{\Pi} = 112$  кН. При этом основная часть динамического воздействия образуется за счет инерции ротора ТЭД. Это означает, что при жесткой зубчатой передаче применение подвески ТЭД с двухшарнирными сферическими РМШ заведомо недопустимо.

Попытаемся приближенно определить возможность снижения усилий в подвеске за счет снижения ее жесткости. Примем условие, что при изменении вертикальной скорости КМБ для остановки масс привода, получивших ударный импульс при прохождении угла перелома в стыке, кинетическая энергия масс привода, приведенная к точке подвешивания, переходит без потерь в потенциальную энергию деформации упругих элементов подвески, т.е.

$$\frac{m_{пр} v_{п}^2}{2} = \frac{k_{п} y_{п}^2}{2}, \quad (2.7)$$

где  $y_{п}$  – деформация подвески.

Отсюда усилие в подвеске при деформации:

$$F_{п} = k_{п} y_{п} = v_{п} \sqrt{k_{п} \left[ m_{гэд} \frac{b}{c} \left( 1 - \frac{b}{c} \right) - \frac{I_c}{c^2} - \frac{I_p (i+1)^2}{c^2} \right]}. \quad (2.8)$$

Согласно (2.8), для значений жесткости, соответствующей подвеске ВЛ85,  $F_{п}$  находится в пределах примерно 50-60 кН. Можно предположить, что реальные величины усилий в подвеске будут ниже указанных, вследствие проскальзывания колеса по рельсу, когда величина динамической составляющей усилия на ободу колеса будет превышать предельную величину по условиям сцепления. Также можно предположить, что снижение жесткости подвески до величины, при которой частота собственных колебаний остова ТЭД на подвеске станет ниже 10 Гц, не будет приводить к значительному снижению нагрузок в подвеске, вследствие накопления энергии колебаний при прохождении повторяющихся стыковых неровностей. Косвенным подтверждением этому могут служить результаты испытаний коллекторных ТЭД магистральных тепловозов [49].

Из приведенных данных следует, что при отсутствии упругой связи между ротором ТЭД и колесной парой значение жесткости маятниковой подвески ТЭД,

эмпирически найденное для электровозов серий ВЛ80 и ВЛ10, близко к рациональному, и его изменение не способно значительно улучшить динамические свойства привода. Иными словами, дальнейшее развитие подвески ТЭД требует изменений в технической надсистеме, то есть, в самом тяговом приводе.

### 2.2.3 Подвеска типа «Серьга»

В результате опытной эксплуатации на отечественных железных дорогах тепловоза HS4000 фирмы Brush (Англия) показали удобство применения траверсной подвески в виде серьги с двумя РМШ, не требующей предварительного натяга резиновых элементов при монтаже на ходовую часть локомотива. В связи с этим во ВНИКТИ были испытаны три варианта подвески типа «Серьга» для бесчелюстной тележки тепловоза, с использованием цилиндрических РМШ, изготавливаемых методом запрессовки:

- с осями шарниров, перпендикулярными направлению пути;
- с осями шарниров вдоль оси пути;
- с шарнирами, один из которых направлен вдоль оси пути, а другой - перпендикулярно.

Проведенные во ВНИКТИ исследования динамики тягового привода с указанными вариантами подвески на тепловозе 2ТЭ10В на участке Ряжск-Рязань показали, что все три варианта привода приблизительно равноценны по динамическим качествам друг другу и не ухудшают нагруженность деталей тягового привода по сравнению с вариантом с траверсной подвеской [66]. Полученные результаты приведены в таблице 2.1.

При этом было желательно принять вариант с шарнирами, развернутыми вдоль оси пути, как обеспечивающий наименьшие деформации резиновых втулок, поскольку наибольшие угловые перемещения шарниров возникали при

поперечном перемещении ТЭД относительно рамы тележки при прохождении кривых и стрелок вследствие разбегов колесной пары.

**Таблица 2.1 - Результаты проведенного исследования динамики тягового привода**

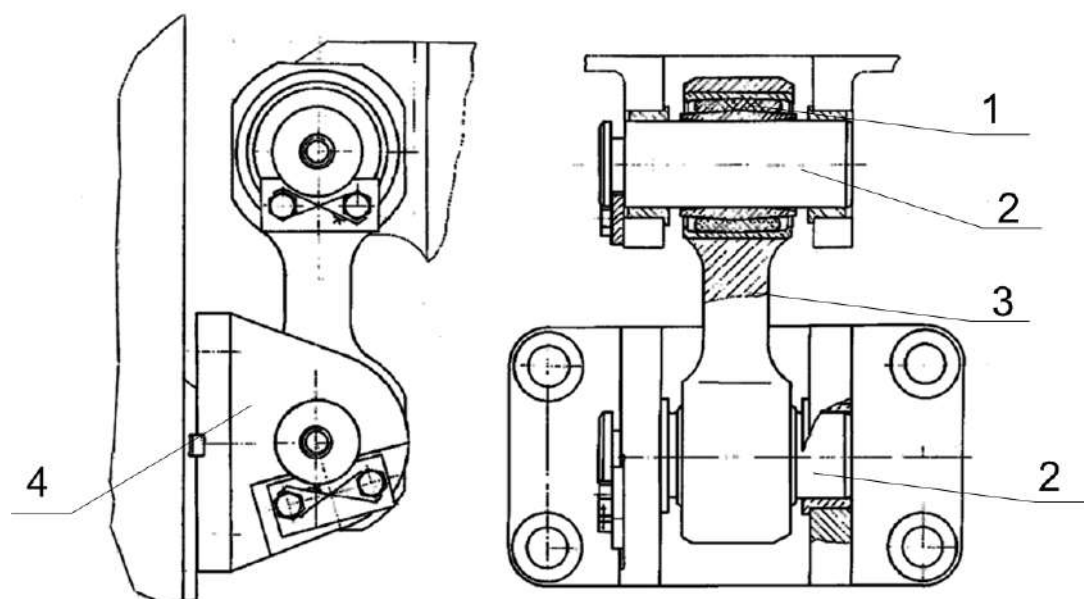
Параметр	Траверса	«Серьга», шарниры поперек оси пути	«Серьга», шарниры вдоль оси пути	«Серьга», шарниры крест-накрест
Ускорения ТЭД над осью в движении, g	4,3	4,7	4,3-4,8	5,3
Момент на валу в движении, кНм	2-2,3	2-2,2		6,1-5,3
Усилие в подвеске в движении, кН		42	53-61	67-63
Момент на валу при боксовании, кНм	6,1-6,8			3,3-4,6
Усилие в подвеске при боксовании, кН	67,5			

Однако изготовитель в лице Луганского тепловозостроительного завода по требованиям МПС принял в качестве образца для опытной эксплуатации подвеску типа «Серьга» с цилиндрическими РМШ, ориентированными поперек пути (рисунок 2.6), как обеспечивающих простой монтаж подвески (ось нижнего шарнира могла быть легко выбита после снятия предохранительной планки на смотровой канаве).

Данной подвеской был оборудован в опытном порядке тепловоз 2ТЭ10М, проходивший испытания в депо Сары-Шаган Среднеазиатской железной дороги.

Для обеспечения разбегов в исходной конструкции была предусмотрена возможность скольжения внутренней металлической втулки шарнира по пальцу в пределах поперечных зазоров. Предполагалось, что это будет происходить так же, как и в верхнем шарнире подвески ТЭД электровозов.

Однако в подвеске электровоза нижний шарнир, выполненный из достаточно жестких плоских резиновых элементов, препятствовал перекосу оси подвески при воздействии силы трения верхнего шарнира по пальцу и обеспечивал ее перпендикулярность к оси пальца.



*1 – РМШ; 2 – ось; 3 – тяга; 4 – кронштейн*

**Рисунок 2.6 – Подвеска «Серьга» опытного тепловоза 2ТЭ10М**

В подвеске же Луганского завода при увеличении силы трения между втулкой шарнира и пальцем из-за высыхания и загустевания смазки, попадания загрязнений и ржавчины происходило заклинивание втулки на пальце. Наружная или внутренняя втулка начинала проскальзывать по резине, что приводило к выпучиванию резины из шарнира. Данное явление наблюдалось как на средней, так и на крайних осях тележки тепловоза 2ТЭ10М. Аналогичные повреждения наблюдались и в первоначальном варианте подвески тепловоза 2ТЭ121, где с целью унификации была применена подвеска той же длины (270 мм).

Для устранения данной проблемы во ВНИКТИ в 80-х годах были начаты работы по сферическим РМШ и разработана технологичная конструкция такого шарнира [2]. В ходе исследований было установлено, что при длине подвески, максимальной по условиям компоновки в унифицированной бесчелюстной тележке с диаметром колес 1050 мм, и при отсутствии поперечных перемещений шарниров по пальцам, сферические шарниры не позволяют обеспечить одновременно требуемый перекося подвески в пределах поперечных перемещений средней оси тележки и требуемой способности выдерживать радиальные статические и динамические нагрузки. В связи с этим было решено сосредоточить работы по сферическим шарнирам на создании подвески осевого редуктора



тепловоза 2ТЭ121, длину которой возможно было увеличить с 270 до 640 мм. Кроме того, в то время считалось, что тепловозы с диаметром колеса 1050 мм и опорно-осевым приводом будут заменяться новыми тепловозами с диаметром колеса 1250 мм и опорно-рамным приводом. По этой причине задача создания подвески ТЭД «Серьга» для унифицированной бесчелюстной тележки к концу 80-х вышла из числа приоритетной для отрасли, и работы по ней были приостановлены.

В 90-х годах ситуация на отечественных железных дорогах изменилась, и вопрос замены траверсной подвески снова стал актуален. В связи с этим ВНИКТИ был предложен и запатентован вариант подвески «Серьга», где поперечные перемещения ТЭД обеспечивались частично за счет перекоса РМШ (сайлент-блоков), частично - за счет поперечного перемещения их по осям [67]. Он содержит подшипниковые опоры для опирания на ось колесной пары и поводок, концами посредством сайлент-блоков связанный с корпусом двигателя и рамой тележки, при этом один из сайлент-блоков смонтирован на оси с возможностью осевого перемещения в пределах 1-1,2 от максимальной амплитуды поперечных перемещений колесной пары относительно рамы тележки, а параметры сайлент-блоков связаны следующим соотношением:

$$f_{mp} \leq \frac{1}{\left[ \frac{F(2 \cdot l^2 \cdot \mathcal{J}_p + 6 \cdot L^2 \cdot \mathcal{J}_p)}{\mathcal{J}_0 \cdot l^2 \cdot \mathcal{J}_p \cdot \Delta} + \frac{L}{t} \right]}, \quad (2.9)$$

где  $f_{mp}$  - коэффициент трения скольжения подвески по внутреннему валику;

$F$  - суммарное усилие в подвеске от веса ТЭД и реактивного усилия от реализации силы тяги, кН;

$L$  - межцентровое расстояние по амортизаторам подвески, мм;

$t$  - длина внутренней втулки амортизатора, мм;

$\mathcal{J}_p$  - радиальная жесткость амортизатора, кН/мм;

$\mathcal{J}_0$  - осевая жесткость амортизатора, кН/мм;

$\Delta$  - амплитуда поперечного перемещения колесной пары с электродвигателем относительно рамы тележки, мм.

Этот узел подвески имеет также недостатки. В эксплуатации под воздействием пыли, влаги и загрязнений, загустевания смазки или загрязнений, содержащих масло и топливо, при низких температурах, коэффициент трения  $f$  втулки по поверхности оси может изменяться. Кроме того, при перекосе поводка в процессе работы давление втулки на поверхность оси оказывается неравномерным из-за момента сопротивления сайлент-блока перекосу, вследствие чего износ втулки и оси по краям оказывается больше, чем в середине. В результате этого реальная длина контакта втулки сайлент-блока с осью оказывается меньше, чем принятая выше в указанном соотношении длина внутренней втулки амортизатора. Наконец, при изменении температуры будет меняться радиальная и осевая жесткость амортизатора. Все это в совокупности приводит к увеличению износа втулки и шарнира и при неблагоприятном сочетании названных факторов может приводить к заклиниванию втулки на оси, и, как следствие – к выдавливанию и разрушению резиновых втулок сайлент-блока.

Таким образом, анализ предшествующих вариантов замены траверсной подвески ТЭД показывает, что наиболее удобной с точки зрения производства и эксплуатации является подвеска типа «Серьга», однако для ее реализации необходимо исключить заклинивание шарниров подвески при поперечном перемещении на оси.

### **2.3 Особенности классификации узлов подвески тягового электродвигателя**

Как и для тягового привода, процесс классификации начинается с определения основания классификации и задачи ее создания.

В качестве основания классификации примем следующее определение объекта: подвеска ТЭД есть устройство для связи ТЭД с рамой тележки железнодорожного экипажа.

В явном виде общепринятой классификации данного узла в настоящее время нет, причем в технической литературе встречается и нечеткость использования терминов «траверсная», «люлечная», «маятниковая» по отношению к разным конструкциям подвесок. На основании данного обстоятельства предлагается рассматривать задачу создания классификации подвесок, как самоочевидную.

Исходя из общей классификации тяговых приводов, рассмотренной в предыдущей главе, можно выделить три основных варианта связи ТЭД с другими элементами тележки:

1 ТЭД полностью опирается на ось колесной пары и связан тягой с рамой тележки для передачи крутящего момента. Связь функционально аналогична подвеске осевого редуктора;

2 ТЭД частично опирается на тележку, вследствие чего связь выполняет функции компенсации перемещений и амортизации динамических нагрузок;

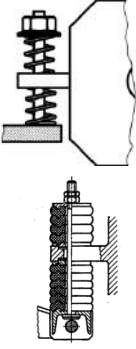
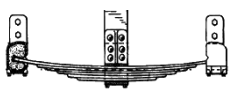
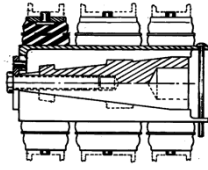
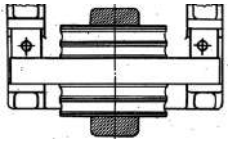
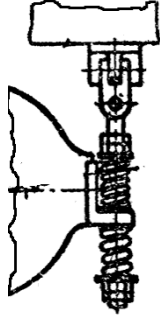
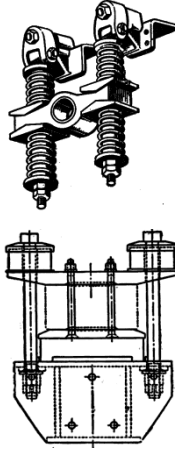
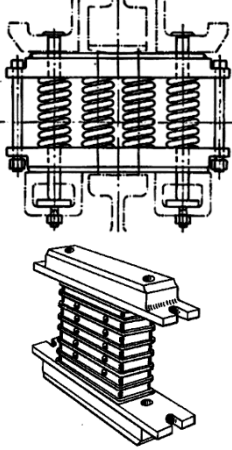
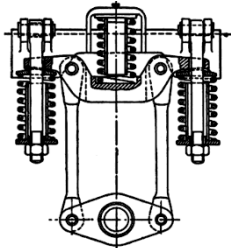
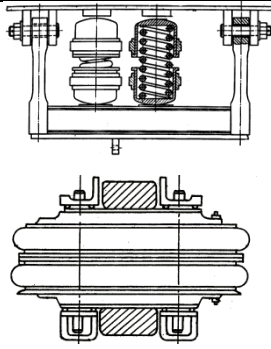
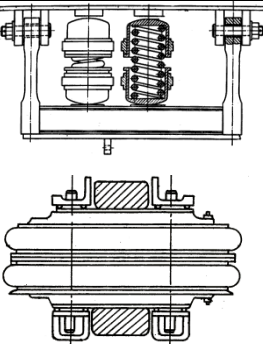
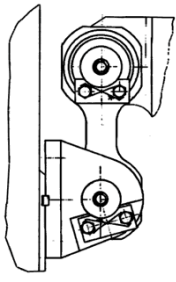
3 ТЭД полностью опирается на тележку, вследствие чего связь выполняет функции фиксации ТЭД в пространстве и восприятия нагрузок без перемещений.

Для тяговых приводов с разделением статора и ротора ТЭД статор неподвижно связан с тележкой, вследствие чего эти типы приводов можно рассматривать, как частный случай полного опирания ТЭД на тележку [68].

Если сузить основание классификации до варианта, то у нас остается две базовые функции, что позволяет систематизировать варианты конструктивных решений на основании ранговых оценок значимых функций подвески – компенсации перемещений и амортизации (таблица 2.2).

В связи с тем, что параметрически ранжировать способности подвесок амортизировать нагрузки и компенсировать перемещения практически невозможно, оценка этих способностей производилась интуитивно, исходя из габаритов амортизаторов и деталей, обеспечивающих перемещения.

**Таблица 2.2 - Табличная классификация подвески ТЭД на основе ранжирования значимых функций**

		Повышение нагрузочной способности				
		1	2	3	4	
Повышение компенсирующей способности	1	Амортизатор				
		2	Частичная разгрузка			
	3	Полная разгрузка				

Достоинствами такого способа систематизации являются наглядность и возможность увидеть, для каких сочетаний рангов функций пока не имеется технических решений. Однако при попытке систематизации конструктивных

решений связи ТЭД с тележкой для всех имеющихся типов приводов таблицу пришлось бы делать многомерной, что лишает ее наглядности.

Кроме того, таблица отражает только функции, то есть, потребности в создании тех или иных технических решений, но не рассматривает технологических возможностей их создания.

Для создания общей классификации связей ТЭД с рамой тележки примем сетевую модель данных. В качестве последнего признака классификации возьмем признак разделения по особенностям технологической базы, на которой создается подвеска.

При этом важной особенностью подвески, как технического объекта, является изменение ее базовых функций при изменении конструктивной схемы привода. Так, при опорно-осевом приводе креплении ТЭД подвеска должна обеспечивать компенсацию перемещений ТЭД относительно тележки, а при опорно-рамном приводе – наоборот, обеспечивать статическое позиционирование ТЭД на раме.

Другая сложность возникает при попытках группировки особенностей технологической базы в соответствии с конкретным этапом развития промышленности. Например, применение металлических упругих элементов в подвеске может быть вызвано не только отсутствием возможности производить резиновые, но и требованием работы в районах с холодным климатом.

Классификация технических решений устройств подвесок тяговых приводов, построенная на основе сетевой модели данных с учетом перечисленных проблем, представлена на рисунке 2.7.

Как указывалось, выше, в качестве совокупности объектов, соответствующих делимому понятию «подвеска», приняты устройства, общей функцией которых является передача на раму тележки веса узлов и реакций, возникающих в узлах тягового привода, при реализации сил тяги или электродинамического (реостатного) торможения.

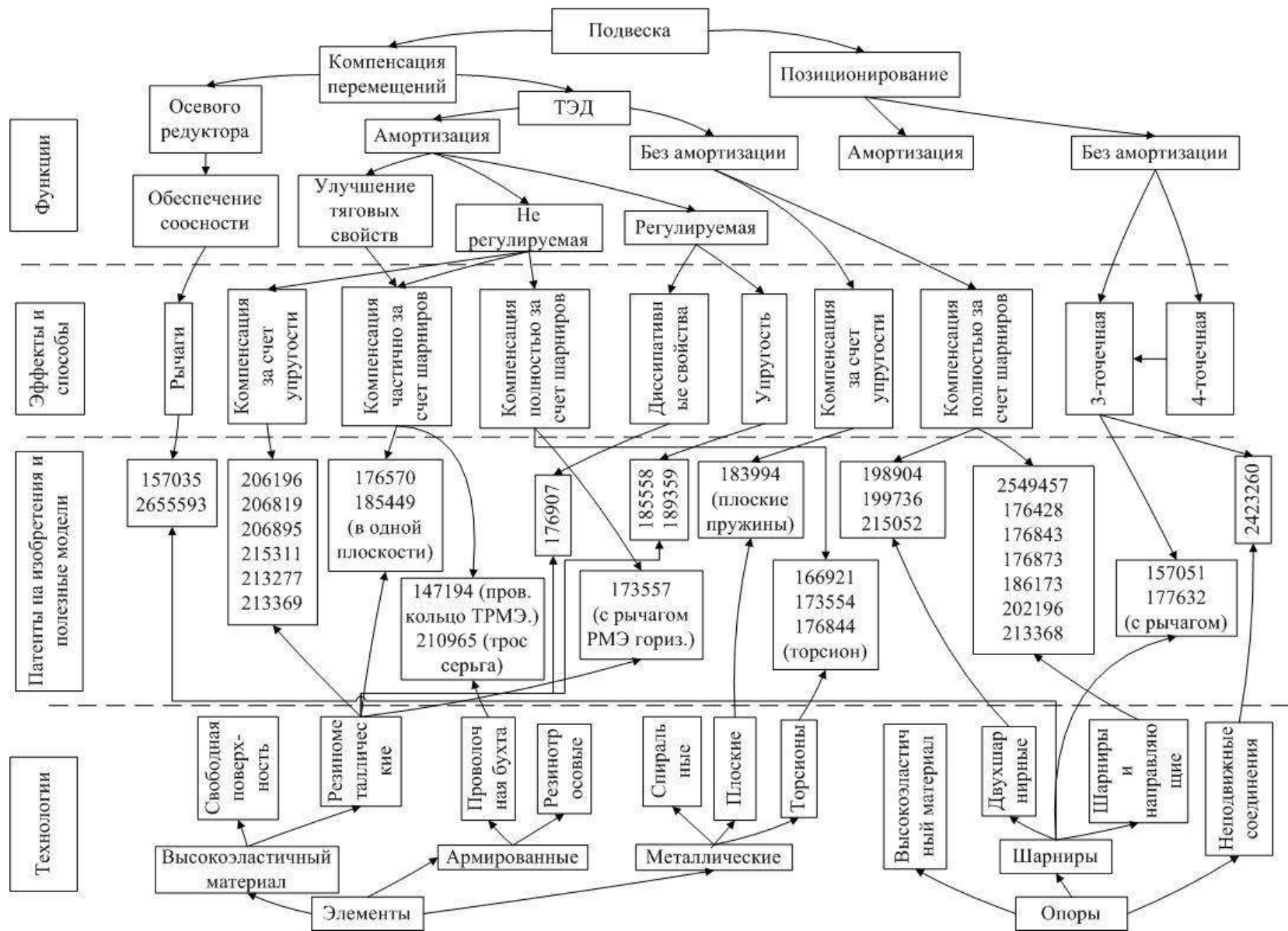


Рисунок 2.7 – Расширенная классификация узлов крепления ТЭД локомотивов

Данное определение абстрагировано от конкретного устройства узлов, для которых применена подвеска. Оно включает в себя объекты, относимые к подвескам ТЭД, подвескам осевых редукторов и узлам крепления ТЭД к раме тележки при опорно-рамном приводе.

К признакам первого уровня, имеющим наибольшее практическое значение, относятся другие базовые функции подвески, помимо передачи сил. В первую очередь это признак подвижности подвешиваемого объекта относительно рамы тележки, по которому подвески делятся на компенсирующие перемещение подвешиваемого объекта и обеспечивающие его позиционирование.

В качестве признаков дальнейшей классификации были приняты функции, реализуемые в каждом из выделенных классов, например, наличие амортизирующих свойств, которые, в свою очередь, можно разделить на нерегулируемые и регулируемые, улучшение тяговых свойств, а также специфические функции (к примеру, для подвески осевого редуктора – обеспечение соосности валов ТЭД и редуктора) [68].

Следующий уровень классификации образован на основе деления конструкций по эффектам, использованным для реализации функций и способам использования эффектов.

Например, для подвесок с функцией амортизации компенсирующие свойства могут быть реализованы тремя способами – компенсация за счет упругости амортизирующих элементов, частичная компенсация за счет использования шарниров, и упругости амортизирующих элементов, и полная компенсация за счет шарниров, когда амортизирующие элементы не компенсируют перемещений.

Классификации технологических исполнений построены для двух групп устройств, которые определены как упругие элементы и опоры. При этом упругие элементы делятся по технологическим особенностям их изготовления на изготовленные из высокоэластичного материала, армированные элементы и металлические элементы, далее – по особенностям их изготовления, а опоры – на детали из высокоэластичного материала, шарниры и соединения.

Поиск новых технических решений проводится путем выбора новых комбинаций между вариантами способов реализации функций подвесок и вариантами технологического исполнения, исходя из технической задачи, которую должна решить новая конструкция подвески. Как видно из рисунка 2.7, все из нижеприведенных патентов можно представить в виде комбинации представленных классов способов и классов технологий:

- задача улучшения тяговых свойств при компенсации за счет шарниров и применения резинометаллических элементов: патенты на полезные модели №№ 176570 [69], 185449 [70];

- упругая подвеска, компенсация за счет шарниров, упругие элементы – торсионы: патенты на полезные модели №№ 166921 [71], 173554 [72], 176844 [73];

- жесткая шарнирно-рычажная подвеска: патенты на изобретение №№ 2549427 [74] и полезные модели №№ 213369 [26], 213277 [27], 176428 [75], 176843 [76], 176873 [77], 186173 [78];

- новые виды упругих элементов или их расположение: патенты на полезные модели №№ 199736 [18], 202196 [19], 198904 [20], 213368 [23], 215052 [24], 210965 [28], 147194 [79], 183994 [80], 173557 [81];

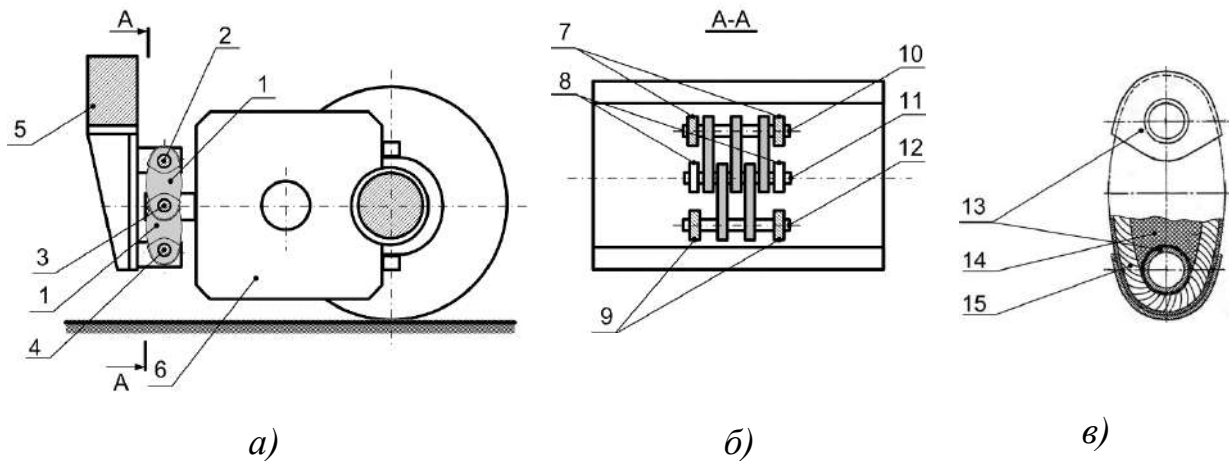
- подвески с регулируемыми свойствами: патенты на полезные модели №№ 176907 [82], 185558 [83], 189359;

- новые способы крепления опорно-рамных ТЭД: патент на изобретение № 2423260 [12], патенты на полезные модели №№ 206819 [21], 206895 [22], 157051 [84], 177632 [85];

- подвески осевого редуктора, обеспечивающие соосность валов ТЭД и осевого редуктора: патент на изобретение № 2655593 [86], патенты на полезную модель № 157035 [87].

В качестве примера поиска нового решения можно также привести предложенную упругую подвеску ТЭД, в которой в качестве амортизаторов используются трос-серьги (рисунок 2.8).





*а – общий вид; б – расположение трос-серег; в – устройство трос-серьги  
 1 - упругие элементы; 2, 3, 4 - замки; 5 - рама тележки; 6 - ТЭД; 7, 8, 9 - кронштейны;  
 10, 11, 12 - валики; 13 - втулки; 14 - петля троса; 15 - резиновый буфер*

**Рисунок 2.8 – Подвеска ТЭД с трос-серьгами**

Трос-серьга представляет собой замкнутую петлю стального троса, вставленные в стальные петли с отверстиями. Таким образом, нагрузки, передаваемые подвеской на раму тележки, воспринимают не резиновые элементы, а стальной трос. Подвеска отличается простотой демонтажа достаточно только выбить сбоку валики. На конструкцию этой подвески получен патент на полезную модель № 210965 [28].

## 2.4 Выводы по разделу 2

1 Установлено, что применяемые в настоящее время методы поиска рациональных конструкций связи ТЭД и рамы тележки локомотива не позволяют в ряде случаев находить решения, устраняющие недостатки известных конструкций, а также избежать ошибок при создании узлов подвески.

2 В результате проведенного анализа установлено, что классификация методов подвешивания ТЭД на основе сетевой модели позволяет эффективно находить новые конструктивные решения узлов подвешивания ТЭД и для опорно-осевых и опорно-рамных приводов, а также включить в классификацию

конструкции подвесок осевого редуктора, однако нуждается в дополнении, в связи с появлением новых конструктивных решений.

3 Рассмотрены особенности конструкций существующих подвесок тяговых приводов, в результате чего выявлены их характерные конструкционные недостатки, проявившие себя при эксплуатации локомотивов.

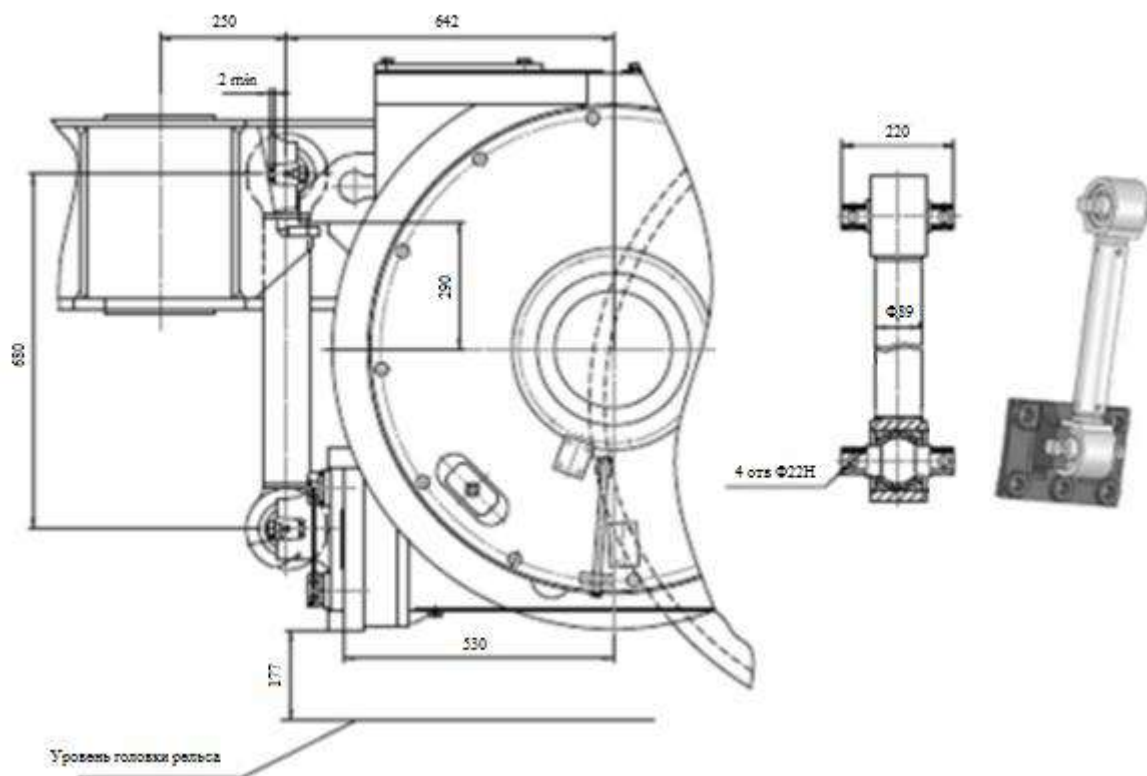
4 В предложенную дополненную систему классификации вписываются все полученные автором патенты на конструкции подвесок и их узлов (11 патентов на полезные модели).

### **3 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК СФЕРИЧЕСКИХ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ**

#### **3.1 Описание проблемы работы сферических резинометаллических шарниров**

Во вновь спроектированных локомотивах отечественных железных дорог находит применение подвеска типа «Серьга» со сферическими РМШ, которая, в отличие от пружинной траверсной и маятниковой подвесок, не содержит трущихся и изнашиваемых деталей. В частности, такая подвеска применена на электровозах 2ЭС6, 2ЭС10 и тепловозе 2ТЭ25А. В ходе эксплуатации подвески на локомотивах 2ЭС6 и 2ТЭ25А имели место случаи выхода ее из строя в виде выдавливания резиновой втулки из РМШ [88, 89]. Поскольку сферические РМШ на этих локомотивах используются также в буксовых поводках, для которых случаев выхода из строя не отмечено, можно сделать вывод, что методы выбора параметров конструкции для подвески типа «Серьга» нуждаются в совершенствовании [90].

На электровозе 2ЭС6 со стороны тележки применена подвеска тягового двигателя 1 (рисунок 3.1) длиной 1000 мм с двумя сферическими РМШ. Призматические хвостовики валика 6, вставлены во внутрь резинового амортизатора и крепятся двумя болтами сверху к кронштейну тележки, а снизу к кронштейну остова ТЭД. Конструкция подвески принята с учетом опыта ее удачного применения в системе подвешивания асинхронных электродвигателей мощных североамериканских тепловозов с тележками с радиальной установкой колесных пар [39].



**Рисунок 3.1 – Подвеска тягового электродвигателя**

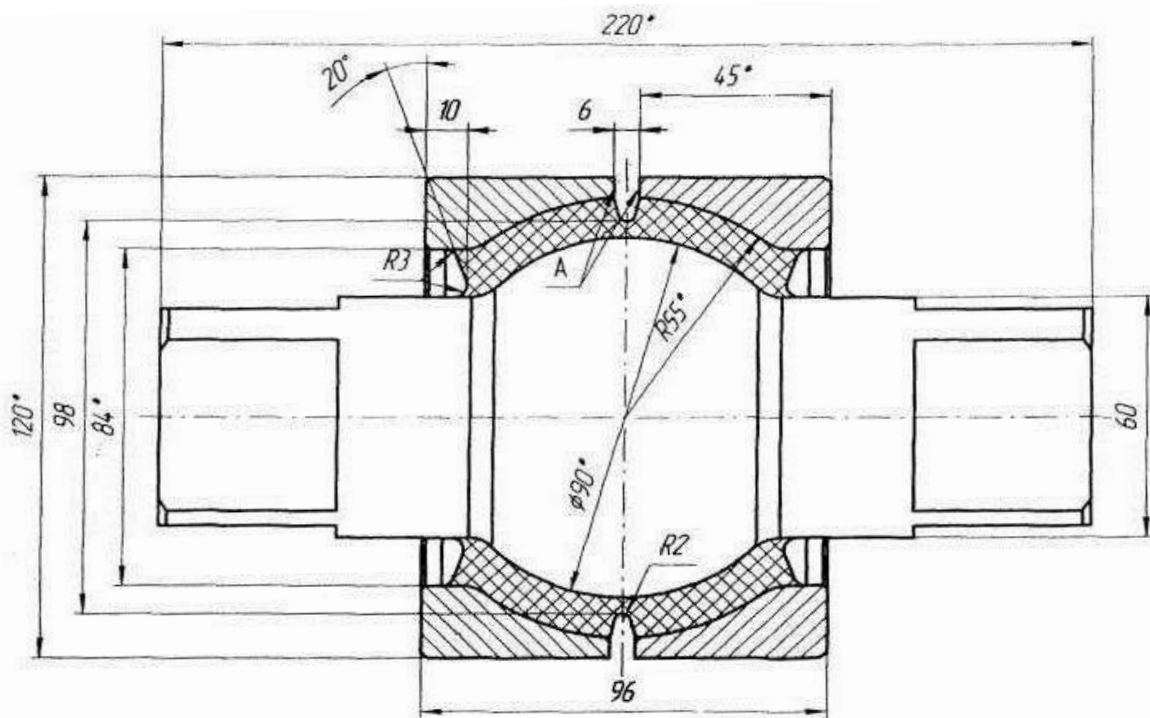
Поводок обеспечивает опору ТЭД на раму тележки, представляет собой маятниковую подвеску, а запрессованные резиновые амортизаторы сферической конструкции смягчают ударные нагрузки, передающиеся на ТЭД при прохождении неровностей пути и при возникновении токовых динамических нагрузок.

Также поводок с амортизаторами обеспечивает перемещение электродвигателя в трех плоскостях относительно рамы тележки.

По результатам наблюдения электровозов в эксплуатации после 200 тыс. км. пробега у них наблюдаются образование трещин и выдавливание резины из сайлентблоков сферических амортизаторов. При сильном выдавливании требуется ремонт поводков с заменой сайлентблоков на новые. Рассмотренный электровоз 2ЭС6 № 077 на момент проведения испытаний имел пробег 327,56 тыс. км. За два года эксплуатации на нем заменены два поводка 3-го и 6-го КМБ. У поводков остальных КМБ имеются небольшие трещины и выдавливания резины. Последние установлены на электровоз еще заводом-изготовителем и пока

пригодны для эксплуатации [39].

На рисунке 3.2 приведен чертеж шарнирного блока (сайлент блока) внутри которого залита резина. Толщина слоя резины по шару составляет 10 мм.



*A - осевая кольцевая выемка*

**Рисунок 3.2 – Чертеж шарнирного блока (сайлентблока) поводка подвески ТЭД электровоза 2ЭС6**

Всего на 2ЭС6 выявлено 128 случаев выхода из строя поводков [39].

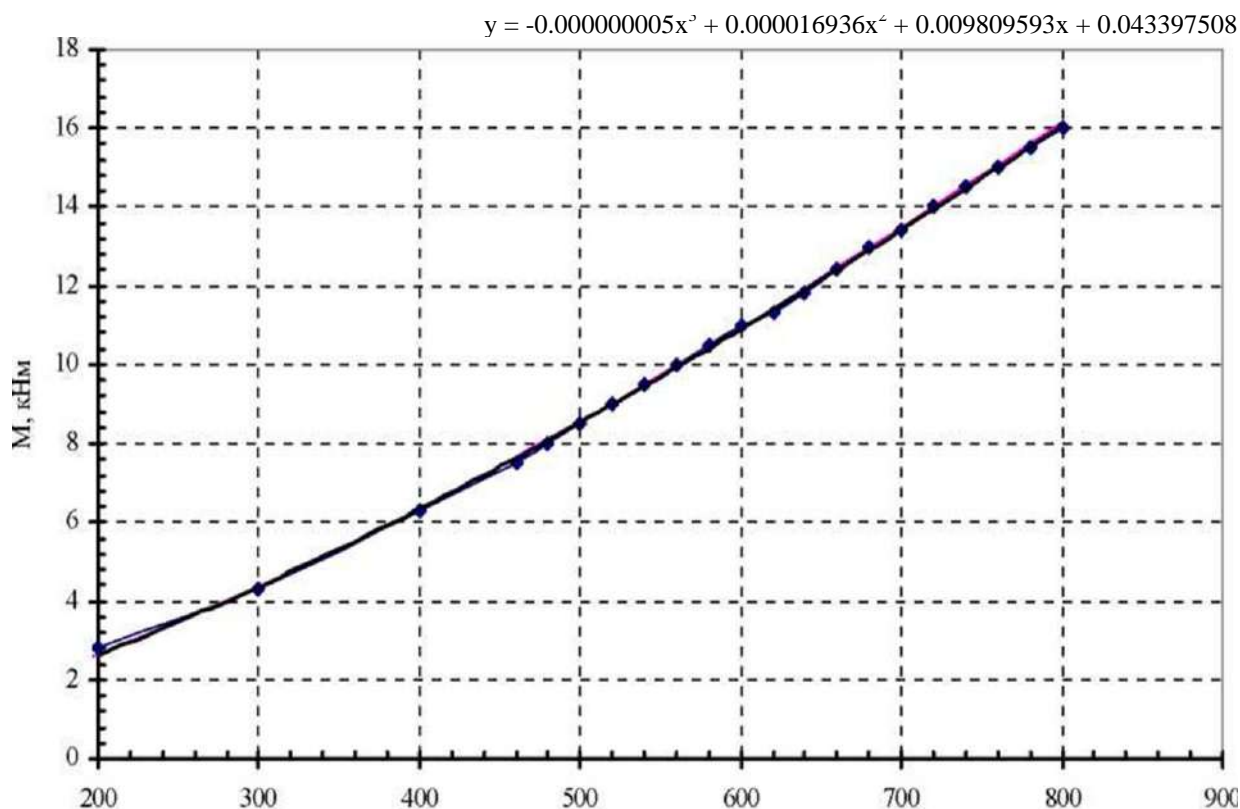
Аналогичный дефект выдавливания амортизирующего элемента обнаружен на электровозах 2ЭС10, пробег которых за год эксплуатации составил менее 100 тыс. км. Зафиксировано 19 случаев выдавливания полиуретановых амортизаторов.

Испытания проводились на электровозе 2ЭС6 с заводским номером № 077 в четном и нечетном направлении на участке Екатеринбург - Войновка при следовании тяговой единицей в составе грузовых поездов. Натурным поводком послужил поводок первого по ходу движения электродвигателя, который находится в наиболее неблагоприятных условиях и на него прикладывалась растягивающая сила, вызванная давлением от веса ТЭД, тяговым моментом,

боксованием колесной пары, перегрузкой электродвигателя по току, а также воздействием пути и экипажной части электровоза.

Перед началом испытаний канал измерения силы  $R_z$  был откалиброван на электровозе. Сила  $R_z$  сравнивались с расчетным значением растягивающего усилия  $P_n$ , полученного определением момента на валу двигателя ЭДП-810 по зависимости  $M = f(Iя)$ , приведенной на рисунке 3.3.

Сравнение сил проводилось по данным, записанным в квазистатических режимах тяги при движении электровоза при последовательном возбуждении ТЭД, где значение составляющей силы  $P_n^{дин}$  была минимальным или отсутствовало.



**Рисунок 3.3 – Зависимость крутящего момента на валу ТЭД ЭДП-810 от тока якоря при 100 % возбуждении**

Тензорезистивный мост был наклеен на статически нагруженный поводок, предварительно растянутый под весом ТЭД и деталей подвески, поэтому составляющая веса  $P_n^G$  на измеренную силу  $R_z$  не воздействовала, а рассчитанная контрольная сила  $R_n$  принималось без учета сил  $P_n^G$  и  $P_n^{дин}$  по формуле:

$$R_n = P_n^{окр} - P_n^{\mathcal{E}} . \quad (3.1)$$

Расчет составляющих силы  $R_n$  проводился по следующим формулам:

- окружное и радиальное усилия в зубьях тягового редуктора, (кН):

$$P_{Ш}^{окр} = \frac{2M_{я}}{D_{Ш}} = 7,272 \cdot M_{я}, \quad (3.2)$$

где:  $M_{я}$  - крутящий момент на валу ТЭД;

$D_{Ш}$  - делительный диаметр малой шестерни 0,275 м.

- реакция в подвеске ТЭД от приложенного момента, (кН):

$$P_n^{окр} = \frac{P_{Ш}^{окр} \cdot C}{L} = 0,494 \cdot P_{Ш}^{окр}, \quad (3.3)$$

где:  $C$  - расстояние от оси якоря ТЭД до оси колесной пары, 0,617 м;

$L$  - расстояние от оси колесной пары до точки подвешивания, 1,25 м.

- электромагнитный реактивный момент, (кН):

$$P_n^{\mathcal{E}} = 0,899 \cdot \frac{M_{я}}{L}. \quad (3.4)$$

При замене поводков в депо, обращено внимание, что выход из строя резиновых амортизаторов происходит, как правило, на стороне, где поводок крепится к кронштейну ТЭД. Резиновые амортизаторы смягчают удары, передающиеся на раму тележки через остов ТЭД со стороны пути. Однако, на поводке присутствует динамическая сила и, как показали наблюдения, в большей степени на поводок воздействует динамическая составляющая силы  $P_n^{дин}$ , возникающая при проезде рельсовых стыков. От боксований колесной пары или

при изменении момента на валу ТЭД от перегрузок по току якоря, переключения соединений ТЭД, реакция на поводке получается меньше [39].

В результате воздействия на подвеску ТЭД нагрузки резиновый амортизатор проминается. По результатам опытных поездок максимальное сжатие резинового амортизатора с одной стороны поводка составило около 3-3,25 мм. Результат получен после измерения остаточной деформации пластилина, закрепленного между страховочными приливами остова ТЭД № 1 и № 3 и среднего бруса рамы тележки. На рисунке 3.4 показан фрагмент места страховочных приливов ТЭД. Щель между пластилином и приливом у первого ТЭД составила  $\Delta = 6$  мм, у третьего ТЭД –  $\Delta = 6,5$  мм [39].



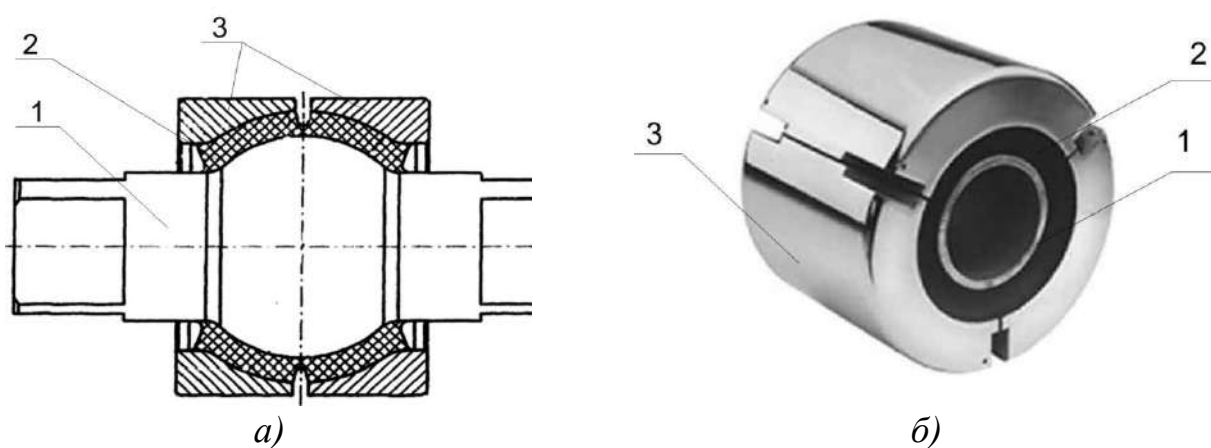
**Рисунок 3.4 – Остаточная деформация пластилина, закрепленного между страховочными приливами 1-го ТЭД**

Также на электровозе была определена статическая деформация резиновых амортизаторов на стоянке от статической нагрузки. Наибольшая статическая деформация приходится на резиновые амортизаторы поводка седьмого тягового двигателя. У нижнего сайлентблока деформация составила  $\Delta_{ст} = 2,5$ , у верхнего  $\Delta_{ст} = 3,5$  мм. При визуальном рассмотрении у нижнего сайлентблока поводка заметен небольшой зазор 0,2 мм в верхней части между призматическим валиком и резиной амортизатора. Поводок 7-го ТЭД не новый, и установлен при изготовлении электровоза в 2010 г [39].



Таким образом, суммируя деформацию ( $\Delta + \Delta_{ст}$ ) получено максимальное сжатие резинового амортизатора первого ТЭД от результирующей силы  $P_n$ , которое составило  $\Delta_{макс} = 2 + 3 = 5$  мм, третьего ТЭД с новым сайлентблоком  $\Delta_{макс} = 0,5 + 3,25 = 3,75$  мм. В наихудшем случае для седьмой колесной пары можно предположить  $2,5 + 3 = 7,5$  мм [39].

На локомотивах 2ЭС6 и 2ТЭ25А использованы одинаковые РМШ диаметром 120 мм и шириной 90 мм с осевым разъемом, которые также применяются в буксовых поводках указанных локомотивов. Схема с осевым разъемом (рисунок 3.5, а), основанная на запатентованном ВНИКТИ решении [12], была выбрана, как наиболее быстрый способ создания и освоения производством сферического РМШ на отечественной технологической базе. В зарубежной практике применяются трехсегментные сферические РМШ с радиальными разъемами (рисунок 3.5,б), причем на британском тепловозе HS4000 «Кестрел» в подвеске, рассчитанной на восприятие меньших нагрузок, чем у отечественных локомотивов (осевая сила тяги 30 кН в длительном режиме) размеры сферического РМШ подвески больше (диаметр 129 мм, ширина 102 мм) [91]. Максимальный диаметр цилиндрических РМШ, ранее применявшихся в таких подвесках, доходил до 140 мм [90].

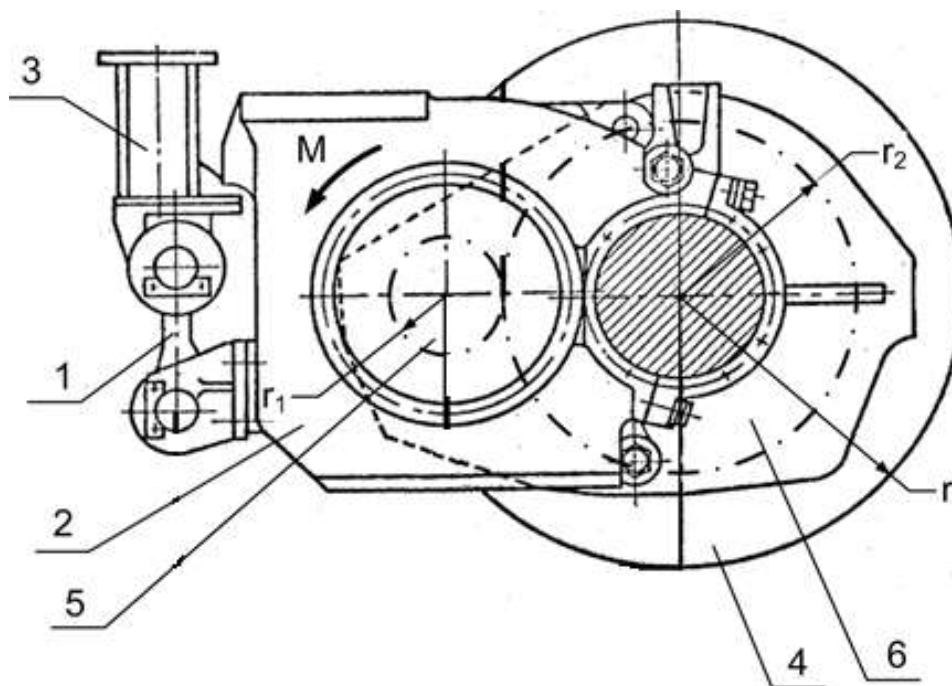


*а – с осевым разъемом и клиновым креплением, б – с радиальными разъемами и внутренним отверстием для крепления на валике*

*1- внутренняя обойма; 2 - резиновая втулка; 3 - наружная обойма*

**Рисунок 3.5 – Резинометаллический шарнир**

Для опытных образцов подвески типа «Серьга», спроектированных в 70-80-е годы, основной проблемой были деформации резины, вызванные поперечными перемещениями ТЭД относительно рамы тележки (рисунке 3.6) [92].



$r$  – Радиус колеса;  $r_1$  – радиус малой шестерни;  $r_2$  – радиус большой шестерни  
 1- подвеска; 2 - ТЭД; 3 – рама тележки; 4 - колесная пара; 5 - малая шестерня;  
 6 - большая шестерня

**Рисунок 3.6 – Примерная схема КМБ с подвеской типа «Серьга»**

Это было вызвано тем, что «Серьга» проектировалась, как замена пружинной траверсной подвески в ограниченных габаритах, что привело к сокращению расстояния между осями шарниров до 270 мм. Для вновь спроектированных тележек межосевое расстояние между осями шарниров увеличено до 500-1000 мм, что, в сочетании с переходом на сферические РМШ, сделало основным повреждающим фактором радиальные нагрузки [91].

Эксплуатационные режимы, определенные ГОСТ Р 55513-2013 [93], не в полной мере отражают характер повреждаемости высокоэластичных элементов конструкции экипажной части, поскольку раздел 8 «Оценка прочности» регламентирует оценку по допускаемым напряжениям и сопротивлению усталости, в то время, как повреждаемость деталей из высокоэластичных

материалов определяется другими критериями – относительной деформацией, отсутствием напряжений растяжения, отсутствием термодеструкции из-за внутреннего тепловыделения и т.п. В связи с этим при оценке усилий, действующих на подвеску, будем исходить из эмпирически определенных допустимых величин относительной предельной деформации РМШ. В работе [94] предлагается принимать значение относительной деформации, равной 0,10-0,15 при статической деформации с воздействием кратковременной и случайной динамической нагрузки и 0,05-0,1 для стационарной динамической нагрузки. Практика создания резинометаллических деталей для экипажной части локомотивов подтверждает правильность данных рекомендаций. Таким образом, для оценки радиальной нагруженности шарниров будем использовать два показателя: максимальную кратковременную суммарную статическую и динамическую нагрузку (при любых из возможных режимов, включая боксование) и постоянно действующую при движении динамическую составляющую нагрузки (от неровностей пути и зубцовой динамики) [90].

Для тепловоза 2ТЭ25А согласно экспериментальным данным [95], максимальное суммарное усилие в тяге подвески равно 140 кН. Для электровоза 2ЭС6, согласно данным [39], в отдельных случаях максимальные нагрузки достигали 120 кН. Однако в ходе натурных испытаний режимы, создающие максимальные нагрузки, могут и не быть реализованы вследствие ограничения объема испытаний, поэтому эмпирические данные необходимо дополнять расчетными [90].

Расчетное усилия в подвеске с учетом веса ТЭД можно упрощенно определить с помощью выражения

$$F_n = \left( P_d + \frac{M}{r_1} \right) \frac{b}{c}, \quad (3.5)$$

где  $P_d$  – вес ТЭД;

$M$  – расчетный максимальный момент;

$r_1$  – радиус малой шестерни по делительной окружности;

$b$  – централь зубчатой передачи;

$c$  – расстояние от оси ТЭД

При этом делается допущение, что ось ТЭД находится на уровне оси колесной пары; погрешность, вносимая данным допущением, заведомо ниже погрешности при определении момента  $M$  в [90].

Для электровоза 2ЭС6  $P_d = 45,1$  кН,  $r_1 = 0,138$  м;  $b = 0,618$  м,  $c = 1,26$  м. В качестве расчетного максимального примем максимальный момент при боксовании в момент трогания с места, который, для разных локомотивов и форм колебаний, можно приблизительно принять равным двукратному тяговому моменту при трогании с места, т.е. для 2ЭС6  $M = 34,2$  кНм. Отсюда получается  $F_{\Pi} = 144$  кН. Аналогично для тепловоза 2ТЭ25А  $F_{\Pi} = 110$  кН. Кроме того, при испытании тепловоза с коллекторным ТЭД во время развитых колебаний наддрессорного строения момент на валу ТЭД доходил до 18,5 кНм [79], что должно соответствовать  $F_{\Pi} = 120$  кН [91].

Отсюда можно сделать вывод, что унифицированный шарнир подвески ТЭД должен рассчитываться на восприятие кратковременной нагрузки не ниже 150 кН, при величине относительной деформации не более 0,15 с учетом разброса технологических характеристик и изменения жесткости в условиях эксплуатации [90].

Квазистатический динамический момент на валу ТЭД электровоза с жесткой зубчатой передачей по данным [95, 96] достигал 8,2 кНм, что соответствует переменной составляющей усилия 30 кН. Это расчетное значение близко к указанным в [39] значениям динамического усилия в тяге без учета асимметрии цикла, равным 33-52 кН. Для тепловозов амплитуда переменной составляющей усилий ниже, в связи с меньшей массой ТЭД и наличием упругого звена в тяговой передаче. Таким образом, в первом приближении можно принять, что шарнир должен быть рассчитан на воздействие динамической нагрузки 50 кН. Если шарнир, согласно определенному ранее условию, испытывает относительную деформацию 0,15 при воздействии усилия 150 кН, то при

воздействии нагрузки 50 кН и допущении квазилинейной жесткостной характеристики его относительная деформация будет равна 0,05, что автоматически соответствует условию [52]. Это означает, что дальнейшую оценку нагруженности шарниров можно вести по величине деформации от максимальной кратковременно действующей нагрузки [90].

По данным [52], экспериментально определенная радиальная жесткость сферического РМШ должна составлять 92 кН/мм. В то же время в [39] попытка определить жесткость РМШ по статическому прогибу от воздействия веса ТЭД дала значительно меньшие значения радиальной жесткости – от 24 до 48 кН/мм. Поскольку способ, примененный в [39], имеет более высокие погрешности, чем измерение жесткости на стенде, сравним радиальные жесткости различных сферических РМШ (таблица 3.1) [90].

**Таблица 3.1 - Радиальные жесткости различных сферических РМШ**

Параметр	2ЭС6	HS4000	13-1180 Trelleborg	13-4007 Trelleborg	SPH-SB2140- 68 GMT
Дш, мм	120	129	127	127	127
Ширина, мм	90	102	102	102	105
Жесткость, кН/мм	92	50	87	260	88
Допустимая нагрузка, кН			93	220	111
Деформация при 150 кН	0,163	0,25			
Допустимый перекос, град.			7	6	10
Угловая жесткость, кНм/рад			6,2	13	6,8

Как видно из таблицы 3.1, сферические РМШ диаметром 120-130 мм и радиальной жесткостью порядка 90 кН/мм не обеспечивают достаточной нагрузочной способности, как отечественные, так и зарубежных производителей. Таким образом, унификация шарниров подвески ТЭД и буксовых поводков нецелесообразна, что показывает и опыт разработки тележек 60-70 годов прошлого века (для тележки тепловозов 2ТЭ10М диаметр РМШ подвески ТЭД – 140 мм, диаметр РМШ поводка – 84 мм). Вместе с тем данные таблицы 3.1

показывают принципиальную возможность значительного (в 2 и более раза) повышения нагрузочной способности РМШ. Рассмотрим возможные пути реализации этого в существующих условиях [90].

***Увеличение размеров шарнира.*** В подвеске осевого редуктора отечественных тепловозов с трехосной тележкой и диаметром колеса 1250 мм были использованы РМШ диаметром 140 мм при расстоянии между осями шарниров 640 мм, что меньше, чем для 2ЭС6 (680 и 1000 мм). При этом продольные динамические усилия при проезде неровностей пути достигали 28-34 кН, а суммарные кратковременно действующие в режиме боксования – 165 кН, что выше, чем прогнозируемые для подвески ТЭД [90].

В этих эксплуатационных условиях удовлетворительно работали даже цилиндрические РМШ, изготавливаемые методом запрессовки, несмотря на значительные поперечные перемещения средней колесной пары – до 25-30 мм на сторону, в то время как у крайних колесных пар (и, соответственно, для двухосной тележки электровоза) поперечные перемещения будут достигать примерно 15 мм на сторону. Недостатком шарниров, изготовленных методом запрессовки, является абразивный износ резиновой втулки по краям, в связи с чем, несмотря на простоту и технологичность, его можно рассматривать только как временное для электровоза 2ЭС6 и не позволяющее реализовать дальнейшее повышение срока службы РМШ [90].

***Повышение твердости высокоэластичного материала.*** В настоящее время резина для РМШ согласно КД должна иметь твердость 70-80 ед. по Шору, в то время как ранее для резинометаллических деталей экипажной части (шарниры буксовых поводков, опоры) чаще всего использовались резины с твердостью 50-60 ед. [91]. Таким образом, твердость резины поводка уже соответствует предельным значениям и ее дальнейшее повышение нецелесообразно из-за роста угловой жесткости, и, соответственно, усилия отрыва резины от металла в зонах вулканизации. Согласно [39], в вышедших из строя шарнирах наблюдался отрыв резины от металла на поверхности внутренней втулки, в то время, как в

большинстве вулканизованных амортизаторов повреждения наблюдаются в самом резиновом слое, а крепление резины к металлу остается целым [90].

**Уменьшение толщины резинового слоя.** Для прогнозируемых поперечных перемещений ТЭД электровоза 2ЭС6 (15 мм на сторону) и вертикальных перемещений буксовой ступени с амплитудой в 30 мм, суммарный сдвиг наружной обоймы шарнира относительно внутренней составит около 2 мм. Исходя из допустимой относительной деформации сдвига 0,25-0,3, получаем минимальное значение толщины резинового слоя, равное 6-8 мм. Это позволяет существенно увеличить радиальную жесткость шарнира, однако при этом теряется возможность унификации РМШ с РМШ электровоза 2ЭС10 (меньше длина подвески) и тепловоза 2ТЭ25А (больше угловые смещения из-за применения трехосной тележки с радиальной установкой колесных пар). Кроме того, при нештатных режимах (например, сход колесной пары при маневрах на станционных путях) может произойти повреждение резинового слоя из-за чрезмерных деформаций [90].

На основании изложенного можно сделать вывод, что конструкция сферического РМШ с осевым разъемом (рисунок 3.5, а) не реализует параметры, позволяющие создать унифицированный РМШ подвески для выпускаемых локомотивов.

Кроме того, серьезным недостатком существующих сферических РМШ применительно к узлу подвески ТЭД является большой угол раскрытия резинового слоя  $\alpha$ , определяемый по [15] вертикальной осью симметрии шарнира и прямой, проходящей через центр шарнира и торец внутренней поверхности резинового кольца. У известных сферических РМШ с внешним диаметром 120-130 мм угол  $\alpha$  приблизительно равен 45 градусов, в связи с чем диаметр отверстия во внутренней втулке приходится уменьшать до 45-50 мм, что нежелательно с точки зрения прочности. В связи с этим на локомотивах 2ЭС10, 2ЭС6, 2ТЭ25А используются шарниры с клиновым креплением (рисунки 3.4, 3.5, а), которое имеет другой недостаток: превышение угла поворота, например, при сходе с рельсов колесной пары в крутой кривой на деповских путях, может привести к

повреждению шарнира, в то время как при креплении на валике внутренняя втулка просто повернется на валике. С этой точки зрения было бы более рациональным уменьшить угол раскрытия резинового слоя  $\alpha$  примерно до 30 градусов, уменьшив ширину шарнира и увеличив диаметр отверстия во внутренней втулке, но это приведет к снижению жесткости и нагрузочной способности РМШ вследствие уменьшения отношения площади, к которой прикладывают силу, к площади, не испытывающей воздействия сил (коэффициент формы по ГОСТ ISO 7743-2013) [90, 97].

Следует отметить, что в каталогах РМШ, предлагаемых различными фирмами, присутствуют те же самые конструктивные схемы, что были описаны в технической литературе 60-х годов прошлого века. Основной технической новинкой является применение полиуретана в РМШ, изготавливаемых методом запрессовки. Отсюда следует, что техническое решение РМШ надо искать в виде конструкции, ранее не применявшейся [90].

### **3.2 Конструктивные особенности и режимы работы резинометаллического шарнира**

В распространенных учебных и справочных пособиях [93, 98-100] расчет сферических РМШ не рассматривается. В справочнике [100] рассмотрен расчет сферического подпятника, что также не может быть применено к РМШ. В 80-х годах во ВНИКТИ были проведены работы по созданию поводковой подвески для ТЭД и осевых редукторов. В результате [6, 101] были предложены следующие формулы для определения жесткости сферических РМШ.

Расчет радиальной жесткости:



$$C_p = 6\pi GR_1 \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{-1} - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^4}{5 - 4,5 \left[ \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{-2} \right] + 2 \left[ \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^3 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^{-3} \right]} \quad (\text{кН/мм}), \quad (3.6)$$

где  $G$  – модуль сдвига, мПа,

$R_1$  – радиус сферы наружной обоймы, мм;

$R_2$  – радиус сферы внутренней обоймы, мм.

Жесткость на сдвиг (скручивание), кН\*м/рад:

$$C_r = 3,2\pi GR_1^3 \left[ \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^3 - 1 \right]. \quad (3.7)$$

При этом в [101] при расчете по формуле (3.6) величина  $R_2$  принималась уменьшенной на величину радиального поджатия резины при сборке шарнира, в [101] это уточнение не делалось.

Как видно из формул (3.6) и (3.7), в них не учитывается такой важный параметр, как угол  $\alpha$  раскрытия резинового элемента, определяемый вертикальной осью симметрии шарнира и прямой, проходящей через центр шарнира и точку, условно принимаемую за границу резинового элемента. В [15] была принята величина  $\alpha = \pi/4$ .

В таблице 3.2 приведены сравнительные данные расчетных и экспериментальных жесткостей некоторых сферических РМШ локомотивов с близкими величинами  $\alpha$ .

Указанные выше формулы неприменимы для РМШ с другим значением  $\alpha$ .

Установлено [6, 101], что радиальная жесткость шарниров в 1,5-1,9 раза выше в случае, если при установке шарнира происходит смыкание краев выемок резинового элемента по краям сегментов или колец, из которых состоит наружная обойма.

**Таблица 3.2 - Сравнительные данные расчетных и экспериментальных жесткостей некоторых сферических РМШ локомотивов с близкими величинами  $\alpha$**

Серия	G, мПа	R <sub>1</sub> , мм	R <sub>2</sub> , мм	Твердость резины по Шору	C <sub>p</sub> , кН/мм, расчет	C <sub>p</sub> , кН/мм, опыт	C <sub>т</sub> , кН*м/рад, расчет	C <sub>т</sub> , кН*м/рад, опыт
2ТЭ10М опытн.	1,15	80	60		100,3 ([10])	100	8,0	8,6
2ТЭ121 опытн.	1,4	64	55		190 ([11])	180	2,6	-
2ТЭ25А, 2ЭС6	1,5...2,05	55	45	70-80	97...133	92	-	-

Запатентована форма выемки для шарнира с осевым разъемом [16], которая определяется соотношением:

$$B = \frac{2h \cdot \Delta_p}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \left( 1 - \frac{8}{3} \cdot \frac{\delta}{R \sin^2 \frac{\alpha}{2}} \right)^{0,5}, \quad (3.8)$$

где  $B$  - ширина выемки на расстоянии  $\delta$  мм от плоскости, параллельной продольной оси шарнира и касательной к обеим сферическим поверхностям колец, мм;

$\alpha$  - угол раскрытия резинового элемента, определяемый вертикальной осью симметрии шарнира и прямой, проходящей через центр шарнира и торец внутренней поверхности кольца, град;

$R$  - радиус наружной сферической поверхности элемента, мм;

$h$  - толщина резинового элемента, мм;

$\Delta_p$  - предварительная радиальная деформация резины, относительная величина,  $\Delta_p \leq 0,5$ .

Однако для РМШ, применяемых на электровозе 2ЭС6 и тепловозе 2ТЭ25А, использована форма выемки в виде двух конусов со значительным (2 мм или 20 % от толщины резинового слоя) радиусом скругления дна выемки, что при монтаже

шарнира может привести к образованию в месте скругления кольцевой полости и снижению радиальной жесткости шарнира [102].

Основным недостатком РМШ с осевым разъемом является то, что радиальный предварительный натяг резинового элемента при монтаже достигается косвенным путем, за счет деформации сдвига, при этом деформация сдвига принимается равной утроенной предварительной деформации сжатия. Для шарниров подвески 2ТЭ25А и 2ЭС6 эта деформация равна 3 мм, что соответствует углу перегиба  $\nu = 0,054545$  рад. Касательные напряжения в резине в месте вулканизации без учета выдавливания излишков резины в стороны от выемки, можно определить по формуле, приведенной в [6]:

$$\tau = 3\nu GR_1^3 R_2^{-3} \left[ \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^3 - 1 \right]. \quad (3.9)$$

При  $G = 2,05$  мПа получается  $\tau = 2,8$  МПа.

Как указано в [90], для деталей с фактором формы более 1,5, прочность начинает определяться прочностью соединения резины с металлом. Согласно [103], прочность соединения резины из синтетических каучуков с металлом с помощью клея «Лейконат» для разных резиновых смесей может колебаться от 3 до 10 МПа. Таким образом, для сферических РМШ с осевым разъемом важно обеспечить максимально прочное соединение резины с металлическими обоймами (латунирование, дробеструйная обработка поверхностей и т.п.). Как показала практика, характерным дефектом сферических РМШ подвесок локомотивов ЭП1, 2ЭС6, 2ТЭ25А, является отслоение резинового элемента от наружной обоймы и выдавливание резины за торец поводка [104-106].

Для трехсегментных РМШ, производимых зарубежными фирмами, величина зазоров между сегментами обоймы перед монтажом, составит

$$\Delta = \frac{2}{3} \pi \Delta_p (R_1 - R_2). \quad (3.10)$$

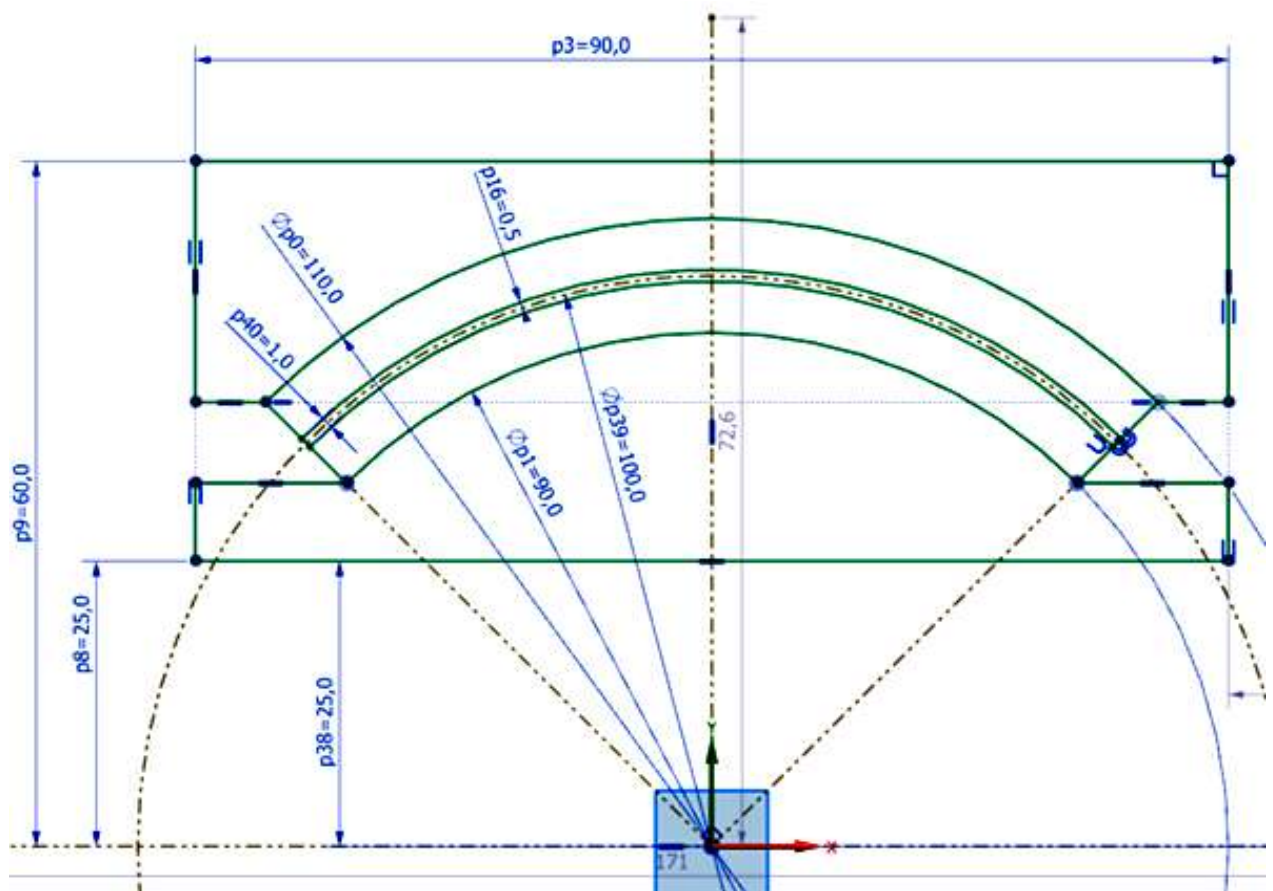
Для РМШ подвески 2ТЭ25А и 2ЭС6  $\Delta=2,09$  мм, что почти втрое меньше величины зазора в РМШ с осевым разъемом. Недостаток трехсегментных шарниров заключается в повышенной сложности монтажа. Поскольку сферические шарниры в экипажной части локомотивов применяются, как правило, в деталях, представляющих собой поводки, нагруженные осевым усилием, это позволяет для упрощения использовать двухсегментные шарниры с разъемом в плоскости, перпендикулярной оси поводка, описанные в [90]. При этом ширина  $\Delta$  также втрое меньше величины РМШ с осевым разъемом, что позволяет упростить форму выемки (меньшая ширина выемки приводит к меньшим возможным объемам избыточной резиновой массы при смыкании разъема).

Таким образом, для однослойных РМШ методика расчета создана только применительно к РМШ с  $\alpha = \pi/4$ , и обладает достаточной сходимостью с результатами эксперимента при продольном разьеме шарнира. В связи с этим была предпринята попытка использовать в качестве универсального инструмента расчета метод конечных элементов (МКЭ) [102].

### **3.3 Расчетные характеристики шарниров при моделировании с помощью метода конечных элементов**

В качестве моделируемого объекта был принят сферический РМШ, соответствующий примененному в подвеске ТЭД электровоза 2ЭС6 и тепловоза ТЭ25А (таблица 3.2) и двухслойный двухсегментный сферический РМШ, предложенный в [90], плоскость разъема которого расположена перпендикулярно оси поводка, с теми же параметрами и толщиной промежуточной арматуры 1 мм. Исходя из положения, что при проектировании шарнира его форма до сборки, для достижения наивысшей нагрузочной способности, должна

обеспечить смыкание выемок резинового элемента по краям полуколец, РМШ рассматривался, как совокупность полных металлических и резиновых колец, жестко соединенных между собой. В качестве препостпроцессора при моделировании шарнира использовался модуль Advanced Simulation комплекса Siemens PLM NX. При построении геометрии в главном эскизе (рисунок 3.7) был заранее предусмотрен средний слой, который в зависимости от назначенного элементу материала может моделировать как резиновую втулку, так и промежуточную арматуру.



**Рисунок 3.7 – Главный эскиз для построения геометрической модели шарнира**

На основе геометрии эскиза построено пять твердых тел вращения с углом поворота  $360^\circ$ . Разбиение конечно-элементной сетки осуществлялось восьмиузловыми трехмерными гексаэдральными конечными элементами [102].

Разбиение объемной геометрии осуществлялось восьмиузловыми гексаэдральными объемными конечными элементами с применением условия

совпадения сеток на контактирующих поверхностях, разбиваемых тел. Для металлических элементов принят материал Сталь с параметрами: Модуль упругости  $E = 210000$  МПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ . На основании экспериментальных данных, приведенных в [41, 102], для моделирования резины применена упругая линейная модель материала, обладающего изотропными свойствами (одинаковыми параметрами жесткости во всех трех направлениях) [102].

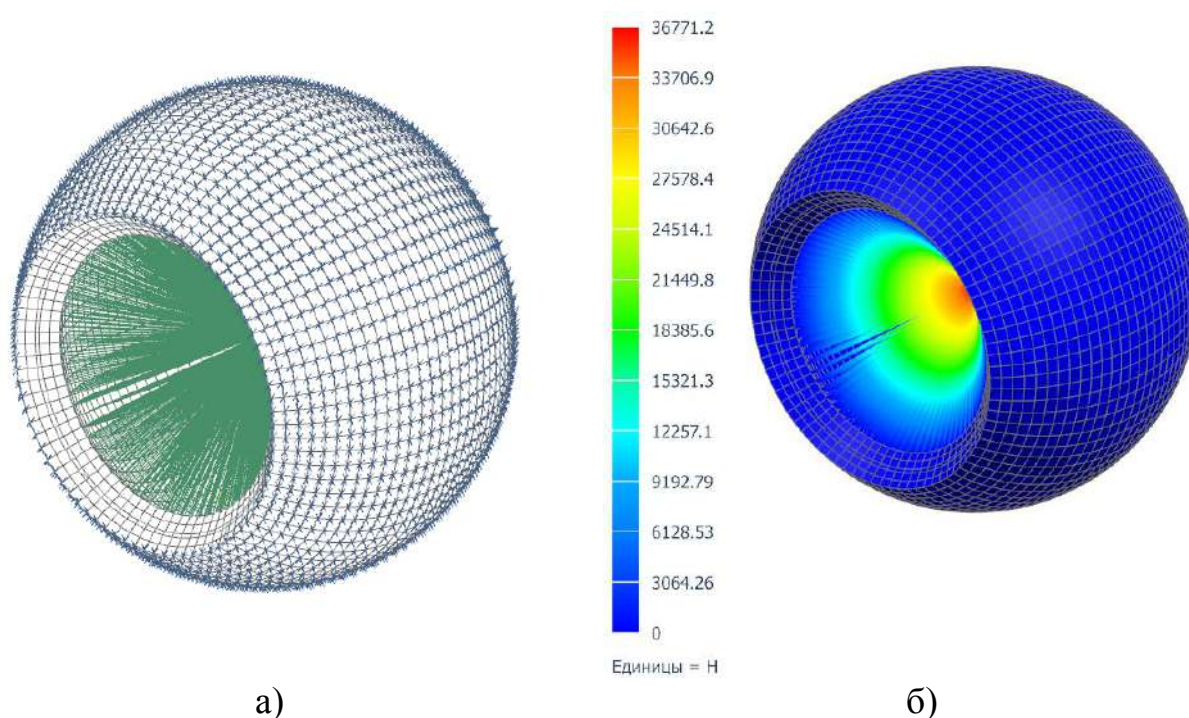
Согласно графика зависимости модуля упругости резины от твердости, представленному в [97], были определены значения статического модуля упругости для резины с твердостью по Шору 60, 65, 70, 75, 80 единиц. Для анализа радиальной жесткости РМШ расчетная схема была дополнена соединением одномерных абсолютно жестких элементов, соединяющих все узлы внутреннего кольца с центральной точкой, расположенной на оси шарнира, в которую будут прикладываться соответствующие ограничения и которой будет задаваться вынуждающее перемещение. Данное решение приводит к следующим упрощениям:

- посадочная поверхность внутреннего кольца шарнира не деформируется,
- усилие от цилиндрического соединительного пальца распределяется по всей внутренней поверхности кольца, а не только по его нижней части [102].

К поверхности верхнего кольца прикладывается ограничение «жесткая заделка», что приводит к тому, что усилие реакции от действующей радиальной силы распределяется по всей поверхности внешнего кольца, исключается смещение узлов поверхности кольца относительно охватывающей шарнир поверхности подвески и исключена возможность проворота шарнира.

В узел соединения вводится ограничение на все степени свободы и вынуждающее перемещение равно 1 мм. По результату расчета проводится оценка величины силы реакции в данном узле при единичном смещении. Согласно зависимости,  $C = P/f$ , значение полученного усилия будет равно радиальной жесткости шарнира [102].

Результат предварительного расчета показал, что относительные перемещения в узлах металлических частей и возникающие в них усилия ничтожно малы, что обусловлено тем, что жесткость металла на несколько порядков больше чем у резины, что позволило ввести допущение, что все деформации обусловлены работой резинового слоя и упростить расчетную схему оставив только элементы, моделирующие резиновую втулку, для уменьшения числа степеней свободы и повышения скорости расчета, а также позволит при необходимости уменьшить шаг конечно-элементной сетки без значительного увеличения объема вычислений. Поскольку результаты расчетов при данном упрощении оказались практически идентичны результатам для описанной выше модели, для дальнейших исследований использовалась схема, моделирующая только резиновый слой (рисунок 3.8, а,б) [102].



*а - расчетная схема резиновой втулки; б - результаты расчета (радиальная жёсткость – 36,8 кН/мм)*

**Рисунок 3.8 – Схема, моделирующая резиновый слой**

Результаты расчета для разной твердости по Шору представлены в таблице 3.3.

Из таблицы видно, что значения радиальной жесткости, полученные для однослойного шарнира, не соответствуют экспериментальным данным – 92 кН/мм, при твердости резины по Шору 70-80 ед и радиальной деформации  $\Delta$  равной 1 мм. Погрешность составила 43 %, что говорит о необходимости корректировки исходных данных и параметров расчетной схемы [102].

**Таблица 3.3 - Результаты расчета для разной твердости по Шору**

Параметр	Твердость по Шору	Е, МН	Сила реакции Рр, кН	Радиальная жесткость Ср, кН/мм
1-слойный	60	2,7	24,28	24,28
	65	3,18	28,59	28,59
	70	3,8	34,17	34,17
	75	4,64	41,72	41,72
	80	5,86	52,68	52,68
2-слойный	60	2,7	39,93	39,93
	65	3,18	47,03	47,03
	70	3,8	56,19	56,19
	75	4,64	68,59	68,59
	80	5,86	86,6	86,6

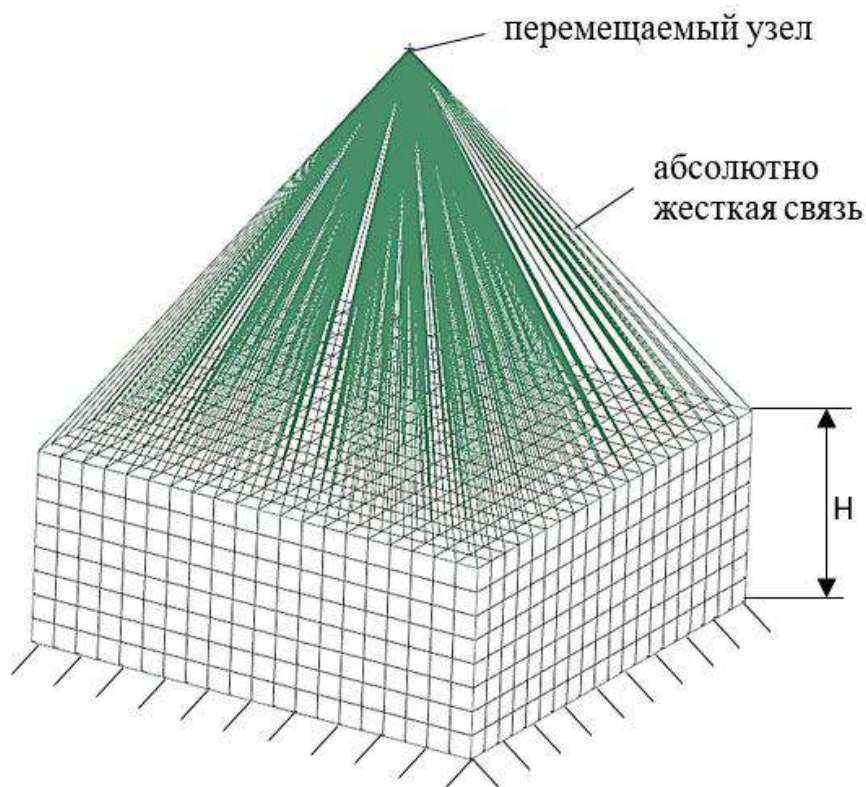
Проведенное исследование показало, что наличие предварительного сжатия оказывает несущественное влияние на радиальную жесткость шарнира. При этом проверочные расчеты на упрощенных моделях показали, что при уменьшении толщины резинового слоя на его параметры при оценке жесткости влияет точность задания коэффициента Пуассона. В исходных расчетах данный коэффициент принимался близким к величине 0,5 и равнялся  $\mu = 0,49$ . Для оценки влияния точности задания коэффициента Пуассона от толщины резинового слоя была создана конечно-элементная модель резинового образца, представляющего собой параллелограмм с длиной и шириной основания 100 мм и переменной высотой Н (рисунок 3.9) [102].

Узлы основания закреплены по всем шести степеням свободы. Узлы верхней грани соединены между собой абсолютно жесткими связями. Всем узлам верхней грани сообщается единичное перемещение  $\Delta = 1$  мм.

В результате расчета определялась суммарная сила реакции в заделках узлов основания, оценивалась жесткость для разных вариантов представления величины



коэффициента  $\mu$ . В первом варианте значение, приближенное к величине  $\mu = 0,5$  составило  $\mu = 0,49$ , во втором варианте  $\mu = 0,499999$ . Для обоих вариантов значение модуля упругости принималось  $E = 4$  МПа.



**Рисунок 3.9 – Расчетная схема резинового образца**

По результатам анализа построен сводный график зависимости жесткости образца от высоты  $H$  (рисунок 3.10).

Как видно из графика, при толщине резинового слоя меньше 20 мм резко начинает возрастать погрешность при определении жесткости элемента. Так при высоте 10 мм значение жесткости при уточненном значении  $\mu$  оказалось выше в 2,7 раза по сравнению с коэффициентом, округленным до сотых. Учитывая эти результаты, произведен пересчет значений радиальной жесткости для РМШ. Полученные значения приведены в таблице 3.4.

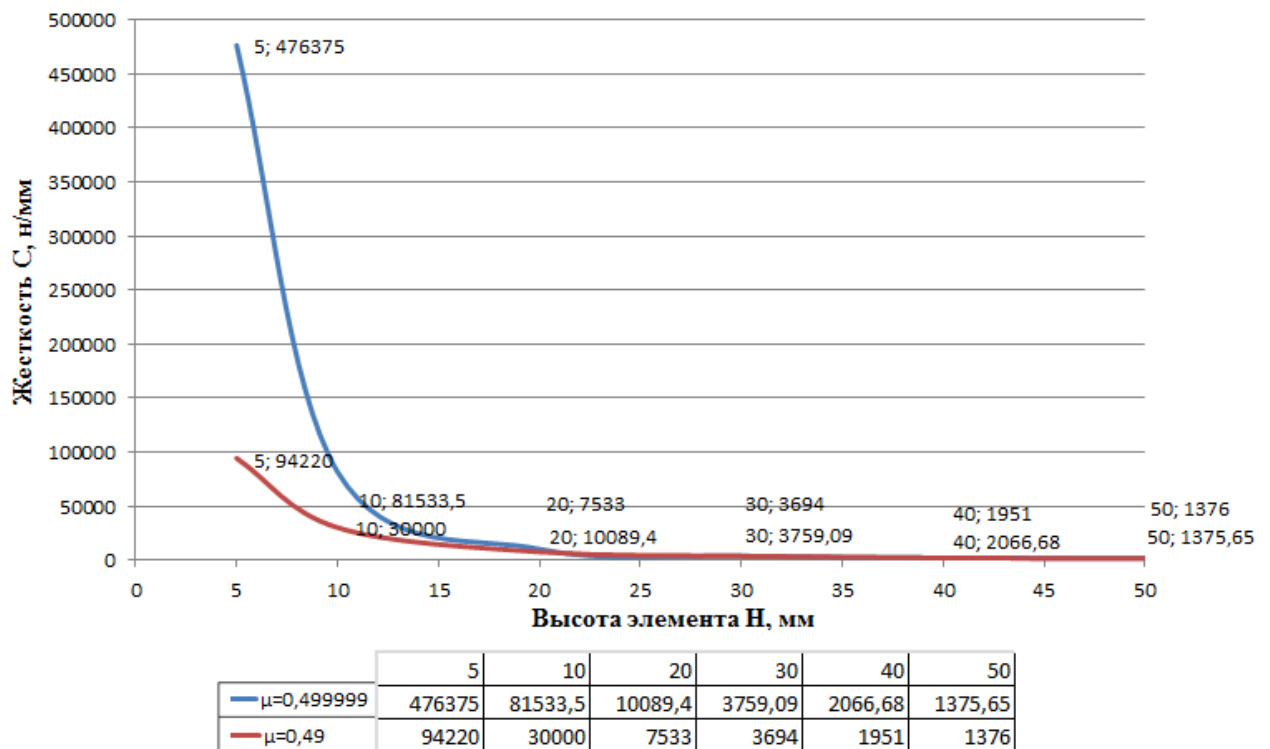


Рисунок 3.10 – График зависимости расчетной величины жесткости резинового элемента от его высоты

Таблица 3.4 - Пересчет значений радиальной жесткости для РМШ

Параметр	Твердость по Шору	E, МН	Сила реакции Pp, кН	Радиальная жесткость Cp, кН/мм
1-слойный	60	2,7	56,17	56,17
	65	3,18	66,15	66,15
	70	3,8	79,05	79,05
	75	4,64	96,52	96,52
	80	5,86	121,9	121,9
2-слойный	60	2,7	359,85	359,85
	65	3,18	421,68	421,68
	70	3,8	504,63	504,63
	75	4,64	616,22	616,22
	80	5,86	776,59	776,59

Как видно из таблицы 3.4, значения радиальной жесткости, полученные для однослойного шарнира, при уточнении коэффициента Пуассона оказываются приближены к экспериментальным данным (92 кН/мм, при твердости резины по Шору 70-80 ед). При этом радиальная жесткость двухслойного шарнира оказалась примерно в 6,3 раза выше однослойного, что, как минимум, подтверждает первоначальные прогнозы о существенно более высокой несущей способности

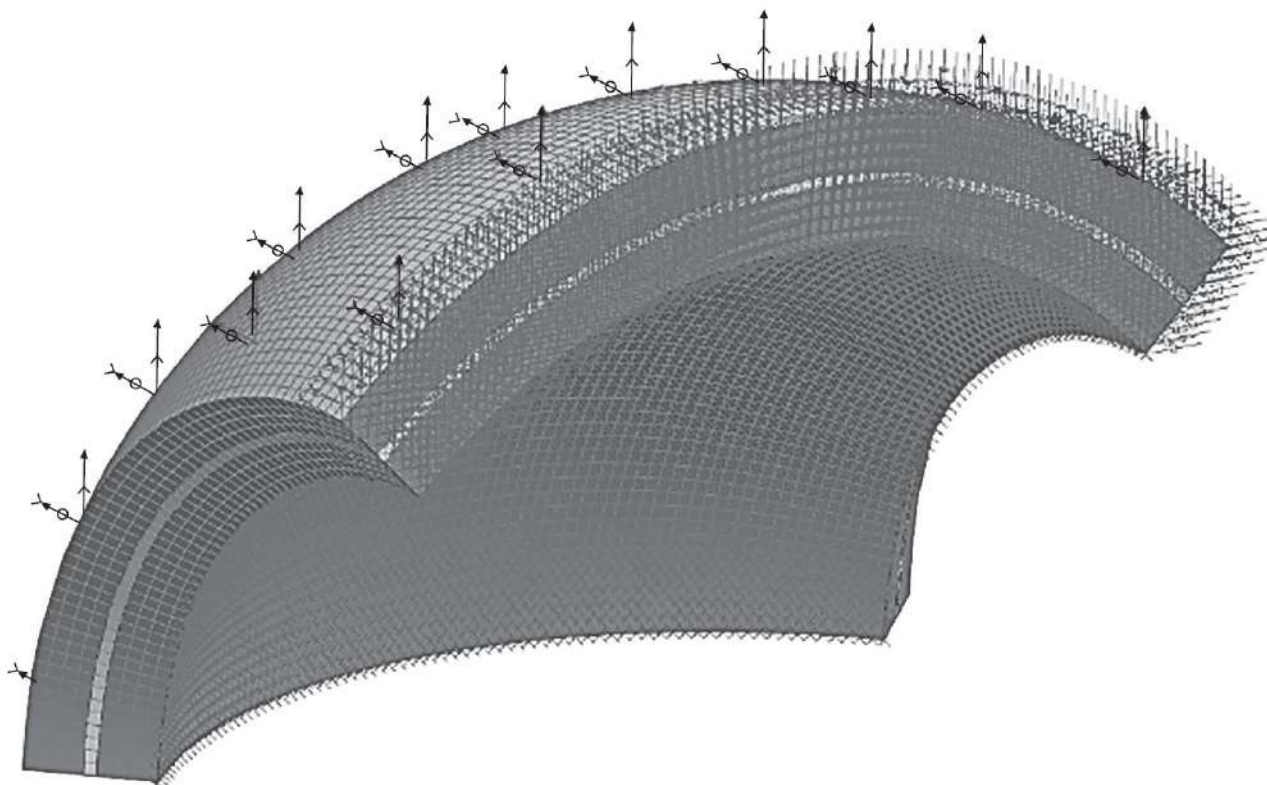
двухслойных шарниров по сравнению с однослойными. С другой стороны, существенно более высокая радиальная жесткость двухслойных РМШ требует при проектировании тягового привода учитывать изменение упруго-диссипативных свойств динамической системы и изменение частот собственных колебаний, при необходимости предусматривая введение в конструкцию упругих элементов для амортизации ударных и вибрационных нагрузок [102].

### **3.3.1 Исследование деформаций свободной поверхности резинометаллических шарниров**

Важным вопросом при проектировании РМШ является выбор формы свободной поверхности резиновой втулки перед предварительным деформированием при сборке. Предварительное деформирование необходимо для того, чтобы в резиновой втулке под действием эксплуатационных нагрузок не возникало деформаций растяжения, резко снижающих долговечность детали. При этом свободной поверхности втулки перед сборкой шарнира придают такую форму, чтобы после сборки на свободной поверхности шарнира не образовалось выпучиваний, в которых появятся деформации растяжения. Поиск искомой формы свободной поверхности производился путем решения обратной задачи - в качестве исходной была принята форма свободной поверхности РМШ после монтажа, представляющая собой коническую поверхность, а искомая форма поверхности до монтажа образовывалась за счет растяжения резинового элемента на величину предварительной деформации, в направлении, противоположном перемещению арматуры при монтаже [102].

Для упрощения решения задачи по получению формы свободной поверхности создано два сегмента упругой втулки, представляющие собой половину ее полукольца. Шаг разбивки конечно-элементной сетки, из условия получения ряда элементов на свободной грани, составил 1 мм. Внутреннее кольцо абсолютно жестко

заделано. На границе разреза по плоскости симметрии накладываются симметричные связи. Узлам внешней поверхности наружного кольца сообщается перемещение в 1,5 мм (из условия, что первоначальный зазор между смыкаемыми полукольцами равен 3 мм). Внешний вид расчетной схемы представлен на рисунке 3.11.



**Рисунок 3.11 – Расчетная схема втулки при моделировании деформации свободных поверхностей резинового слоя**

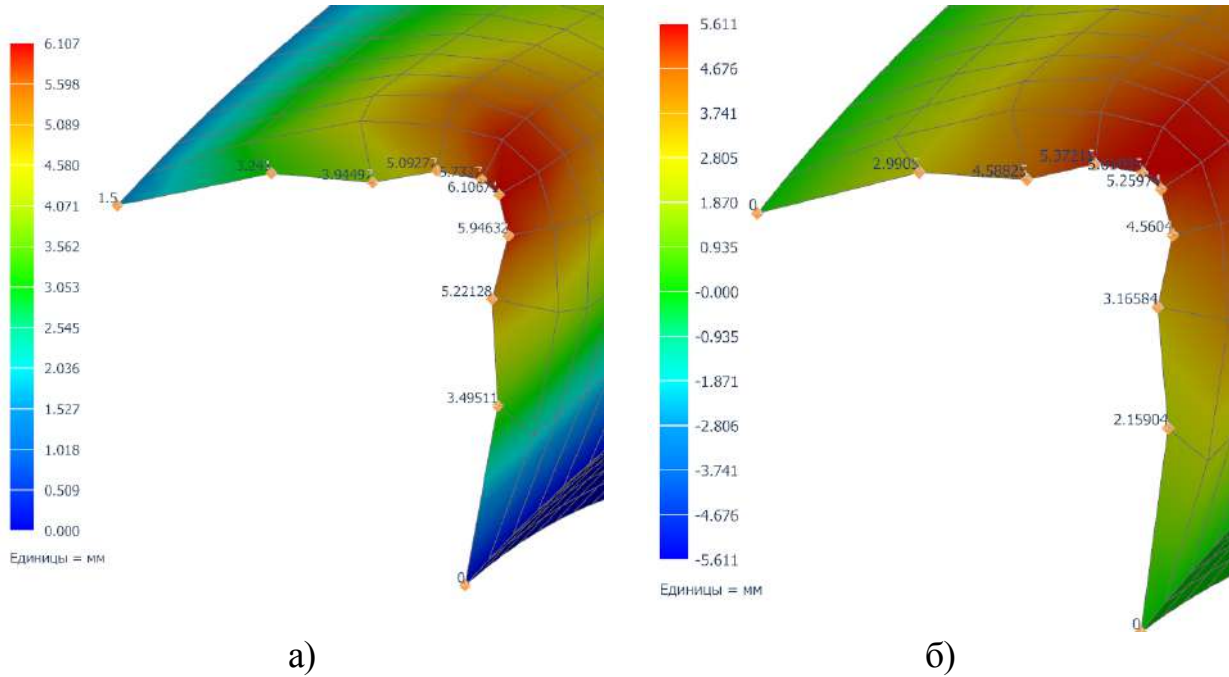
Как и в предыдущем случае, модель двухслойного шарнира создается на базе модели однослойной путем увеличения жесткости среднего слоя элемента до значений жесткости стали [102].

Для моделирования резинового слоя принят материал, соответствующий верхней строке таблицы 3.3 имеющий параметры твердости по Шору – 60 ед., статический модуль упругости  $E = 2,7$  МПа,  $\mu = 0,499999$ .

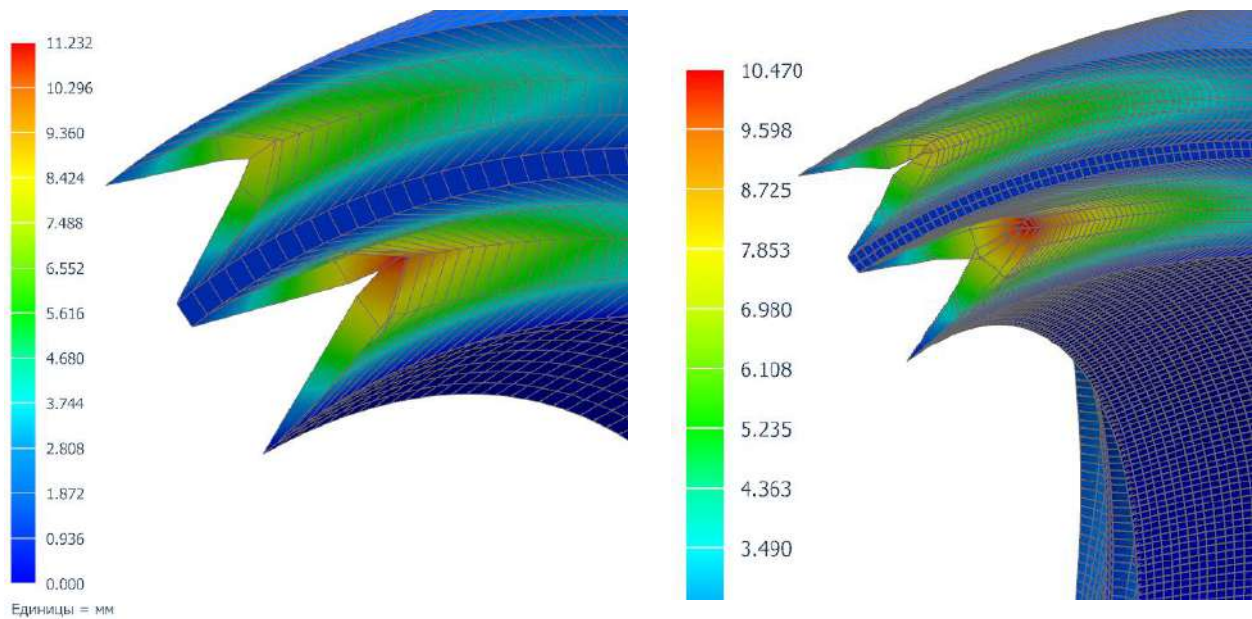
Получившаяся в результате расчета деформированная поверхность будет оптимальна для достижения условия получения ровной свободной поверхности при смыкании полуколец при сборке шарнира.

На рисунках 3.12 и 3.13 показана деформированная свободная поверхность резинового элемента однослойного и двухслойного шарнира.

Как видно из рис. 3.12 и 3.13, для двухслойного шарнира характерна меньшая глубина требуемой выемки, однако при этом значительно уменьшаются радиусы при вершине выемки.



*а) в вертикальном направлении, б) в горизонтальном направлении*  
**Рисунок 3.12 – Перемещения узлов свободной поверхности втулки**



**Рисунок 3.13 – Перемещения узлов свободной поверхности резинового элемента двухслойного шарнира при разной величине конечных элементов (справа - 0,5 мм)**

Это обусловлено снижением возможности перемещения резины в двухслойном шарнире по сравнению с однослойным, что ведет к возможности образования локальных зон растяжения на середине свободной поверхности после сборки шарнира. Возможно, по этой причине потребуется снижение максимальных радиальных деформаций резинового слоя при работе. Данный вопрос требует дальнейших исследований [102].

Из изложенного следует, что при проектировании двухслойных РМШ одной из основных проблем является обеспечение технологических возможностей выполнить в литейной оснастке форму свободной поверхности резинового слоя, близкую к рациональной. В связи с этим была предложена конструкция двухслойного сферического РМШ с разъемом, упрощающая технологию изготовления, на которую получен патент на полезную модель [19].

### **3.4 Вопросы создания равнопрочных двухслойных сферических резинометаллических шарниров**

Сферические РМШ, не требующие обслуживания во время эксплуатации, широко применяются в узлах транспортных машин в отечественной и зарубежной практике, в частности, в узлах экипажной части железнодорожных транспортных средств (локомотивы 2ЭС6, 2ТЭ25А, ЭП20 и др.), что определяет актуальность развития методов их расчета и проектирования, а также поиска новых конструкций сферических РМШ, имеющих более высокую нагрузочную способность по сравнению с зарубежными аналогами.

В результате исследований методами математического моделирования было установлено, что жесткость двухслойных сферических РМШ в радиальном направлении может быть в 6,3 раза выше, чем у однослойных при прочих равных условиях. Это означает, что при твердости резины 70-80 ед. по Шору и размерах, как у шарнира подвески ТЭД электровоза 2ЭС6 (наружный диаметр 120 мм)

радиальная жесткость шарнира должна в среднем составить примерно 620 кН/мм, что почти втрое выше радиальной жесткости шарнира 13-4007 фирмы Trelleborg Antivibration Solutions (Швеция), имеющего наружный диаметр 127 мм, и в 7 раз выше радиальной жесткости шарниров 13-1180 и 13-2624 тех же размеров того же производителя. Таким образом, двуслойные шарниры позволяют существенно превзойти по нагрузочной способности шарниры зарубежных производителей, при использовании отечественных материалов и комплектующих изделий отечественной технологической базы.

Однако при этом следует учитывать, что если в однослойном сферическом РМШ в качестве критерия оценки допустимых радиальных нагрузок можно использовать величину относительной деформации сжатия резинового слоя, определяемую по радиальной деформации всего РМШ, как это предлагается делать в [93], то в двуслойном необходимо также учитывать то, что относительная деформация наружной и внутренней резиновой втулок РМШ может быть различной. Поясним это на следующем примере.

Представим двуслойный сферический шарнир в виде двух однослойных с одинаковым углом раскрытия, для которых промежуточная втулка соответственно является внутренней и наружной. В качестве примера возьмем шарнир по чертежу применяемого в подвеске тепловоза 2ТЭ25А, при условии разделения резинового слоя посередине промежуточной втулкой толщиной 2 мм. Тогда для наружного слоя  $R_1 = 55$  мм,  $R_2 = 51$  мм; для внутреннего соответственно  $R_1 = 49$  мм,  $R_2 = 45$  мм. Условно примем величину  $G = 1,4$  МПа, поскольку в рассматриваемом примере абсолютная величина жесткости не интересует. Подставляя эти данные в формулу (3.6), получаем отношение радиальных жесткостей наружной и внутренней втулок  $j_{рн}/j_{рвн} = 1,5$ . Данный пример показывает, что при простом разделении резинового слоя промежуточной втулкой и приложении радиальной нагрузки радиальная деформация резины в наружном и внутреннем слое будет существенно различаться, вследствие чего прочность и долговечность сферического двуслойного РМШ при воздействии радиальной

нагрузки нельзя оценивать на основании суммарной радиальной деформации РМШ, соотнесенной с суммарной толщиной слоев резины.

К разрешению данной проблемы при проектировании шарнира можно подойти двумя путями.

Во-первых, можно рассматривать относительную деформацию резинового слоя только для внутренней, наиболее нагруженной втулки, полагая, что нагруженность наружной будет меньше. Такой подход является наиболее простым, но ведет к дополнительному расходу материала при изготовлении наружной втулки, которая имеет заведомо завышенную нагрузочную способность.

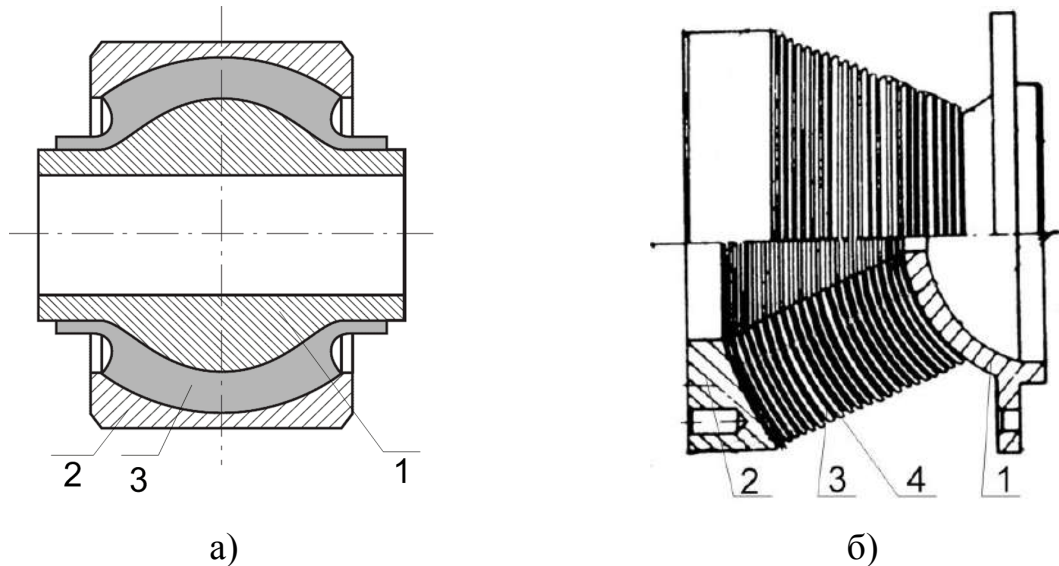
Во-вторых, можно попытаться создать равнопрочную конструкцию с одинаковой относительной деформацией наружной и внутренней втулок. Однако реализация данного подхода затруднена тем, что на сегодняшний день не только отсутствует общепринятая методика оптимизации параметров двуслойных шарниров, но и не доказана сама возможность создания равнопрочных шарниров без существенного усложнения технологии их изготовления.

Проведенный анализ конструкций сферических РМШ, применяемых в различных областях техники показал, что на сегодняшний день стихийно сложились два подхода к проектированию этих изделий (рисунок 3.14).

Однослойные сферические РМШ (рисунок 3.14, а) проектируются и производятся основными зарубежными производителями (Trelleborg, GMT Rubber-Metal-Technik LTD, Vulcanite, Vibrachok-Paulstra и т.п.), как общемашиностроительные изделия. Согласно каталогам фирм, продукция представляет собой РМШ с разъемной трехсегментной наружной обоймой с радиальными разъемами, с углом раскрытия резиновой втулки, близком к максимально возможному по конструктивно-технологическим соображениям (прочностью оси, на которой монтируется шарнир, или клиньев для крепления и возможности изготавливать РМШ методом прессования или литья) и близким к  $90^\circ$ . Толщина резиновой втулки принимается в пределах примерно 15-25 % от радиуса наружной сферической поверхности резиновой втулки. Выбор таких



параметров в основном продиктован стремлением получить наибольшую нагрузочную способность РМШ при однослойной конструкции и требованиями к максимальным углам поворота и перекося в пределах 7-10°.



*а – однослойный РМШ; б – тонкослойный резинометаллический элемент;  
1 – внутренняя обойма; 2 – наружная обойма; 3 – резиновый слой;  
4 – промежуточная обойма (арматура)*

**Рисунок 3.14 – Схемы сферических резино-металлических шарниров**

Сферические тонкослойные резинометаллические элементы (ТРМЭ), именуемые в отечественной технической литературе также сферическими эластомерными подшипниками (рисунок 3.14,б) применяются в узлах крепления несущих винтов отечественных и зарубежных вертолетов. Как правило, они представляют собой упорные подшипники из большого числа чередующихся слоев резины толщиной 1-1,2 мм и металла толщиной 0,8-1 мм, склеенных между собой [107, 108] в виде усеченного сферического конуса с отверстием. Форма РМШ определяется не требованиями равнопрочности, а условиями устойчивости резинометаллического пакета, имеющего ширину основания меньше высоты, при перемещениях узлов и приложении нагрузок. Согласно [107] срок службы сферического ТРМЭ ограничен 4 годами по условию старения резины.

Таким образом, анализ существующего опыта создания РМШ не позволил выявить эмпирические соотношения параметров, обеспечивающие

равнопрочность конструкции, вследствие чего было принято решение производить дальнейший поиск путем математического моделирования.

Анализ конструкции сферического двуслойного РМШ показал, что достижение одинаковой относительной радиальной деформации наружной и внутренней резиновых втулок может быть достигнуто следующими путями:

а) применением для наружной и внутренней втулок резины разной твердости при равной толщине втулок и равных углах их раскрытия;

б) изменением фактора формы для наружной втулки за счет уменьшения угла ее раскрытия;

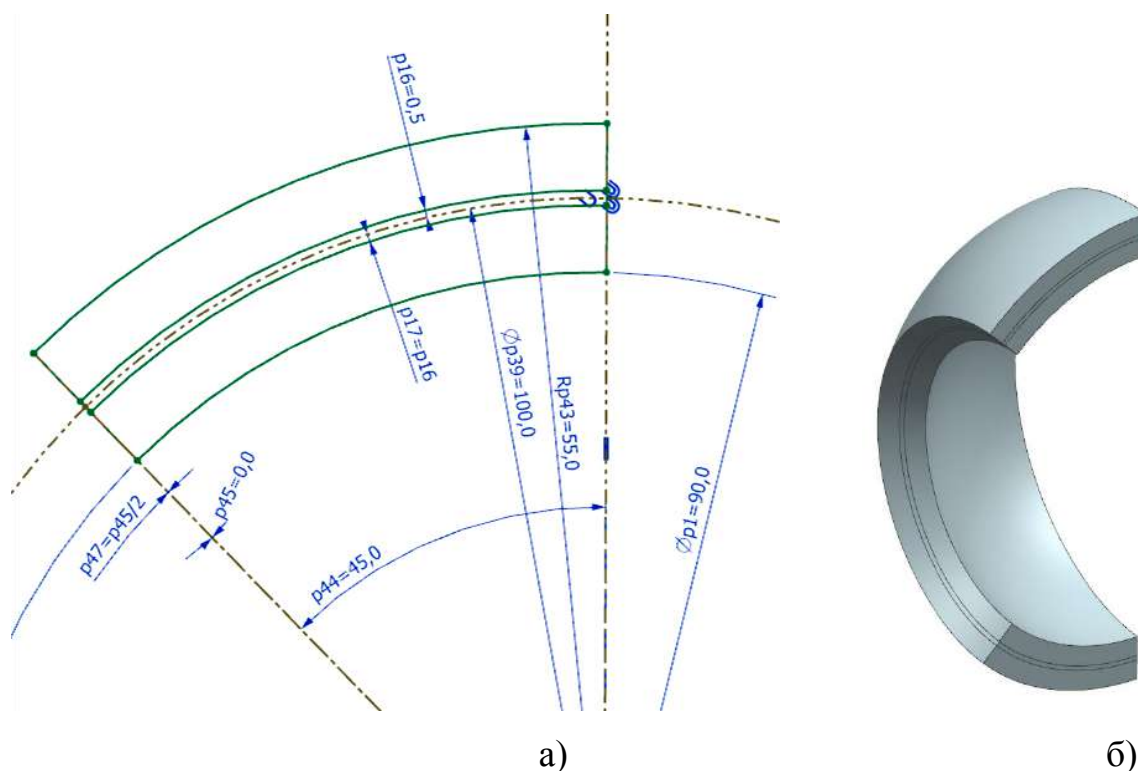
в) различной толщиной наружной и внутренней втулок;

г) увеличением свободной поверхности наружной втулки, например, за счет неполного замыкания частей втулки при монтаже РМШ.

Способ «а» на практике трудно реализуем, причем не столько из-за технологических затруднений прессования или литья двух разных резиновых смесей в форму, сколько из-за существенного разброса значений твердости резины одной и той же марки, в результате чего соотношение значений модуля сдвига для разных партий изделий будет существенно меняться. Также технологически сложно обеспечить требуемую форму и размеры пустот в месте смыкания частей шарнира при монтаже в случае использования метода «г». В связи с этим принято решение провести исследования для вариантов «б» и «в». Задача моделирования состояла в проверке возможности достижения равной величины относительной радиальной деформации наружной и внутренней втулок при сохранении геометрических параметров РМШ, позволяющих изготовить его методами прессования или литья.

Для решения поставленной задачи была сформирована расчетная схема, представляющая собой объемную конечно-элементную модель четверти упругой втулки РМШ. Выделение четверти обусловлено симметрией РМШ в двух взаимоперпендикулярных плоскостях. Это приведет к уменьшению размерности задачи, а также повысит удобство обработки получаемых результатов.

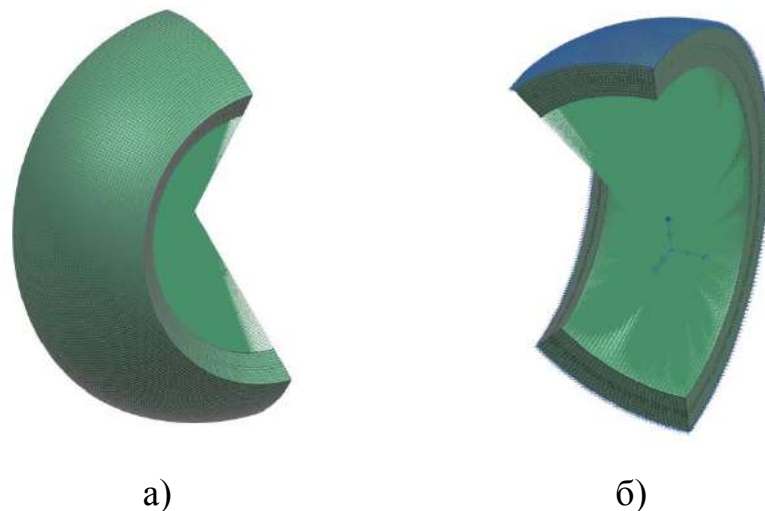
Расчетная схема формировалась на основе твердотельной трехмерной модели (рисунок 3.15, 3.16), при создании которых параметрическими зависимостями установлены значения углов раскрытия внешней, внутренней и промежуточной втулок, что позволяет автоматически перестраивать расчетную схему при многовариантных расчетах.



*а – основные параметры модели, б – геометрическая модель упругой втулки*

**Рисунок 3.15 – Параметризованная геометрическая модель сферического двуслойного РМШ**

Конечно-элементная сетка выполнена гексаэдральными объемными элементами с размерностью разбивки 1,5 мм. В качестве материала наружного и внутреннего резинового слоя применяется ортотропный материал, имеющий линейную силовую характеристику, что справедливо для небольших перемещений внутреннего кольца шарнира, согласно экспериментальным данным. Материалом внутренней разделительной втулки выбрана стандартная сталь,  $E = 210000 \text{ МПа/мм}^2$ ,  $\mu = 0,3$ .



*а – конечноэлементная сетка, б – ограничения расчетной схемы*  
**Рисунок 3.16 – Конечно-элементная модель упругой втулки РМШ**

В центральной точке РМШ располагается соединительный элемент, соединяющий ее со всеми узлами внутренней поверхности упругой втулки абсолютно жесткими связями.

В пространстве расчетная схема закреплена по поверхности упругой втулки, контактирующей с внешним кольцом шарнира, жесткой заделкой. На поверхности, расположенные на секущих плоскостях наложены соответствующие симметричные связи. Среднему узлу сообщается вынуждающее перемещение 1 мм в радиальном направлении.

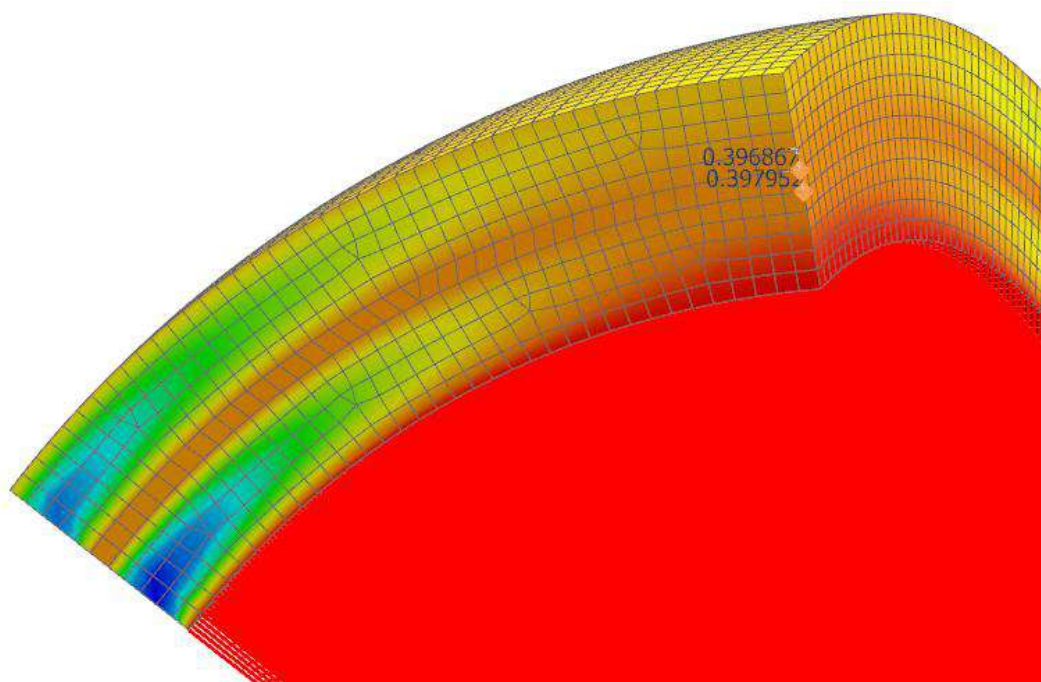
Анализ напряженно-деформированного состояния упругой втулки показал, что при равных углах раскрытия верхней, средней и внутренней втулки РМШ, равных  $90^\circ$ , перемещения узлов средней втулки в зоне максимальной деформации, практически одинаковы, это говорит о том, что деформации промежуточной втулки (стальной арматуры) ничтожны по сравнению с деформациями слоев резины (рисунок 3.17).

При общем перемещении узлов в радиальном направлении 1 мм, деформация внешнего резинового слоя составила 0,397 мм. Перемещение нижнего узла внутренней резиновой втулки составляет 1 мм, а верхнего узла 0,398, тогда общая деформация внутреннего слоя по средней оси РМШ составит  $1 - 0,398 = 0,602$  мм. Иными словами, абсолютная деформация внутреннего слоя в

1,5 раза больше, чем внешнего (а, следовательно, и относительная деформация резины слоев, поскольку их толщина в данном случае одинакова).

Таким образом, результаты моделирования подтверждают вывод, сделанный на основе данных, полученных с помощью формулы (3.6): нагрузочную способность двуслойных сферических РМШ необходимо оценивать по слою с наибольшей величиной относительной деформации. Перейдем к анализу возможностей создания РМШ с одинаковой относительной деформацией слоев.

Для выравнивания значений относительной деформации резиновых слоев предложено изменить соотношение данных параметров резиновых слоев изменяя значения углов раскрытия наружной и средней втулок.



**Рисунок 3.17 – Перемещения узлов средней втулки в радиальном направлении**

Угол раскрытия средней втулки принимается равным полу сумме соответствующих углов внешней и внутренней втулок параметр  $r_{47}$  (рисунок 3.15).

Критерием равнодеформированного состояния будет приниматься приближение значения перемещений узлов средней втулки по вертикальной оси

шарнира к значению 0,5 мм. При равных толщинах резиновых слоев при таком значении перемещения будут наблюдаться их равные относительные деформации.

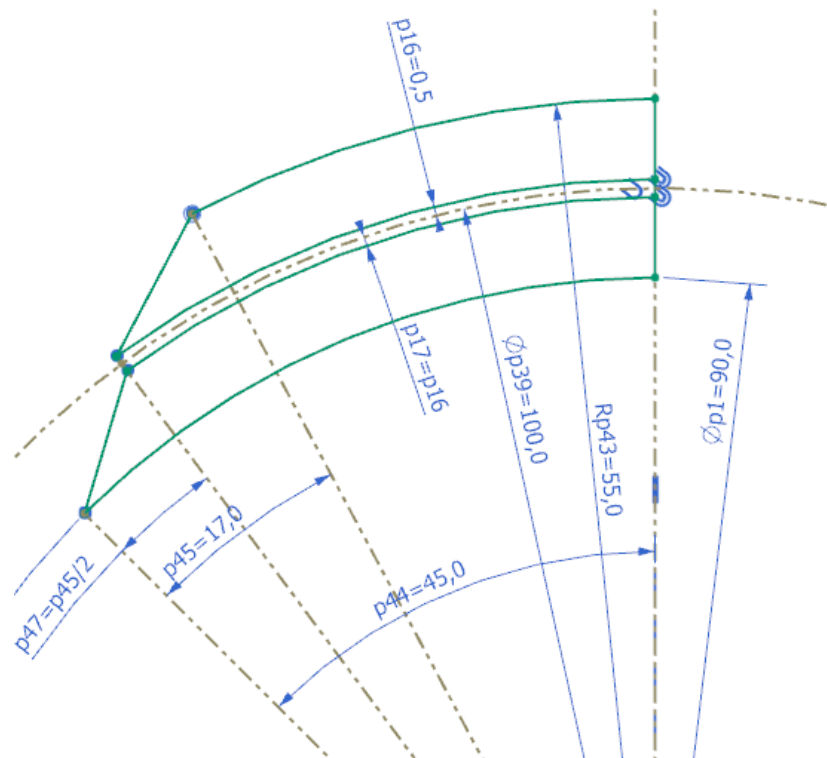
Результаты вариативных расчетов для различных углов раскрытия внешней втулки представлены в таблице 3.5.

**Таблица 3.5 - Перемещения средней втулки при различных углах раскрытия внешней втулки**

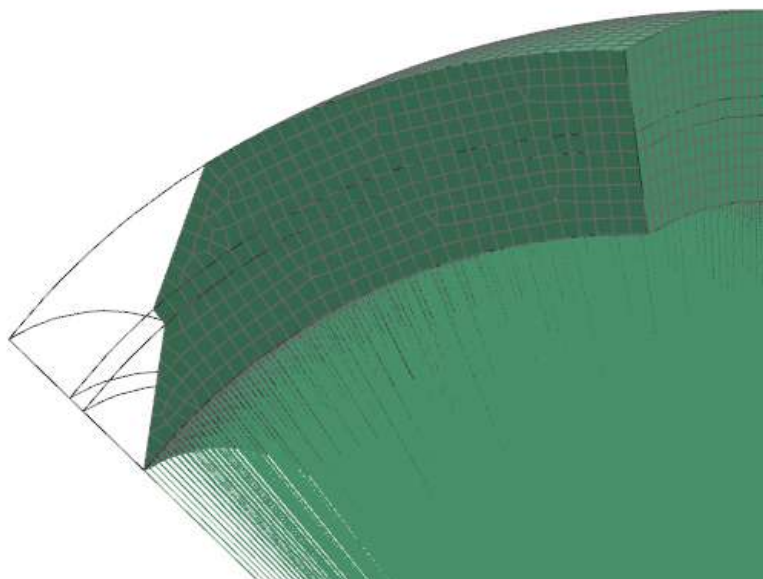
Параметр	Значение параметров									
Угол раскрытия наружной втулки	86°	82°	78°	74°	70°	66°	62°	58°	56°	
Перемещение средней втулки	0,403	0,411	0,419	0,43	0,443	0,456	0,473	0,49	0,502	

В результате проведенного анализа получена форма упругой втулки, обеспечивающая равнодеформированное состояние (рисунок 3.18, 3.19).

Используя вышеописанную параметризованную модель были получены значения углов раскрытия для РМШ имеющих различную ширину (таблица 3.6), обеспечивающие условие равноупругости.



**Рисунок 3.18 – Параметры формы шарнира, имеющего равноупругие резиновые слои**



**Рисунок 3.19 – Форма шарнира с равноупругостью резиновых слоев**

**Таблица 3.6 - Значения параметров шарниров с равноупругостью резиновых слоев**

Параметр	Значение параметров						
Радиальная жесткость, кН/мм	232,6	217	188,2	160,5	136,1	118,6	97,6
Угол раскрытия внутренней втулки, град.	90	85	80	75	70	65	60
Угол раскрытия наружной втулки, град.	56	55	52	49	46	44	41

Как видно из таблицы 3.6, для достижения равноупругости, угол раскрытия наружной арматуры должен быть примерно в 1,5 раза меньше угла раскрытия внутренней. Это позволяет более чем на 25% уменьшить ширину наружной арматуры РМШ, снизить массу детали, а также облегчает заполнение пространства между втулок резиновой массой при изготовлении шарнира.

К недостаткам данной конструкции РМШ следует отнести то обстоятельство, что при предварительной деформации резиновых втулок в ходе монтажа, а также при воздействии радиальных нагрузок давление изнутри на края промежуточной обоймы, создаваемое внутренней резиновой втулкой, не будет компенсироваться давлением снаружи, т.к. край промежуточной обоймы находится под свободной поверхностью наружной резиновой втулки. Это означает необходимость исследования напряженного состояния промежуточной

обоймы для определения ее прочности и жесткости, и, возможно, увеличения толщины краев обоймы, что является задачей дальнейших исследований.

С использованием той же модели был проведен поиск равнодеформированного состояния резины при различных значениях толщин резиновых втулок для сферического двуслойного РМШ с углом раскрытия упругих втулок  $90^\circ$ .

Введем обозначение:

$h_n$  – начальная толщина наружного резинового слоя,

$h_b$  – начальная толщина внутреннего резинового слоя,

$\delta n$  – перемещение нижнего узла средней втулки при единичном смещении внутреннего кольца,

$\delta b$  – перемещение верхнего узла средней втулки при единичном смещении внутреннего кольца,

$\delta h_n$  – абсолютная деформация наружного слоя,

$\delta h_b$  – абсолютная деформация внутреннего слоя,

$\varepsilon_n$  – абсолютная деформация наружного резинового слоя,

$\varepsilon_b$  – абсолютная деформация внутреннего резинового слоя.

Так как деформация внутреннего слоя при равных значениях толщины больше, то предлагается, пошагово увеличивая толщину внешнего слоя и уменьшая соответственно толщину нижнего слоя, найти равновесное состояние. Критерием такого состояния будет являться равенство относительных деформаций упругих слоев.

Для упругой втулки с углом раскрытия  $90^\circ$  и толщиной слоев  $h_n = 4,5$  мм  $h_b = 4,5$  мм имеем  $\delta n = 0,397$  мм,  $\delta b = 0,398$  мм (рисунок 3.17). Так как узлы наружного слоя жестко закреплены,  $\delta h_n = \delta n = 0,397$  мм. Нижнее кольцо имеет перемещение 1 мм, поэтому  $\delta h_b = 1 - \delta b = 1 - 0,398 = 0,602$  мм.

$$\varepsilon_n = 100 \cdot \delta h_n / h_n = 100 \cdot 0,397 / 4,5 = 8,8 \%,$$

$$\varepsilon_b = 100 \cdot \delta h_b / h_b = 100 \cdot 0,602 / 4,5 = 13,4 \%$$

Изменяя значения диаметра оси средней втулки параметр  $\varnothing 39$  (рисунок 3.15) перестраиваем модель для последующего анализа.



Полученные значения приведены в таблице 3.7.

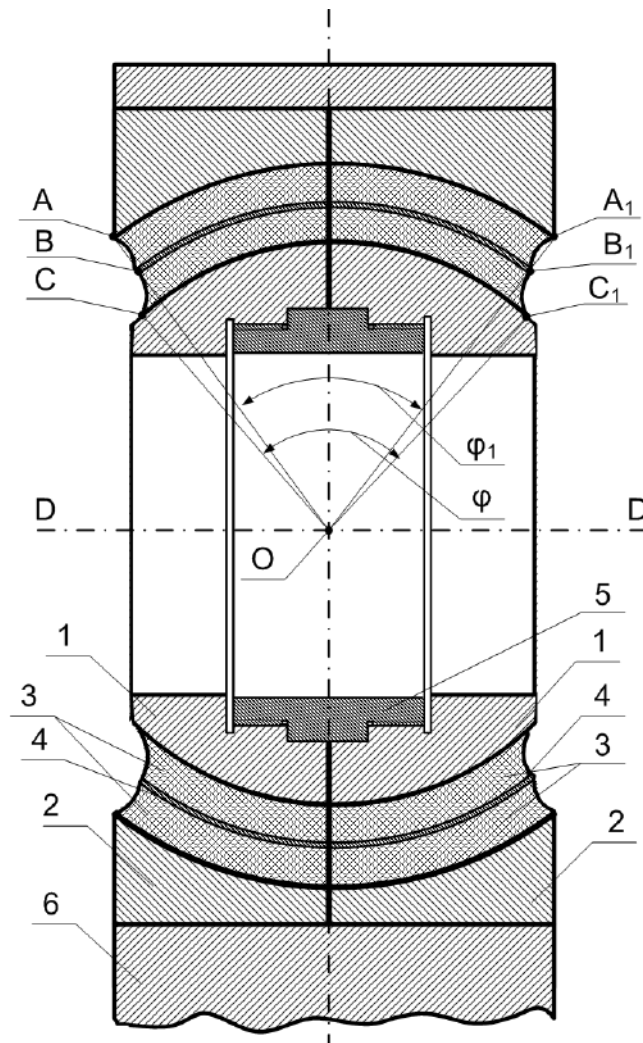
**Таблица 3.7 - Значения диаметра оси средней втулки**

Значение параметра	Диаметр оси средней втулки, мм						
	100	99,8	99,6	99,4	99,2	99,1	99
$h_n$ , мм	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	4,95	5
$h_b$ , мм	4,5	4,4	4,3	4,2	4,1	4,05	4
$\delta_n$ , мм	0,397	0,432	0,467	0,5	0,533	0,55	0,566
$\delta_b$ , мм	0,398	0,433	0,468	0,501	0,534	0,551	0,567
$\delta h_n$ , мм	0,397	0,432	0,467	0,5	0,533	0,55	0,566
$\delta h_b$ , мм	0,602	0,567	0,532	0,499	0,466	0,449	0,433
$\varepsilon_n$ , %	8,8	9,4	9,9	10,4	10,9	11,1	11,3
$\varepsilon_n$ , %	13,4	12,9	12,4	11,9	11,4	11,1	10,8

Как следует из таблицы 3.7, для рассмотренного шарнира с параметрами упругих втулок, представленными на рисунке 3.16, равная относительная деформация втулок обеспечивается при значении диаметра центральной линии средней втулки, равной 99,1 мм, что на 0,9 мм меньше первоначального размера, при этом допустимому отклонению в жесткости втулок  $\pm 5\%$  соответствует отклонение среднего диаметра промежуточной обоймы  $\pm 0,1$  мм что составляет менее  $\pm 0,1\%$  от диаметра. Данные требования к точности необходимо учитывать при проектировании промежуточной обоймы и пресс-форм.

Таким образом, из полученных результатов моделирования следует вывод, что получить двуслойный сферический РМШ с равными относительными деформации резины наружной и внутренней втулок практически возможно, как путем уменьшения угла раскрытия наружной втулки шарнира, так и путем выбора соотношения толщины слоев резины наружной и внутренней втулок. При этом в первом случае возникает проблема прочности и жесткости промежуточной обоймы, во втором – точности изготовления оснастки, в частности, выбора допустимых величин зазоров для фиксации в пресс-форме металлических втулок.

В качестве примера предлагается сферический РМШ (рисунок 3.20) [23].



*1 – внутренняя втулка с наружной сферической поверхностью; 2 – наружная втулка с внутренними сферическими поверхностями; 3 – резиновый элемент; 4 – внутренняя металлическая арматура; 5 - ступенчатая цилиндрическая втулка; 6 – охватывающая деталь*

**Рисунок 3.20 – Сферический резино-металлический шарнир**

Сферический РМШ содержит ступенчатую цилиндрическую втулку 5 с гладкой средней частью, резьбовыми концами с одинаковыми диаметрами резьбы и отверстием с диаметром, равным или больше диаметра продольного отверстия во внутренней втулке 1, каждая из частей внутренней втулки 1 имеет ступенчатую проточку со стороны, направленной к середине шарнира и состоящей из гладкой части с внутренним диаметром, равным наружному диаметру гладкой части ступенчатой цилиндрической втулки 5, и резьбовой части с диаметром резьбы, равным диаметру резьбы на ступенчатой цилиндрической втулке 5. Сферический РМШ установлен в охватывающую деталь 6, например, путем запрессовки, вследствие чего части наружной втулки 2 и металлической арматуры 4 сомкнуты,

при этом поверхности частей резинового элемента 3, обращенные друг к другу, соприкасаются друг с другом без зазора между ними.

Угол  $AOA_1$  между прямыми, проходящими через крайние точки  $A$  и  $A_1$  вулканизации резинового элемента 3 к наружной втулке 2 и центром сферического шарнира  $O$ , лежащими в плоскости, проходящей через продольную ось шарнира  $D-D$ , равен углу  $BOB_1$  между прямыми, проходящими через крайние точки  $B$  и  $B_1$  вулканизации резинового элемента 3 к внутренней металлической арматуре 4 и центром сферического шарнира  $O$ , лежащими в плоскости, проходящей через продольную ось шарнира  $D-D$ , и меньше угла  $CO C_1$  между прямыми, проходящими через крайние точки  $C$  и  $C_1$  вулканизации резинового элемента 3 к внутренней втулке 1 и центром сферического шарнира  $O$ , лежащими в плоскости, проходящей через продольную ось шарнира  $D-D$  (как показано на рисунке 3.22, угол  $\varphi_1$  меньше угла  $\varphi$ ).

Величина углов  $AOA_1$  и  $BOB_1$  при заданной величине угла  $CO C_1$  (углов раскрытия) определяется экспериментально, исходя из условия, что при приложении к шарниру радиальной нагрузки относительная деформация резинового элемента 3 в промежутке между внутренней втулкой 1 и внутренней металлической арматурой 4 и относительная деформация резинового элемента 3 в промежутке между наружной втулкой 2 и внутренней металлической арматурой 4 должны быть одинаковы.

На данный шарнир получен патент на полезную модель 213368 [23].

Поскольку принципиальную возможность создания двуслойного сферического РМШ с равнонагруженными втулками можно считать доказанным, в качестве одного из дальнейших направлений работ по исследованию подобных РМШ предполагается вести поиск конструкции РМШ, которая бы обеспечила рациональный компромисс между требованиями к прочности элементов РМШ и к точности изготовления технологической оснастки.

### 3.5 Вывод по разделу 3

1 Установлено, что для сферических РМШ в настоящее время известна методика расчета только для однослойных РМШ с  $\alpha = \pi/4$ , обладающая достаточной сходимостью с результатами эксперимента при продольном разъеме шарнира, что недостаточно для создания новых конструкций этого узла, в частности, двухслойных с промежуточной арматурой, имеющих более высокую нагрузочную способность по сравнению с однослойными.

2 В процессе исследования получена верифицированная расчетная схема для определения жесткостных параметров однослойного и двухслойного РМШ. Предложена методика учета влияния предварительного сжатия упругого слоя при анализе работы РМШ. Проведено исследование, обосновывающее расчетные параметры для получения значений радиальной жесткости шарнира с достаточной точностью. Определены значения радиальной жесткости для однослойных и двухслойных РМШ при разных значениях твердости применяемой резины. Определены требуемые формы свободной поверхности для обеспечения плоской формы после смыкания полуколец.

3 Сопоставление результатов расчета однослойного и двухслойного РМШ, аналогичных применяемым в тяговых приводах отечественных локомотивов, показало, что двухслойный шарнир имеет жесткость в радиальном направлении, в 6,3 раза превышающую жесткость однослойного шарнира, что позволяет создать шарниры, обеспечивающие надежную работу узла подвески электровозов 2ЭС6 и тепловозов 2ТЭ25а.

4 Установлено, что форма свободной поверхности боковых граней двухслойных РМШ до сборки должна иметь малые радиусы кривизны выемок, что может приводить к возникновению деформаций растяжения на гранях после сборки шарнира, снижая его надежность. Вопрос выбора оптимальной геометрии свободной поверхности боковых граней двухслойного РМШ требует дальнейшего изучения.

5 На предложенные решения двухслойного РМШ получены патенты на полезную модель № 202196, опубликовано 05.02.2021, бюллетень № 4, № 213368, опубликовано 07.09.2021, бюллетень № 25, № 213368, опубликовано 07.09.2022, бюллетень 25, № 215052, опубликовано 28.11.2022, бюллетень 34, которые могут быть широко использованы в разных типах локомотивов.

## **4 НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ТЯГОВОГО ПРИВОДА И ЕГО УЗЛОВ**

### **4.1 Формализация информации по новым конструкциям тяговых приводов и их узлам**

Сложность поиска рациональных решений по тяговому приводу состоит в том, что внедрение САПР в процесс проектирования узлов локомотивов не привело к повышению качества проектных решений, так как используемые модели, не обеспечивают распознавание технических решений, и процесс поиска конструктивных аналогов остается субъективным.

Анализ существующих методологий проектирования показывает, что в настоящее время имеется ряд способов конструирования, основанных на моделях процесса проектирования, которые, согласно классификации [68], можно отнести к алгоритмическим моделям.

Применению этих моделей в САПР препятствуют два обстоятельства. Во-первых, известные методики носят эмпирический характер, вследствие чего к настоящему времени предложено множество возможных алгоритмов поиска технического решения без однозначных критериев выбора наилучшего алгоритма. Во-вторых, данные алгоритмы рассчитаны на использование их человеком, вследствие чего не был рассмотрен вопрос о выборе типа модели технического решения для создания процедур связи с известными системами САПР [109].

Для устранения данного недостатка воспользуемся положением о том, что основой построения объектной модели технической системы является классификация технических систем: «Наличие классификации технических систем позволяет идентифицировать вид структуры сложной технической системы, что позволяет провести декомпозицию системы в соответствии с типовой структурой» [110] предложенной в [111].

В [111] предложена классификация тяговых приводов локомотивов и другого рельсового подвижного состава, ориентированная на поиск новых решений [8], а в [9] предложен метод создания таких классификаций, основанный на общей алгоритмической модели процесса проектирования [42]. Отсюда следует, что объектная модель, то есть модель, которая описывает структуру объектов, составляющих систему, их атрибуты, операции, взаимосвязи с другими объектами и отражает прагматику разрабатываемой системы [43], должна отражать алгоритмическую модель процесса проектирования как базовую основу классификации (моделировать динамику создания тягового привода от наиболее общих схем до конкретного изделия). В то же время объектная модель должна соответствовать общей задаче – позволять максимально приблизить методологию проектирования привода к методам проектирования, где достигнута высокая степень автоматизации за счет применения стандартных элементов и комплектующих изделий.

Указанная цель достигается тем, что обобщенная объектная модель тягового привода локомотива состоит из двух частей: иерархии множеств описаний тягового привода при разной степени его схематизации, от набора базовых функций до описаний функциональных элементов – деталей и подконструкций, и библиотеки, содержащей описания типовых объектов – составных частей тягового привода, разделенных на функциональные элементы и описанных в виде иерархической структуры функционального взаимодействия между элементами (И-графа). При этом на уровне определения функциональных элементов привода производится поиск сходных объектов в библиотеке с помощью матриц мер сходства, а дальше процесс проектирования ведется путем видоизменения распознанных типовых узлов и деталей (рисунок 4.1).

В качестве общей методологической основы для моделирования технических решений тягового привода примем концепцию, изложенную С.В. Никитиным [112].

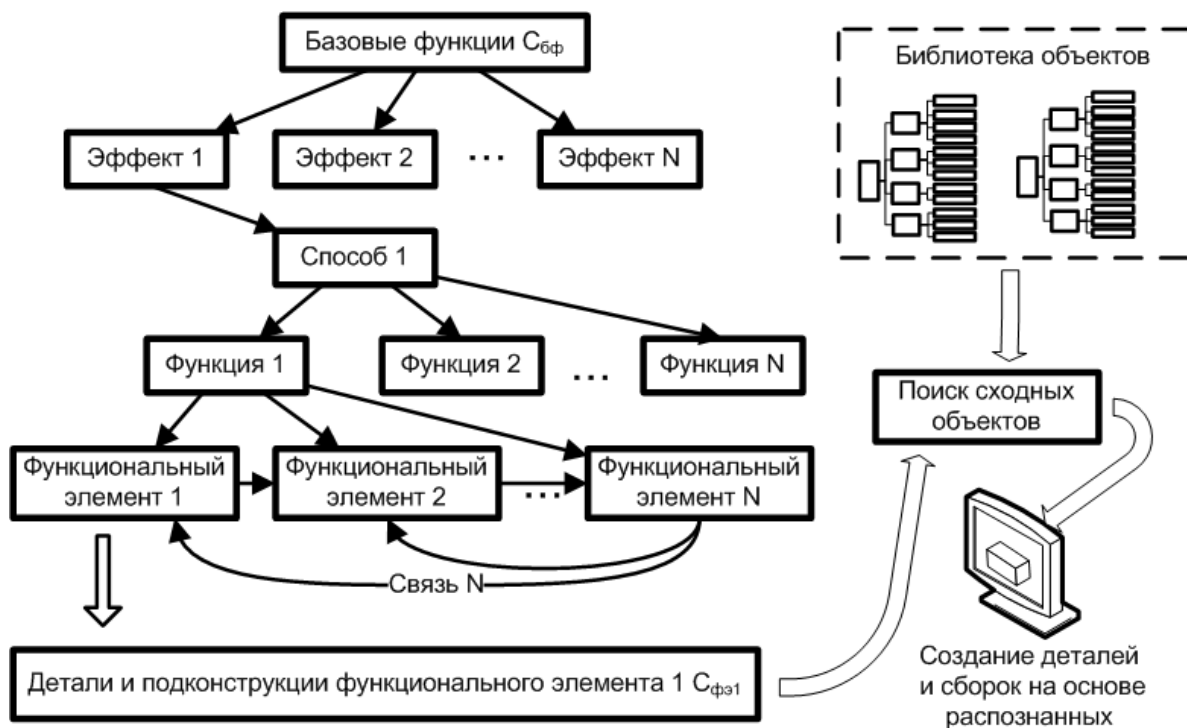


Рисунок 4.1 – Схема обобщенной объектной модели конструкции тягового привода

Согласно этой концепции, систему тягового привода можно представить пятеркой:

$$C = (\varphi, R, A^{(s)}, A^{(R_s)}, A^{(sR)}), \quad (4.1)$$

где множество  $\varphi = \{S1...Sp\}$  – состав системы ( $S1...Sp$  – внутренние элементы  $C$ );

множество  $R = \{R1...Rq\}$  – окружающая среда (надсистема) ( $R1...Rq$  – внешние элементы  $C$ );

множество  $A^{(s)}$  – все  $n$ -арные соотношения на элементах (внутренняя структура системы  $C$ );

множества  $A^{(sR)}$  и  $A^{(R_s)}$  – все  $n$ -арные соотношения между элементами множеств  $\varphi$  и  $R$  (структура связи взаимодействия систем со средой) [113].

Отсюда можно сделать вывод, что модель тягового привода – это есть система из множеств описаний реальных объектов множества.



При этом отображение  $\alpha: \varphi' \rightarrow \varphi$  считается гомоморфным отображением множества реальных объектов  $\varphi' = \{S_1' \dots S_p'\}$  на множество их описаний  $\varphi = \{S_1 \dots S_p\}$ , если  $\varphi$  имеет тот же состав, что и множество  $\varphi'$ .

Соответственно отображение системы  $C' = C(\varphi', R', A^{(S')}, A^{(R_1 S_1)}, A^{(S_1 R_1)})$  на систему  $C = C(\varphi, R, A^{(S)}, A^{(RS)}, A^{(SR)})$  считается заданным, если задана пятерка отображений:  $\alpha_1: \varphi' \rightarrow \varphi$ ;  $\alpha_2: R' \rightarrow R$ ;  $\alpha_3: A^{(S')} \rightarrow A^{(S)}$ ;  $\alpha_4: A^{(R_1 S_1)} \rightarrow A^{(RS)}$ ;  $\alpha_5: A^{(S_1 R_1)} \rightarrow A^{(SR)}$ .

Таким образом, можно создавать математические модели конструкции, представляющие собой наборы связанных друг с другом элементов, входящих в библиотеки известных решений (АСКОН, Autodesk, SolidWorks и др.).

Библиотечный элемент в виде массива данных может включать в себя элементы разного назначения (графический объект для системы создания конструкторской документации, элемент для моделирования физических процессов и т.п.).

Для обеспечения совместимости разных систем при обращении к нему он может быть сконvertирован в файл требуемого формата. При необходимости пользователями или администраторами системы могут быть созданы новые элементы.

В качестве примера сформулируем исходную задачу. Требуется создать конструкцию подвески ТЭД, которая позволит снизить затраты при эксплуатации и ремонте тепловоза с жесткой зубчатой передачей посредством повышения надежности деталей узла подвешивания за счет исключения их износа.

Примем в качестве основы построения объектной модели технической системы классификацию технических систем, как способ идентификации ее типовой структуры.

Для технических устройств наиболее естественно строить классификацию в той же самой последовательности, как и создавать саму конструкцию. Наиболее общие признаки – это сходный набор функций, наиболее частные – это особенности конструкции, продиктованные особенностями конкретной технологической базы в момент изготовления.

Для упрощения используем меру сходства в виде неотрицательной вещественной функции

$$C(R_i R_j) = \frac{2m(R_i \cap R_j)}{m(R_i) + m(R_j)}, \quad (4.2)$$

где  $m(R_i \cap R_j)$  – число общих видов в описаниях  $R_i$  и  $R_j$ ,  
 $m(R_i)$  и  $m(R_j)$  – число видов в описаниях  $R_i$  и  $R_j$ .

Рассмотрим пример поиска прототипа в библиотеке объектов. Пусть  $R_1$  – описание проектируемой подвески,  $R_2$ - $R_7$  – описания прототипов,  $S_1$ - $S_{19}$  – признаки объектов (таблица 4.1), на основании таблицы 4.1 составляем видовые списки (рисунок 4.2, а).

Пусть множества  $m(R_i)$ ,  $m(R_j)$  – количество признаков  $i$ -го и  $j$ -го варианта в видовых списках, множество  $m(R_i \cap R_j)$  – количество признаков, одновременно имеющих у  $i$ -го и  $j$ -го вариантов. Тогда мера включения множества признаков  $i$ -го варианта в  $j$ -й:

$$W(R_j; R_i) = \frac{m(R_i \cap R_j)}{m(R_i)}, \quad (4.3)$$

а мера включения множества признаков  $j$ -го варианта в  $i$ -й:

$$W(R_i; R_j) = \frac{m(R_i \cap R_j)}{m(R_j)}, \quad (4.4)$$

На основании формул 4.3 и 4.4 вычисляем значения элементов матрицы мер включения (рисунок 4.2, б), в процентах, округляя полученные значения до целых чисел.

Таблица 4.1 - Признаки вариантов подвески ТЭД

	R1 Проект	R2 ВЛ80 Маятников ое	R3 Подвеска 2ТЭ25А	R4 Траверсное подвешивание	R5 Подвеска Кестрел	R6 АС СССР 925718	R7 Люлечное подвешива ние
S1	Цельная тяга	Цельная тяга	Цельная тяга	-	Цельная тяга	-	Цельная тяга
S2	-	Цилиндрич еский шарнир	Цилиндричес кий шарнир	Цилиндрически й шарнир	Цилиндрич еский шарнир	-	-
S3	-	Кронштейн рамы	Кронштейн рамы	Кронштейн рамы	Кронштейн рамы	Кронштейн рамы	-
S4	-	Выступы остова ТЭД	Выступы остова ТЭД	Выступы остова ТЭД	Выступы остова ТЭД	Выступы остова ТЭД	Выступы остова ТЭД
S5	Отъемный кронштейн ТЭД	-	-	-	Отъемный кронштейн ТЭД	-	-
S6	Сферическ ие шарниры	-	-	-	-	-	-
S7	Резиновые блоки	-	-	-	-	Резиновые блоки	-
S8	-	-	Параллельно оси верхнего и нижнего шарнира	-	-	-	-
S9	-	Комплект пружин	-	-	-	-	Комплект пружин
S10	-	Направляю щие стержни	-	-	-	-	-
S11	-	-	Взаимно перпендикуля рно оси верхнего и нижнего шарнира	Взаимно перпендикуляр но оси верхнего и нижнего шарнира	-	-	-
S12	Наличие направляю щей	-	-	-	-	-	1
S13	-	-	Крепление на клиновых пазах	-	-	-	-
S14	Серьги	-	-	-	-	-	Серьги
S15	-	-	-	-	-	-	Два кронштейна на раме
S16	Две тяги	-	-	-	-	-	Две тяги
S17	Цапфа ТЭД	-	-	-	-	-	Цапфа ТЭД
S18	Два кронштейна ТЭД	-	-	-	-	-	-
S19	-	-	-	-	-	-	Два кронштейна рамы

Видовые списки								Матрица мер включения							
	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7		R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7
S1	1	1	1	0	1	0	1	R1		17	14	0	40	33	56
S2	0	1	1	1	1	0	0	R2	11		57	75	80	67	33
S3	0	1	1	1	1	1	0	R3	11	67		100	80	67	22
S4	0	1	1	1	1	1	1	R4	0	50	57		6	67	11
S5	1	0	0	0	1	0	0	R5	22	67	57	75		67	22
S6	1	0	0	0	0	0	0	R6	11	33	29	50	67		11
S7	1	0	0	0	0	1	0	R7	56	50	29	25	67	11	
S8	0	0	1	0	0	0	0								
S9	0	1	0	0	0	0	1								
S10	0	1	0	0	0	0	0								
S11	0	0	1	1	0	0	0								
S12	1	0	0	0	0	0	1								
S13	0	0	1	0	0	0	0								
S14	1	0	0	0	0	0	1								
S15	0	0	0	0	0	0	1								
S16	1	0	0	0	0	0	1								
S17	1	0	0	0	0	0	1								
S18	1	0	0	0	0	0	0								
S19	0	0	0	0	0	0	1								

Матрица мер пересечения								Матрица мер сходства							
R1	9							R2	13						
R2	1	6						R3	13	62					
R3	1	4	7					R4	0	60	73				
R4	0	3	4	4				R5	29	73	67	67			
R5	2	4	4	3	5			R6	17	44	40	31	80		
R6	1	2	2	2	2	3		R7	56	40	25	50	80	67	
R7	5	3	2	1	2	1	9		R1	R2	R3	R4	R5	R6	
	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7								

а – видовые списки; б – матрица мер включения; в – матрица мер пересечения;  
г – матрица мер сходства

**Рисунок 4.2 – Матрицы мер**

Элемент матрицы мер пересечения (рисунок 4.2, в) в  $i$ -й строке и  $j$ -м столбце есть  $m(R_i \cap R_j)$ , отсюда  $m(R_i \cap R_i) = m(R_i)$ . Элементы матрицы мер сходства (рисунок 4.2, г) вычислены по формуле 4.2.

Для вариантов  $R_1$  и  $R_2$  число видов в описаниях признаков  $m(R_1) = 9$ ,  $m(R_2) = 6$ ,  $m(R_1 \cap R_2) = 1$ . Тогда

$$W(R_2; R_1) = \frac{m(R_1 \cap R_2)}{m(R_1)} = \frac{1}{9} \approx 11 \%$$

(вторая строка первый столбец рисунок 4.2,б)

$$W(R_1; R_2) = \frac{m(R_1 \cap R_2)}{m(R_2)} = \frac{1}{6} \approx 17 \%$$

(первая строка второй столбец рисунок 4.2,б).

Соответственно, на рисунке 4.2,б первая строка  $m(R_1) = 9$ , вторая строка первый столбец  $m(R_1 \cap R_2) = 1$ , вторая строка второй столбец  $m(R_2) = 6$ , а на рисунке 4.2,г

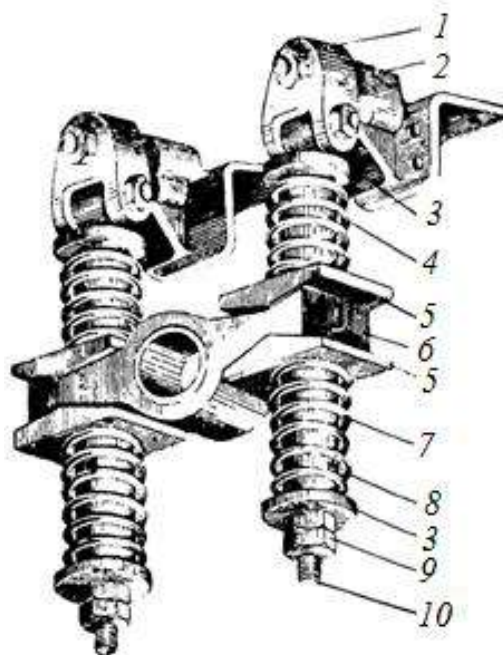
$$C(R_1 R_2) = \frac{2m(R_1 \cap R_2)}{m(R_1) + m(R_2)} = \frac{2 \cdot 1}{9 + 6} \approx 13 \%$$

(первая строка первый столбец рисунок 4.2,г).

Как видно из матрицы мер сходства (рисунок 4.2,г), наибольшее значение в столбце прототипа  $R_1$ , равное 56, оказывается для строки прототипа  $R_7$ . Следовательно, близким к проектируемому объекту оказывается люлочная подвеска ТЭД [66] (рисунок 4.3), которая используется в качестве прототипа.

Известно, что недостатком указанного узла подвешивания ТЭД является наличие большого числа изнашиваемых элементов, что приводит к недостаточной надежности работы узла в связи с тем, что темпы износа зависят от многих случайных факторов в эксплуатации, и, вследствие этого, к увеличению расходов на ремонт и обслуживание при эксплуатации локомотива.

Рассмотрим, как на основе найденного прототипа получить новые патентоспособные решения.



*1- серьги; 2 – кронштейны; 3 – шайбы; 4 – пружины; 5 – ножевые шайбы;  
6 – направляющая; 7- пружины; 8 – стакан; 9 – гайки; 10 - тяги*

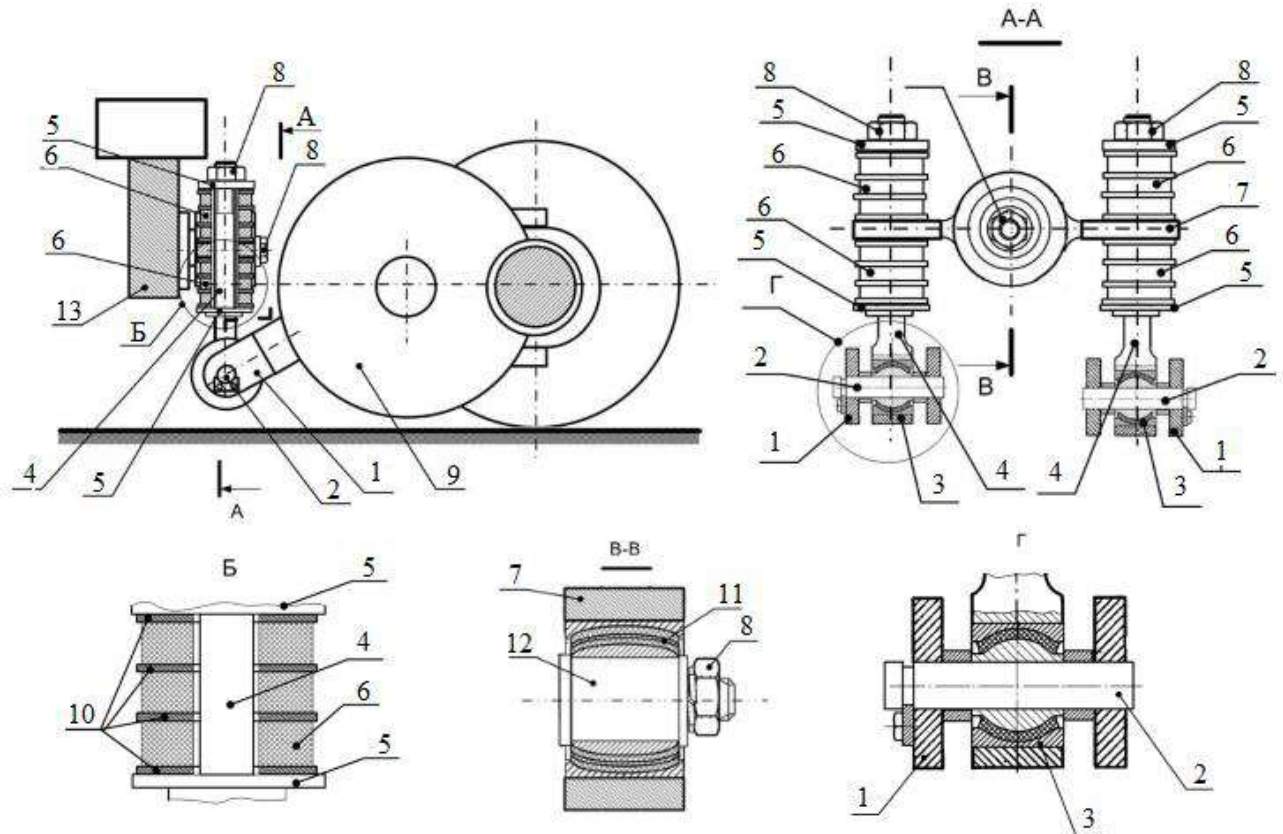
**Рисунок 4.3 – Люлечное подвешивание тягового электродвигателя**

Устранение недостатков прототипа достигается тем, что в узле подвешивания ТЭД, содержащем два кронштейна, к которым при помощи роликов и серег подвешиваются тяги, на которых установлены шайбы и упругие элементы, узел подвешивания содержит направляющую с отверстием и гайки, серьги выполнены в виде сферических РМШ, кронштейны расположены на корпусе ТЭД, упругие элементы выполнены в виде цилиндрических резиновых элементов с отверстиями, разделенных на несколько частей привулканизированной к резине арматурой в виде металлических шайб, а в отверстии направляющей находится двуслойный сферический РМШ, соединенный через цапфу с рамой тележки (рисунок 4.4).

На данную конструкцию получен патент на полезную модель [27].

Таким образом, предложенный способ объектного моделирования позволяет при проектировании новых узлов экипажной части локомотива спрогнозировать возможные недостатки технических решений и устранить их на этапе проектирования.

Метод моделирования не имеет ограничений для формализации тягового привода как системы и позволяет автоматизировать процедуру отнесения детали или узла привода к тому или иному классу путем сравнения признаков.



1 – кронштейны; 2 – валики; 3 – серьги; 4 – тяги; 5 – шайбы; 6 – упругие элементы;  
7 – направляющая; 8 – гайка; 9 – ТЭД; 10 – арматура;  
11 – двуслойный сферический РМШ; 12 – цапфа; 13 – рама тележки

**Рисунок 4.4 – Предлагаемый узел подвешивания тягового электродвигателя**

Основной недостаток данного метода состоит в том, что совершенствование прототипа ведется путем эмпирического анализа тенденций развития, которые не всегда могут отражать развитие потребностей в данном техническом решении, возможностей технологии производства, а также противоречий требований к узлу или детали. Предложенные характеристики создаваемых решений по признакам «банальности» и «экзотичности», деления их на «сильные» и «слабые» основаны на степени внешних отличий и не отражают новизны как степени недостатка информации, требуемой для разработки конструкции.

Еще одним недостатком данного метода [8] является то, что эволюция технических решений рассматривается как некий независимый от конструктора процесс, подчиненный эмпирически исследуемым закономерностям, основанный на стихийно-эволюционном подходе: сначала выбирается прототип конструкции, а затем путем эмпирического анализа его эволюции создается усовершенствованная конструкция. Такой подход может привести к абсолютизации эмпирических трендов в изменении конструкции, принимаемых за некую объективную неизбежность, и, как результат, к ошибочным решениям.

Так, в 80-х годах считалось, что тяговый привод с опорно-осевым подвешиванием двигателя бесперспективен, однако до настоящего времени он продолжает широко применяться на транспорте.

Однако основной задачей при проектировании тяговых приводов в настоящее время является не столько усовершенствование ранее известных конструкций, сколько создание новых под существенно изменившиеся требования (непосредственный тяговый привод, привод для низкопольных экипажей и т.п.).

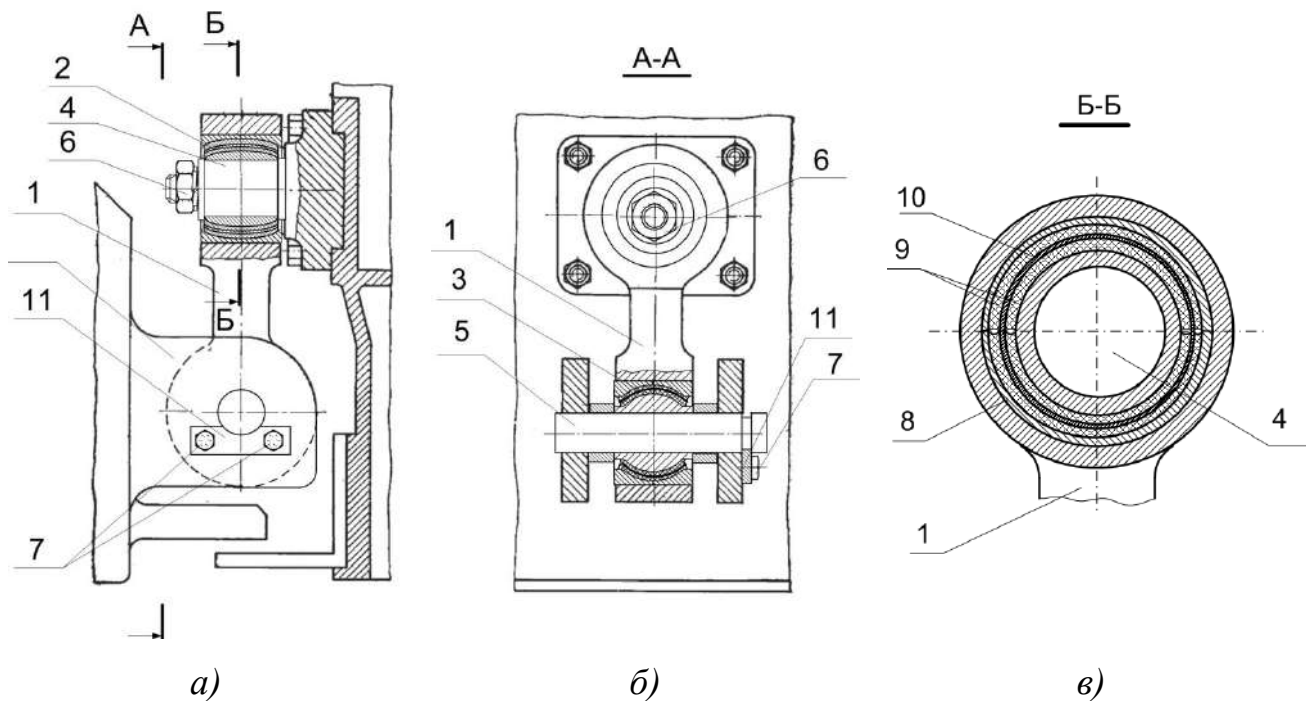
Ввиду большого количества новых запатентованных решений рассмотрены только на несколько конструкций, которые могут быть широко использованы в разных типах локомотивов.

Прежде всего, рассмотрим решение, позволяющее модернизировать старые тепловозы с пружинной подвеской ТЭД. Замена пружинной подвески на маятниковую или иного типа затруднена по двум причинам:

- 1) недостаточность места для размещения шарнирной подвески, что вызывает значительный перекося шарниров при поперечных перемещениях ТЭД;
- 2) необходимость срезать один или оба носика на корпусе ТЭД, что не позволяет подкатывать модернизированные КМБ под локомотивы, еще не прошедшие модернизацию [114].

Предложена подвеска (рисунок 4.5) с взаимно-перпендикулярными осями шарниров, особенность которой заключается в применении двуслойных сферических РМШ.





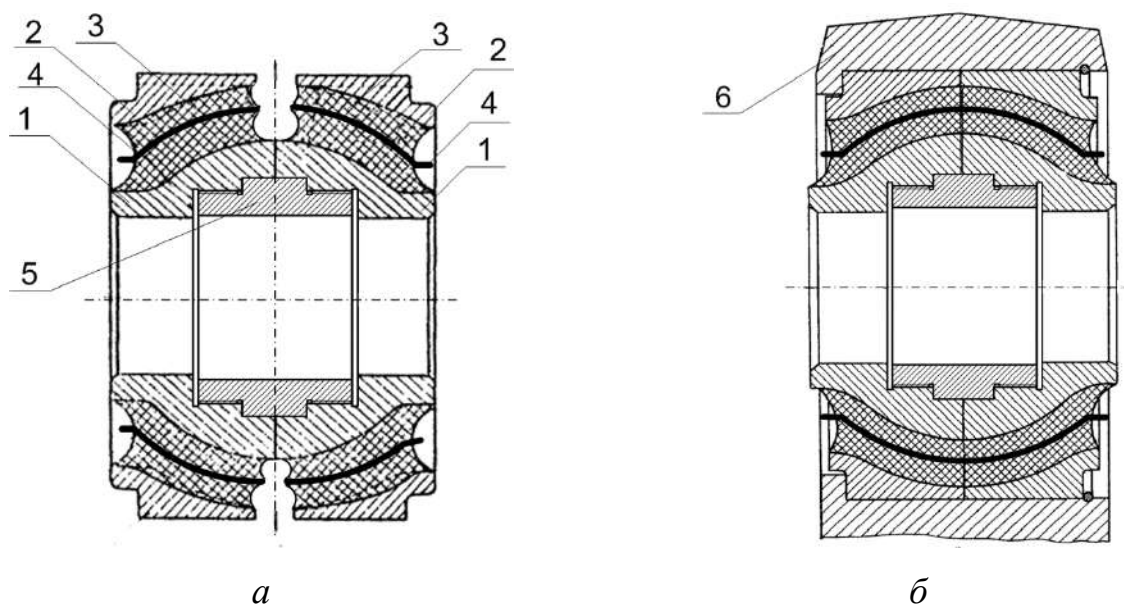
*а, б – вид подвески; в – устройство двуслойного шарнира;  
 1 – тяга; 2, 3 – резинометаллические блоки; 4, 5 – валики; 6, 7 – резьбовые соединения;  
 8 – наружная втулка; 9 – резиновая втулка; 10 – металлическая арматура; 11 – планка;*

**Рисунок 4.5 – Подвеска ТЭД со сферическими РМШ**

Каждый такой РМШ состоит из двух половин, разъем которых перпендикулярен продольной оси тяги, т.е. направлению усилия, воспринимаемого тягой. Металлическая арматура, которая делит резиновую втулку шарнира на два слоя, позволяет повысить несущую способность шарнира в несколько раз. За счет этого появляется возможность увеличить толщину резинового слоя и способность шарнира компенсировать угловые смещения, что важно в условиях малых габаритов. На конструкцию подвески получен патент на полезную модель [18].

Достоинство предложенного двуслойного РМШ состоит в том, что при радиальном сжатии половин шарнира требуемая предварительная деформация резины примерно втрое ниже, чем у используемых в настоящее время отечественных сферических РМШ с осевым предварительным сжатием, соответственно меньше вероятность отрыва резины от арматуры в процессе эксплуатации. Вместе с тем монтаж РМШ с поперечным разъемом сложнее, чем с

продольным, так как необходимо приспособление, сжимающее половины шарнира в радиальном направлении при определенном положении относительно тяги. В связи с этим для случаев менее нагруженной подвески предложен вариант двуслойного РМШ с продольным разъемом (рисунок 4.6).

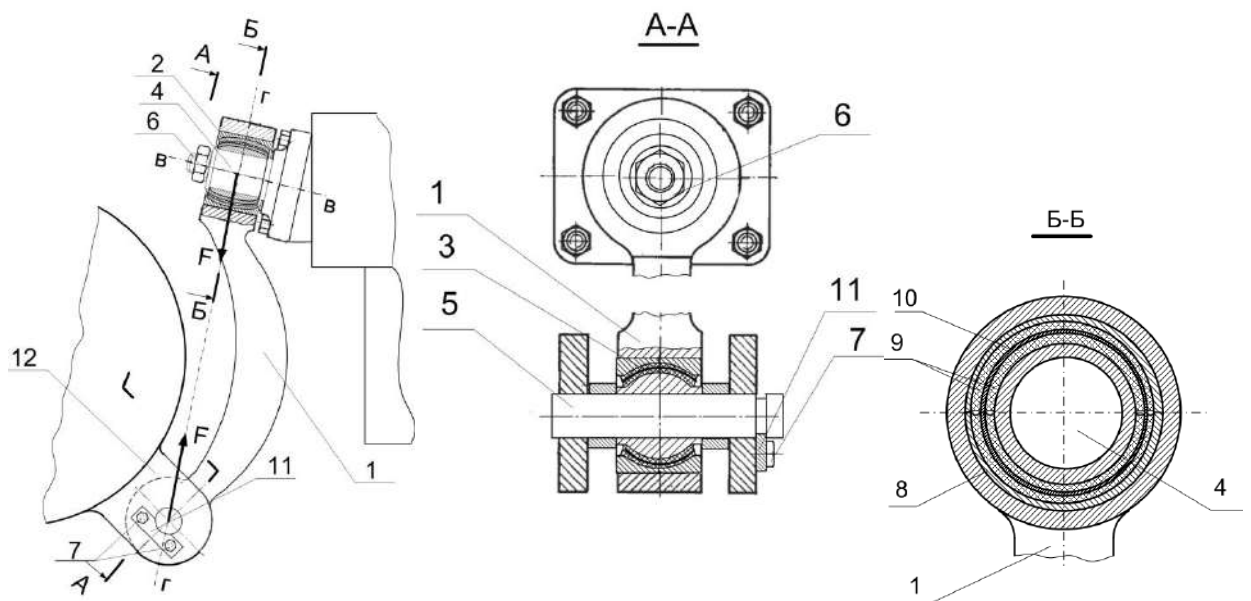


*1 и 2 – внутренняя и наружная втулки; 3 – резиновый элемент; 4 – металлическая арматура; 5 – ступенчатая цилиндрическая втулка; 6 – подвеска осевого редуктора*

**Рисунок 4.6 – Двойной РМШ с продольным разъемом до (а) и после (б) монтажа в подвеску**

Шарнир состоит из двух половин, соединяемых резьбовой втулкой. Такая конструкция позволяет создать при вулканизации резинового элемента форму свободной поверхности выемки, обеспечивающую при монтаже смыкание краев выемки, без наличия свободной поверхности и без выдавливания избыточной резины в сторону наружной поверхности шарнира. На конструкцию шарнира получен патент на полезную модель [19].

Предложена подвеска (рисунок 4.7) с взаимно-перпендикулярными осями шарниров, с применением двуслойных сферических РМШ.



1 – тяга; 2, 3 - резинометаллические блоки; 4, 5 – валики; 6, 7 - резьбовые соединения;  
 8 - наружная втулка; 9 - резиновая втулка; 10 - внутренняя металлическая арматура;  
 11 – планка; 12 - кронштейн ТЭД

**Рисунок 4.7 – Подвеска ТЭД с тягой серповидной формы**

Отличительной особенностью узла подвешивания ТЭД является то, что тяга имеет серповидную форму, благодаря которой, кронштейн ТЭД может быть расположен в наивыгоднейшей точке подвеса, а валик 4 резинометаллического блока 2 может быть расположен на корпусе шкворневого узла, при этом тяга 1 будет огибать ТЭД, благодаря чему может быть также увеличено расстояние между резинометаллическими блоками 2 и 3 и уменьшена деформация сдвига резины резинометаллических блоков 2 и 3 при поперечных перемещениях ТЭД относительно рамы тележки.

На конструкцию подвески получен патент на полезную модель [22].

#### **4.2 Оценка работы узла подвески привода перспективной двухосной тележки маневрового тепловоза с электрической передачей мощности**

При допущениях безударного режима работы тяговой передачи и пренебрежимо малого скольжения между колесами и рельсом максимальный момент на валу ТЭД  $M_d$  может быть определен по упрощенному методу, изложенному в [52] на основе следующей формулы:

$$M_d = \frac{I_p(i+1)}{c} \ddot{x}_{\text{кп}}, \quad (4.5)$$

где  $I_p = 22$  кНм – момент инерции ротора ТЭД (по диаметру ротора и длине пакета стали);

$i = 4,41$  – передаточное отношение;

$c = 1$  м – расстояние от оси колесной пары до точки подвеса;

$\ddot{x}_{\text{кп}}$  – максимальные вертикальные ускорения оси колесной пары [115].

Поскольку расчет служит для проверки условий безударности и отсутствия скольжения, погрешностями при определении  $I_p$  и тем, что шарнир подвески расположен несколько выше оси колесной пары, пренебрегаем. В связи с тем, что экспериментальные исследования с тяговым приводом и асинхронным ТЭД проводились только с упругим зубчатым колесом (УЗК), величину  $\ddot{x}_{\text{кп}}$  можно определить по аналогу с УЗК (результатам экспериментальных исследований тепловоза 2ТЭ25А, проведенным ВНИКТИ) [115].

Будем исходить из предположения, что максимальные ускорения необрессоренных масс являются следствием удара при проезде единичной неровности в виде угла перелома в стыке рельсовых звеньев. Пренебрегая рассеянием энергии вследствие трения в подрельсовом основании пути при деформации последнего и приведенной массой рельса, допустим, что кинетическая энергия необрессоренных масс при вертикальном перемещении перед ударом равна потенциальной энергии деформированного пути:

$$\frac{m_n V_B^2}{2} = \frac{k_n x_{\text{кп}}^2}{2}, \quad (4.6)$$

где  $m_n$  – необрессоренная масса привода;

$V_B$  – вертикальная составляющая скорости необрессоренных масс;

$x_{\text{кп}}$  – максимальное перемещение колесной пары при деформации пути, при условии считать эту деформацию упругой;

$k_{\text{п}}$  – жесткость пути.

Усилие при максимальной деформации пути  $F = m_{\text{н}} \ddot{x}_{\text{кп}} = k_{\text{п}} x_{\text{кп}}$ , откуда, с учетом формулы 4.6,

$$\ddot{x}_{\text{кп}} = x_{\text{кп}} \frac{k_{\text{п}}}{m_{\text{н}}} = V_{\text{в}} \sqrt{\frac{k_{\text{п}}}{m_{\text{н}}}}. \quad (4.7)$$

Полагая, что при экспериментальных исследованиях разных локомотивов на участке пути протяженностью 100 км и более наибольшие ускорения будут зарегистрированы на стыковых неровностях с близкими величинами вертикальной скорости перемещения колесной пары перед ударом и жесткости пути, т.е. для аналога  $V_{\text{ва}} = V_{\text{в}}$  и  $k_{\text{па}} = k_{\text{п}}$ , получим:

$$\ddot{x}_{\text{кп}} = \ddot{x}_{\text{кпа}} \sqrt{\frac{m_{\text{на}}}{m_{\text{н}}}} = \ddot{x}_{\text{кпа}} \sqrt{\frac{m_{\text{па}} + m_{\text{ва}}}{m_{\text{п}} + m_{\text{в}}}} = \ddot{x}_{\text{кпа}} \sqrt{\frac{m_{\text{кп}} + m_{\text{тэд}} \left(\frac{a}{c}\right)^2 + \frac{I_c}{c^2}}{m_{\text{кп}} + m_{\text{тэд}} \left(\frac{a}{c}\right)^2 + \frac{I_c + I_p (i+1)^2}{c^2}}}, \quad (4.8)$$

где  $\ddot{x}_{\text{кпа}}$  – вертикальные ускорения колесной пары аналога;

$m_{\text{на}}$  – необрессоренная масса аналога;

$m_{\text{п}}$  и  $m_{\text{па}}$  – поступательно движущиеся необрессоренные массы исследуемого привода и аналога;

$m_{\text{в}}$  и  $m_{\text{ва}}$  – вращающиеся необрессоренные массы исследуемого привода и аналога;

$m_{\text{кп}}$  – масса колесной пары с буксами, поводками и большим зубчатым колесом;

$m_{\text{тэд}}$  – масса ТЭД;

$I_c$  – момент инерции статора ТЭД;

$a = 0,539$  м – расстояние от вала ТЭД до точки подвеса.

Поскольку в данном случае проектируемого привода отдельные величины формулы 4.8 неизвестны, примем допущение, что соотношение необрессоренных масс для вариантов привода с асинхронным ТЭД с жестким и упругим большим зубчатым колесом не настолько будет отличаться от соотношения для аналогичных вариантов для привода с коллекторным ТЭД, чтобы повлиять на вывод о необходимости учета ударного режима работы передачи и скольжения колес по рельсу.

Используя величины масс и моментов инерции для привода с коллекторным ТЭД, указанные в [54], получаем, что приведенная масса при жестком зубчатом колесе должна возрасти на 10 %. По данным, полученным ВНИКТИ, максимальные ускорения ТЭД тепловоза 2ТЭ25А над осью колесной пары составляют  $130 \text{ м/с}^2$ , отсюда максимальные ускорения оси колесной пары проектируемого тепловоза принимаем на 10 % ниже, то есть  $118 \text{ м/с}^2$ .

Подставив эти данные в формулу 4.5, получаем  $M_d = 14 \text{ кНм}$ , что близко к максимальному значению  $M_d$ , полученного в [54] для привода с жестким зубчатым колесом и коллекторным ТЭД (13 кНм). Данная величина динамического момента в 1,5 раза превышает величину вращающего момента в продолжительном режиме для двигателей ДАТ 350-6 УХЛ1, АД 917 УХЛ1, ДТА 350Т тепловоза 2ТЭ25А и при осевой нагрузке маневрового тепловоза 206 кН соответствует отношению тяги к осевой нагрузке 0,57, что существенно превышает предельные усилия сцепления колеса с рельсом в реальных условиях эксплуатации.

Таким образом, при моделировании динамического момента в рассматриваемом приводе невозможно принять допущение о безударном характере процесса и пренебречь проскальзыванием колес по рельсу, что делает задачу создания корректной математической модели на данный момент нерешаемой, учитывая то обстоятельство, что исследования мгновенных значений коэффициента сцепления для динамических процессов с частотами порядка десятков герц пока никем не проводились. Те же причины затрудняют исследования путем математического моделирования таких явлений, как влияние

динамических моментов в приводе на тягово-цепные качества маневрового локомотива и на интенсивность износа колес и рельсов. Экспериментальное исследование последних явлений также в настоящее время затруднено ввиду отсутствия апробированных методик измерения мгновенных величин упругого скольжения в контакте колеса и рельса.

Поскольку усилия в подвеске ТЭД зависят от динамического момента на валу ротора, то перечисленные выше причины затрудняют корректное определение усилий в подвеске методом математического моделирования и выбор рациональной величины жесткости подвески, при которой эти усилия при прохождении неровностей пути не являются определяющими нагруженностью узлов по сравнению с усилиями от других факторов (сила тяги, автоколебания при боксовании). Жесткость пружинной траверсы для отечественных тепловозов с коллекторными ТЭД, равная 4 кН/мм, определена чисто эмпирически. Экспериментальными исследованиями КМБ с жесткими зубчатыми колесами, начиная с [55], не выявлено возможностей снижения динамических нагрузок в элементах КМБ путем снижения жесткости подвески или уменьшения предварительного натяга упругих элементов.

По данным экспериментальных исследований ВНИКТИ, максимальное усилие, действующее на подвеску 2ТЭ25А, составляет 140 кН, и при жесткости набора плоских шайб амортизатора подвески 4 кН/мм это усилие будет создавать деформацию, равную 35 мм. Исходя из того, что деформация сжатия резиновых амортизаторов при максимальных кратковременных нагрузках, согласно [56], не должна превышать 0,15 от толщины резинового слоя, а амортизаторы для восприятия знакопеременного усилия должны располагаться по обе стороны опоры, получаем требуемую суммарную толщину пакета резиновых элементов равной 470 мм, т.е. более чем втрое больше, чем толщина амортизаторов подвески электровозов ВЛ80 и ВЛ10, и более чем в 1,5 раза больше расстояния между балочками пружинной подвески коллекторных ТЭД тепловозов. Это затрудняет размещение подвески в ограниченных габаритах тележки.

Возможности уменьшить размеры амортизатора трудно реализовать вследствие того, что к настоящему времени не выработано научно обоснованного критерия выбора максимальной жесткости подвески, которая не вызовет недопустимо высокого воздействия на раму тележки. При повышении жесткости подвески путем замены плоских резиновых шайб на сферические РМШ на электровозе 2ЭС6, имеющем жесткую зубчатую передачу, наблюдались случаи выхода из строя подвески (выдавливания резины из шарниров и излом поводка подвески, приведший к крушению поезда на участке Называевская – Омск [57]), в отличие от ранее эксплуатируемых электровозов серии ВЛ с коллекторными ТЭД.

На основании данных фактов можно сделать вывод о том, что проведенные исследования динамических свойств тяговых приводов не дают достаточно информации для корректного проектирования тягового привода с жестким зубчатым колесом.

Перейдем к рассмотрению возможности корректного проектирования тягового привода с упругим зубчатым колесом (УЗК). Проведенные во ВНИКТИ исследования динамики тягового привода с разными вариантами подвески типа «Серьга» на тепловозе 2ТЭ10В на участке Рязск-Рязань показали, что повышение жесткости подвески не ухудшило нагруженность деталей тягового привода по сравнению с вариантом с траверсной подвеской. Чтобы оценить возможность возникновения проблем с надежностью узлов проектируемого тепловоза, рассмотрим особенности и условия работы аналогичной подвески на электровозах с коллекторными ТЭД (рисунке 2.4).

Значительная величина неподрессоренной массы электровозов (5,5-6 т) снижает вертикальные ускорения колесной пары, тем самым снижая величину динамической составляющей усилий в тяговой передаче и подвеске.

Так, по результатам исследований АО «ВЭлНИИ» [56], динамический момент в тяговой электропередаче ВЛ80к при движении на участке Батайск-Каменоломни Северо-Кавказской железной дороги со скоростью 80 км/ч достигал величин всего в 1,3 раза выше статического, в то время как по данным исследований ВНИКТИ для коллекторных двигателей тепловозов в зимних



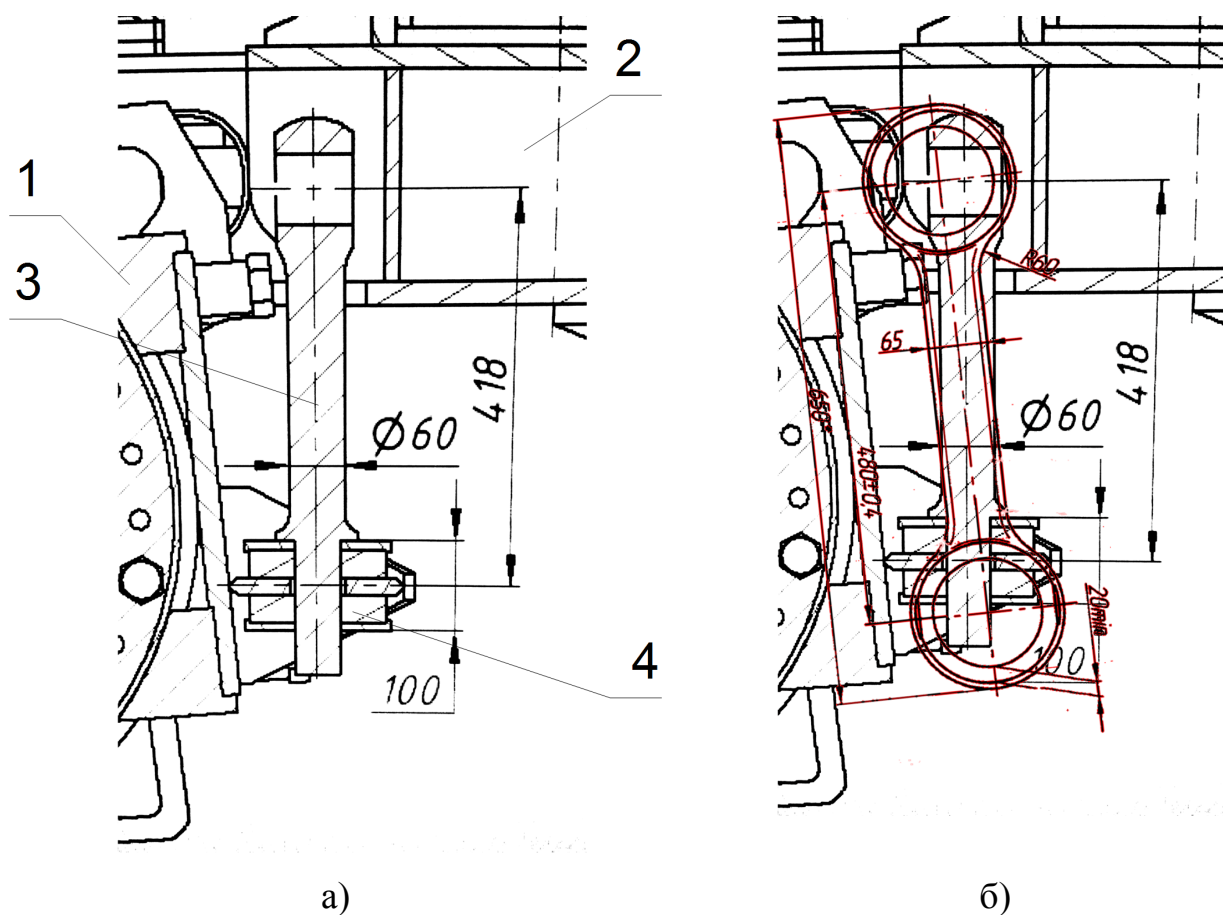
условиях динамический момент в 1,8 раза превышал статический в длительном режиме тяги. Следовательно, опыт применения маятниковой подвески на электровозах с коллекторными ТЭД нельзя механически переносить на тепловозы с асинхронными ТЭД.

Исходя из того, что при УЗК вращающиеся массы ротора ТЭД можно относить к обрессоренным, оценим приближенно требуемую толщину пакета резиновых шайб маятниковой подвески тепловоза. Для защиты рамы тележки от воздействия вибраций с частотой собственных колебаний необрессоренных масс, частота собственных колебаний ТЭД на траверсе  $f_T$  должна быть не менее чем вдвое ниже, чем частота собственных колебаний необрессоренных масс на упругом основании пути, составлявшая, по данным исследований ВНИКТИ при движении тепловоза по пути с рельсами Р50 и деревянными шпалами на песчаном балласте порядка 20-25 Гц. Отсюда жесткость подвески, изолирующей раму тележки от колебаний необрессоренных масс, может быть приблизительно оценен по формуле:

$$c_{\Pi} = 4\pi^2 f_c^2 m_{\text{пр}} = 4\pi^2 f_c^2 \left[ m_{\text{ТЭД}} \left( \frac{c-a}{c} \right)^2 + \frac{I_c}{c^2} \right], \quad (4.9)$$

где  $f_c = 12$  Гц – частота колебаний ТЭД на подвеске.

Используя данные для коллекторных ТЭД, получим  $c_{\Pi} = 6,1$  кН/мм. Деформация данной подвески при приложении усилия 140 кН составит 23 мм, отсюда общая высота резинового слоя пакета шайб из условия предельной относительной деформации, равной, 0,15, должна составлять 153 мм. Однако на проектируемом тепловозе общая высота амортизатора с арматурой предположительно сокращается до 100 мм, что равноценно высоте резинового слоя примерно 30 мм (рисунок 4.8,а).



а) - вероятный вариант; б) - наложение подвески 2ТЭ25А  
1 - ТЭД; 2 - рама тележки; 3 - тяга; 4 - резиновые шайбы

**Рисунок 4.8 - Возможная компоновка подвески на проектируемом тепловозе**

Допустимая деформация такого амортизатора составит всего 4,5 мм, что, при усилии 140 кН потребует жесткости амортизатора, равной 31 кН/мм. Частота собственных колебаний ТЭД на подвеске при этом увеличивается до 27 Гц и становится близкой к частоте возмущения от колебаний колесной пары на упругом основании пути. Таким образом, применение плоских амортизаторов в данном случае будет не снижать, а усиливать воздействие возмущений от пути на раму тележки, особенно если учесть, что приведенная масса асинхронного ТЭД ниже, чем коллекторного, и частота собственных колебаний ТЭД на подвеске будет смещаться в сторону частот возмущений на более жестком пути в зимнее время, для которого характерны собственные колебания необрессоренных масс с частотами 30-40 Гц и более высокими значениями вертикальных ускорений ТЭД.

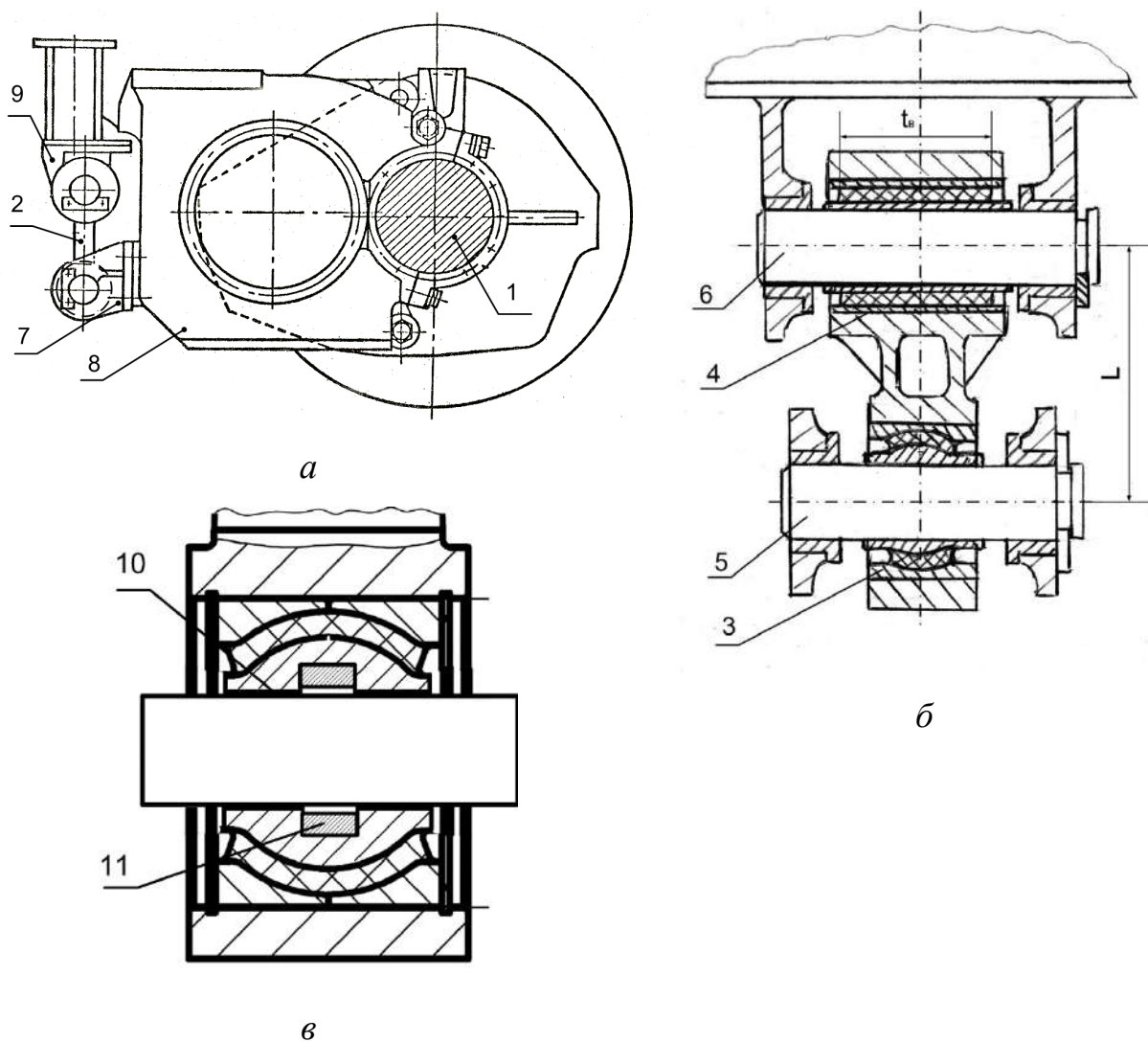
В связи с этим предлагается использовать подвеску ТЭД с более жесткими в радиальном направлении сферическими РМШ, применяемую на тепловозе

2ТЭ25А. Как видно из рисунка 4.8,б, при верхнем расположении шкворня данная подвеска может быть вписана в габариты тележки. Для сокращения габарита верхнего шарнира подвески, верхний шарнир можно развернуть взаимно-перпендикулярно нижнему, как это сделано, например, на тепловозе HS4000 «Кестрел».

При нижнем расположении шкворня может оказаться, что разместить подвеску достаточной длины, как на 2ТЭ25А, не удастся, а маятниковая подвеска по типу рисунка 2.4 имеет ряд недостатков (требуется большое усилие для закручивания гайки при затяжке резиновых элементов, пары трения не защищены, большое удельное давление на трущихся поверхностях из-за биконической внутренней поверхности втулки). В этом случае возможно реализовать подвеску на базе следующих решений.

Рассмотрим вариант, изображенный на рисунке 4.9. Нижний сайлентблок 3 смонтирован на оси с возможностью осевого перемещения в пределах 1 – 1,2 мм от максимальной амплитуды поперечных перемещений колесной пары относительно рамы тележки, резиновая втулка нижнего сайлентблока 3 имеет сферическую форму, а верхний сайлентблок 4 имеет резиновую втулку цилиндрической формы, длина которой  $t_e$  составляет не менее  $2/3$  от величины межцентрового расстояния по шарнирам подвески  $L$  (известно, что в буксовых поводках для придания поперечной жесткости длина резиновой втулки более длинного из поводков выбирается равной не менее  $2/3$  межцентрового расстояния, эта эмпирически найденная закономерность и используется).

При поперечном перемещении кронштейна 7 относительно рамы тележки 9 внутренняя втулка нижнего сайлентблока 3 скользит по оси 5. Возникающая при этом сила трения не приводит к перекосу поводка 2 относительно оси 5, поскольку длина  $t_e$  резиновой втулки верхнего сайлентблока 4 составляет не менее  $2/3$  от величины межцентрового расстояния по шарнирам подвески  $L$ .

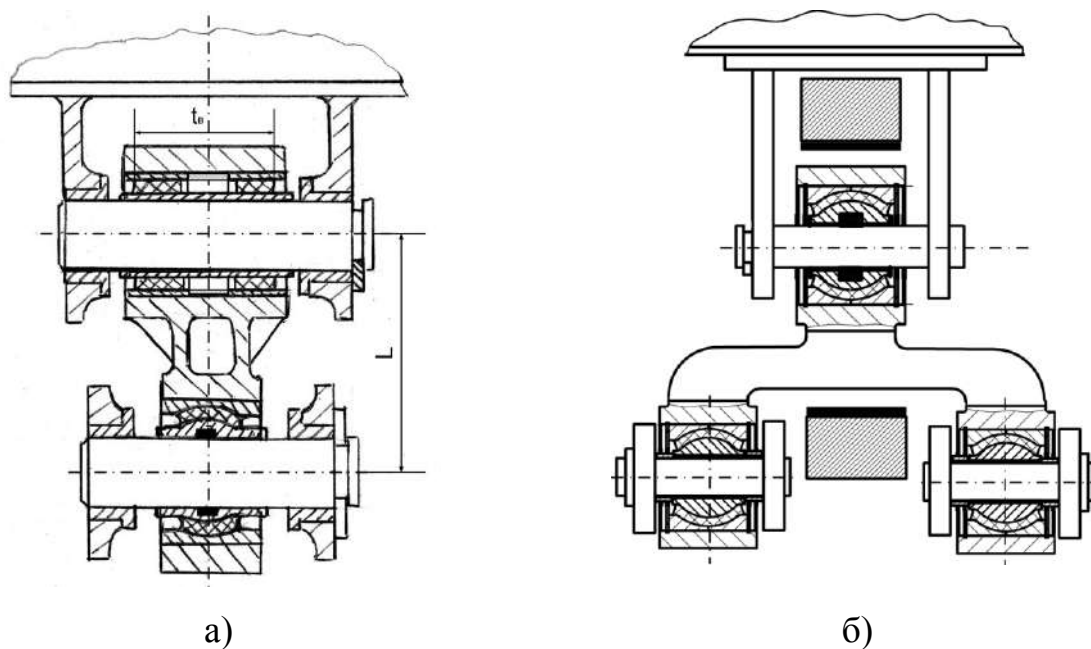


*а – общий вид, б – вид подвески, в – устройство нижнего шарнира*  
**Рисунок 4.9 – Подвеска ТЭД со сферическим и цилиндрическим шарнирами**

Отсутствие перекоса поводка 2 приводит к отсутствию перекоса нижнего сайлентблока 3, поэтому давление внутренней обоймы сайлентблока 3 на ось 5 распространяется равномерно по длине контакта сайлентблока 4 и оси 5, это предотвращает разрушение слоя смазочной жидкости 10 и заклинивание сайлентблока 4 на оси 5. Поскольку резиновая втулка сайлентблока 3 имеет сферическую форму, непараллельность осей 5 и 6 сайлентблоков 3 и 4 вследствие неодинаковой высоты неровностей правого и левого рельсов рельсового пути, также не вызывает неравномерного распределения давления внутренней обоймы сайлентблока 3 на ось 5 по длине контакта сайлентблока 4 и оси 5.

Постоянные магниты 11 удерживают смазочную жидкость в зазоре между сайлентблоком 3 и осью 5, предотвращая возникновение сухого трения и задиров контактирующих поверхностей оси и сайлентблока.

В варианте на рисунке 4.10, а резиновая втулка и наружная обойма верхнего, цилиндрического РМШ, выполнены составными из двух частей, между которыми помещено дистанционное кольцо, что упрощает монтаж шарнира. Наконец, на рисунке 4.9 б представлена трехшарнирная конструкция подвески, позволяющая сократить расстояние между осями шарниров подвески по вертикали.



*а) – с двумя цилиндрическими шарнирами, б) – с тремя сферическими шарнирами*

**Рисунок 4.10 – Конструкция шарниров**

Вариант на рисунке 4.10, б был разработан для обеспечения совместимости с траверсной подвеской. Для совместимости с маятниковой подвеской, изображенной на рисунке 2.4, два нижних шарнира размещаются по обе стороны нижнего кронштейна, а верхний сферический шарнир – на месте втулки маятниковой подвески. Для снижения износа оси подвижного шарнира между ним и кронштейном могут быть размещены кожухи в виде резиновых или резинокордных мембран, которые защищают трущиеся поверхности от попадания

пыли и влаги. Конструкция обеспечивает простоту демонтажа подвески под тепловозом.

Таким образом, анализ рассмотренного варианта двухосной тележки маневрового тепловоза показывает, что основные трудности проектирования и вероятные ошибки обусловлены не ограниченным объемом возможных альтернатив выбора решений, а недостаточным объемом научной информации о явлениях, определяющих надежность и долговечность работы узлов экипажной части и отсутствием получения части требуемой научной информации.

Это указывает на существующую необходимость в проведении исследований динамики и прочности экипажной части локомотива, конечной задачей которых являлось не только решение отдельных проблем, но и совершенствование методов проектирования основных систем экипажной части (рессорное подвешивание, устройства связи тележки с кузовом, КМБ).

#### **4.3 Анализ возможностей модернизация конструкций узлов подвески колесно-моторных блоков тепловозов**

В настоящее время, простое повторение зарубежных аналогов в наших условиях затруднительно, поскольку они, как правило, конструктивно сложны, требуют высокой точности обработки и ориентированы на наличие специальной технологической базы, имеющейся у фирм-лидеров. С другой стороны, в течении 70-80-х годов в нашей стране шел поиск конструктивных решений, изначально адаптированных к ограничениям по материалам и комплектующим изделиям, существовавшим в СССР применительно к продукции гражданского назначения. При этом проблемой является то, что в настоящее время нет методик выбора рациональных решений приводов применительно к условиям производства в нашей стране, либо поиска новых конструктивных решений для данных условий,

с учетом того, что изменения в конструкции создают благоприятные возможности для замены применяемых устаревших решений узлов КМБ.

Рассмотрим конструкцию современного КМБ с колесами диаметром 1050 мм для грузовых и маневровых тепловозов на примере КМБ для тепловоза 2ТЭ25А с асинхронным приводом.

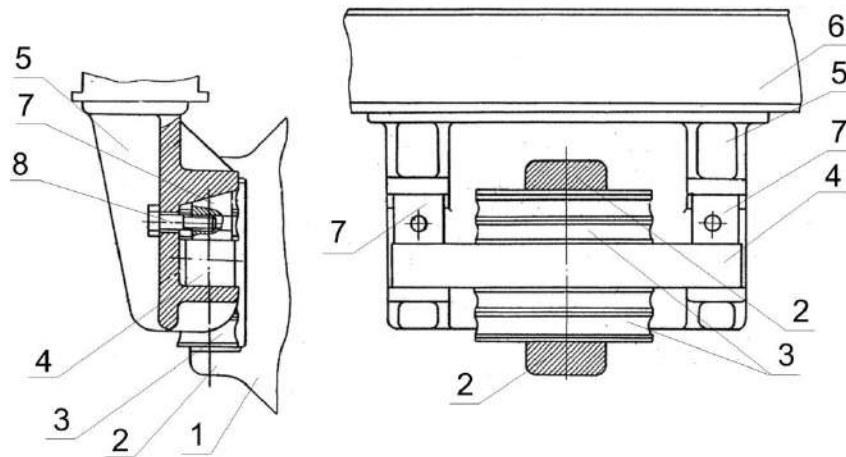
На тепловозах с коллекторными ТЭД применяется модернизированная бесчелюстная трехосная тележка, в которой затруднено применение подвески типа «Серьга». В связи с этим на них до сих пор используется пружинная подвеска (рисунок 2.3), к недостаткам которой относится наличие изнашиваемых плоских поверхностей, не закрываемых кожухами от загрязнений.

Таким образом, основными проблемами для КМБ отечественных тепловозов являются необходимость создания конструкции, использующей более совершенную подвеску, чем пружинная. Рассмотрим возможные варианты решения проблемы, которые можно реализовать в существующих условиях без проведения длительных исследований.

Основное требование для модернизации узла подвешивания ТЭД - это обеспечение возможности подкатки под тепловоз ТЭД, рассчитанных на пружинную подвеску. Из числа ранее созданных и исследованных конструктивных вариантов следует отметить резинометаллическую траверсу, созданную ВНИКТИ и АО «Лугансктепловоз» [116], (рисунок 4.11).

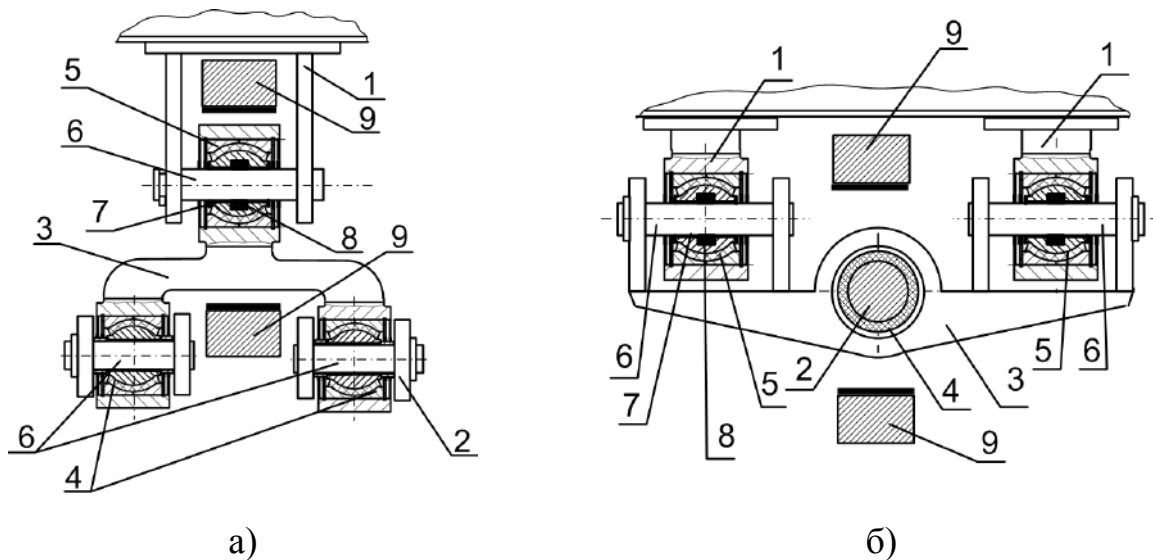
Основным достоинством траверсы является то, что она совместима с существующими узлами пружинной подвески. Конструкция не имеет пар трения, является простой и технологичной. При необходимости изготовление плоских резинометаллических элементов может быть организовано на самом локомотивостроительном заводе. В результате проведенных натурных испытаний установлено, что при использовании в приводе УЗК конструкция не приводит к увеличению динамических нагрузок в узлах КМБ [117].

Другой путь решения проблемы создания совместимых конструкций – это использование сферических РМШ [15]. Предложен ряд конструкций, основанных на трехшарнирной схеме подвески (рисунок 4.12).



1 – ТЭД; 2 – носики; 3 – резинометаллические элементы; 4 – траверса;  
5 – кронштейн; 6 – рама тележки; 7 – клинья; 8 – болт

**Рисунок 4.11 – Резинометаллическая траверса ВНИКТИ**



а) с шарнирами с параллельными осями; б) с шарнирами с перпендикулярными осями.  
1 - кронштейн крепления к раме тележки; 2 - кронштейн крепления к ТЭД; 3- траверса подвески; 4 – неподвижный РМШ, 5 – подвижный резинометаллический шарнир; 6 - оси; 7 - смазывающая жидкость с ферромагнитными наночастицами; 8 - постоянные магниты; 9 – приливы на остовах ТЭД

**Рисунок 4.12 – Трехшарнирная подвеска ТЭД**

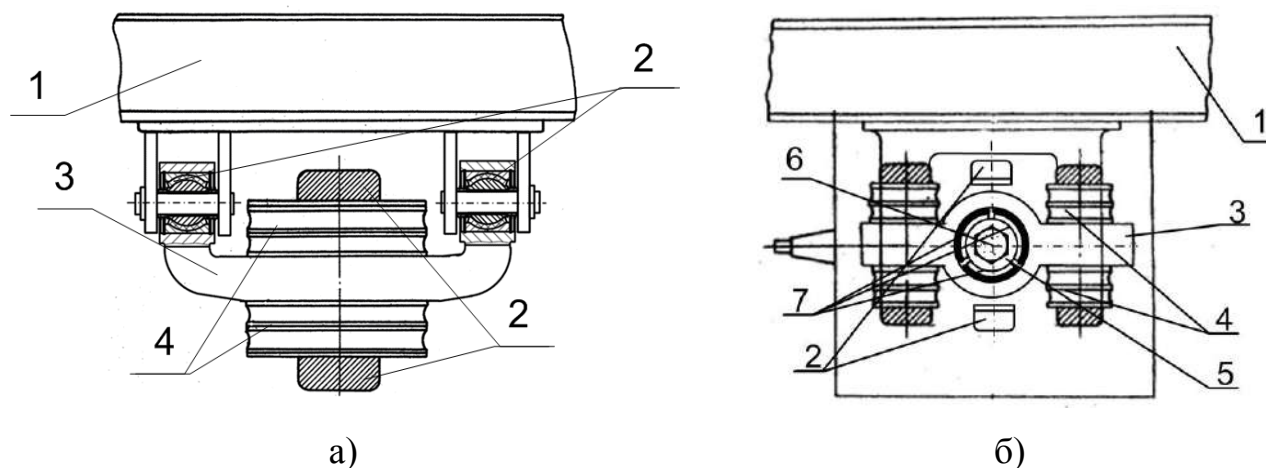
В конструкциях, изображенных на рисунке 4.11, поперечное перемещение ТЭД обеспечивается за счет скольжения одного или двух шарниров по валику. Для снижения износа, трущиеся поверхности могут быть закрыты кожухами (на рисунке 4.11 не показаны). Демонтаж подвески производится за счет



откручивания болтов на планках, предохраняющих оси от выпадания, и выбивания осей из шарниров.

Недостатком подвески, приведенной на рисунке 4.12, является наличие изнашиваемых элементов. Предложен вариант подвески, являющийся модернизацией резинометаллической траверсы ВНИКТИ (рисунок 4.12 а,б), отличающиеся от прототипа большей простотой монтажа.

В траверсе на рисунке 4.13, а использованы два сферических шарнира, в траверсе на рисунке 4.13, б – один трехсегментный сферический шарнир, предварительная деформация которого достигается за счет раздвигания трех сегментов внутренней втулки во время перемещения ее по конической оси при затягивании болта.



а) с двумя шарнирами; б) с трехсегментным шарниром  
 1 – рама тележки; 2 – приливы на остова ТЭД; 3 – траверса; 4 – резинометаллические элементы; 5 – шайба; 6 – болт; 7 – сегменты шарнира  
**Рисунок 4.13 – Варианты подвески ТЭД без пар трения**

Приведенные выше варианты подвески ТЭД рассчитаны на применение с КМБ, оснащенным упругим зубчатым колесом. В то же время на отечественных железных дорогах еще эксплуатируются тепловозы ЧМЭЗ производства завода ŠKD Praha (Чехия), с жесткой зубчатой передачей. Для модернизации таких тепловозов предложена подвеска [27] с двумя комплектами резинометаллических амортизаторов и центральным шарниром, размещенным между выступами на остова ТЭД.

Предлагаемый узел подвешивания ТЭД содержит два кронштейна 1, к которым при помощи валиков 2 и серег 3 подвешиваются тяги 4, на которых установлены шайбы 5 и упругие элементы 6, узел подвешивания содержит направляющую 7 с отверстием и гайки 8.

Серьги 3 выполнены в виде сферических РМШ, кронштейны 1 расположены на корпусе ТЭД 9, упругие элементы 6 выполнены в виде цилиндрических резиновых элементов с отверстиями, разделенных на несколько частей привулканизированной к резине арматурой 10 в виде металлических шайб, а в отверстии направляющей 7 находится двуслойный сферический РМШ 11, соединенный через цапфу 12 с рамой тележки 13.

Предлагаемый узел подвешивания ТЭД работает следующим образом.

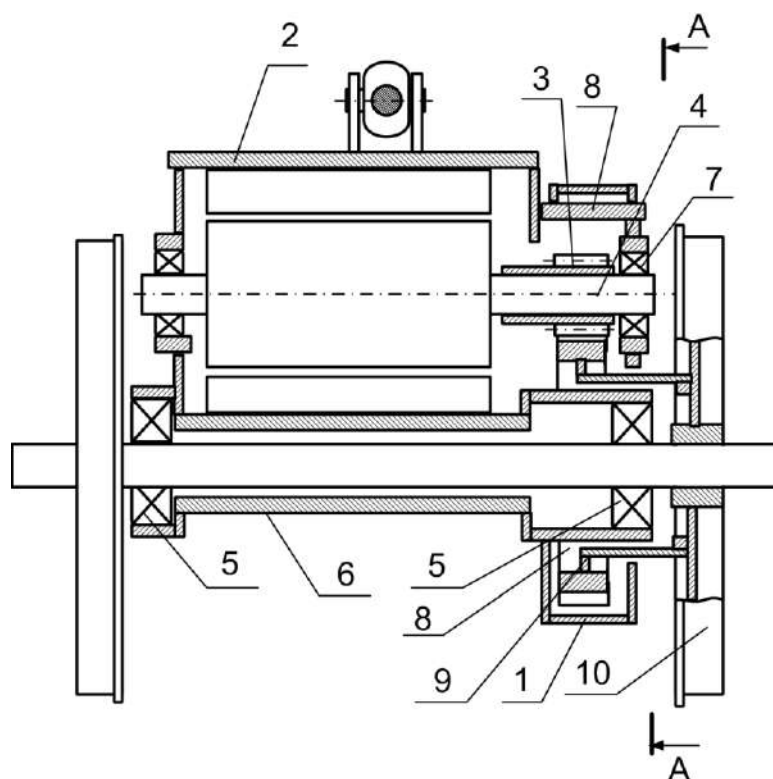
При поперечном перемещении корпуса ТЭД 9 относительно рамы тележки 13 при прохождении кривых участков пути и поперечных колебаний виляния и отбоя тележки в прямых участках пути, упругие элементы 6 деформируются, тяги 4 поворачивают серьги 3 в виде сферических РМШ относительно валиков 2 обеспечивая свободное перемещение корпуса ТЭД 9 относительно рамы тележки 13. При угловом повороте корпуса ТЭД 9 вследствие боковой качки экипажа направляющая 7 поворачивается с помощью двуслойного сферического РМШ 11 относительно цапфы 12 и рамы тележки 13, обеспечивая свободное перемещение корпуса ТЭД 9 рамы тележки 13. При вертикальном перемещении корпуса ТЭД 9 при прохождении неровностей пути корпус ТЭД 9 поворачивается вокруг осей валиков сферических РМШ серег 3. Упругие элементы 6 обеспечивают амортизацию ударов при прохождении неровностей пути, при этом арматура 10, ограничивая перемещение резины в сторону свободных поверхностей упругих элементов 10, обеспечивает требуемую нагрузочную способность упругих элементов 10 при заданном ходе амортизации.

Благодаря выполнению РМШ двуслойным появляется возможность при той же несущей способности сократить его длину и разместить направляющую 7 и цапфу 12 между корпусом ТЭД 9 и рамой тележки 13.

На данный узел получен патент на полезную модель [27].

Ниже рассмотрены ряд патентоспособных решений по конструкциям тягового привода, полученных с использованием методики объектной модели.

Предлагаемый тяговый привод локомотива (рисунок 4.14) содержит редуктор 1 и ТЭД 2 с малым зубчатым колесом 3, расположенным на валу 4 ТЭД 2 между подшипниковыми опорами, при этом моторно-осевые подшипники 5 расположены в одном корпусе 6, связанном с остовом ТЭД 2 с помощью болтов, подшипник 7 ТЭД 2 со стороны малого зубчатого колеса 3 размещен в защитном корпусе 8, являющемся частью подшипникового щита, а корпус редуктора 1 состоит из двух половин с продольным разъемом, надевающихся на защитный корпус 8 подшипника 7 ТЭД 2 и корпус 6 моторно-осевых подшипников 5 [118].



*1- редуктор; 2 – ТЭД; 3 – малое зубчатое колесо; 4 – вал ТЭД;  
5 – моторно-осевые подшипники; 6 – корпус; 7 – подшипник ТЭД;  
8 – защитный корпус; 9 – большое зубчатое колесо; 10 – колесная пара*

**Рисунок 4.14 – Тяговый привод локомотива**

Большое зубчатое колесо 9 смонтировано на колесе 10 колесной пары с помощью разъемного соединения на болтах, а моторно-осевой подшипник 5 со стороны большого зубчатого колеса 9 расположен под ступицей большого зубчатого колеса 9.

Предлагаемый тяговый привод работает следующим образом. При работе тягового привода в сборе крутящий момент с вала 4 передается на малое зубчатое колесо 3 и далее на большое зубчатое колесо 9 и колесо 10 колесной пары.

При необходимости осмотра моторно-осевого подшипника 5 со стороны большого зубчатого колеса 9, снимаются половины корпуса редуктора 1, затем разъединяется болтовое соединение ТЭД 2 и корпус 6, после чего разъединяется соединение ступицы большого зубчатого колеса 9 с колесом 10 колесной пары и большое зубчатое колесо 9 отодвигается от колеса 10 колесной пары, обеспечивая доступность моторно-осевого подшипника 5.

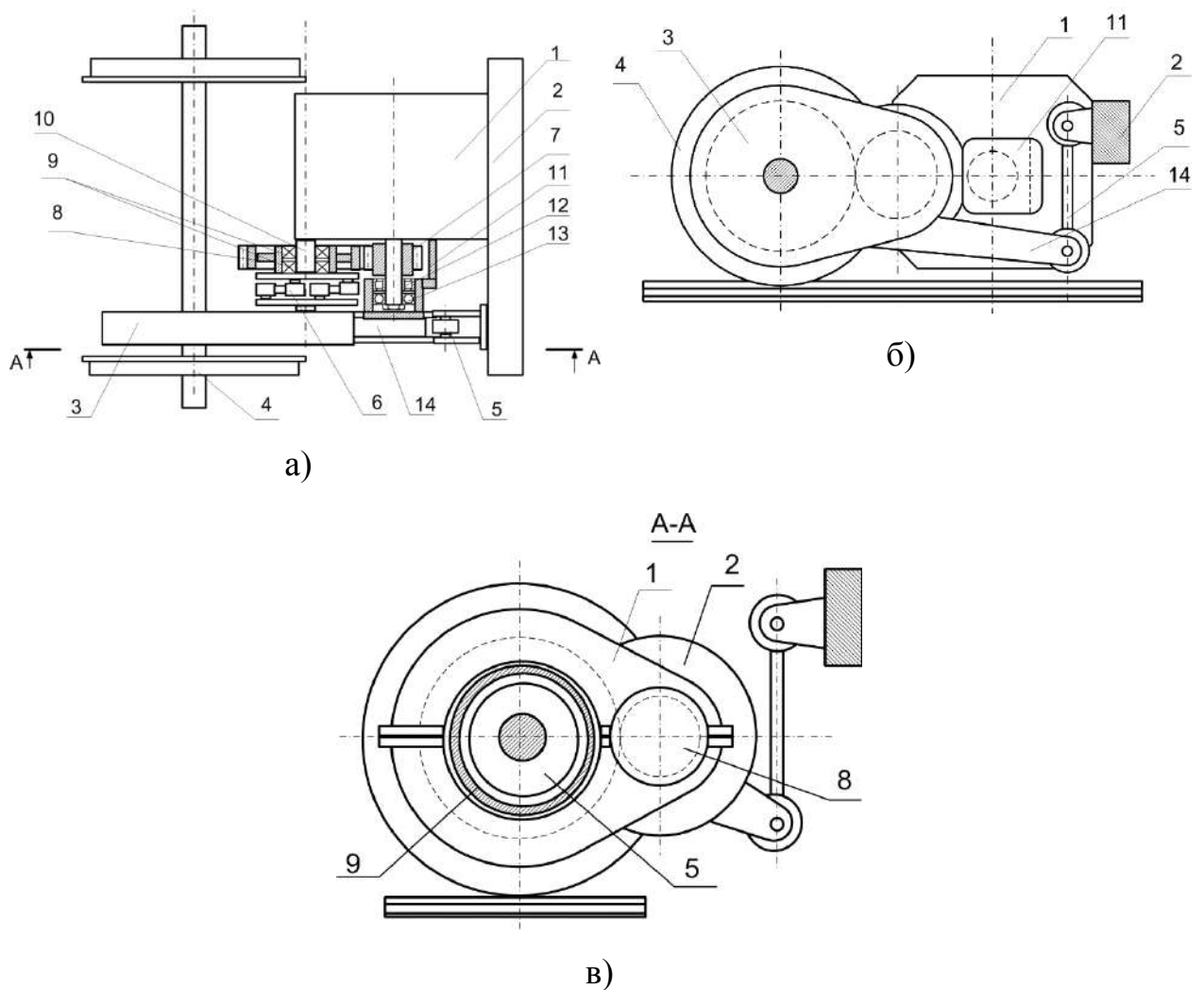
Поскольку в предложенном тяговом приводе моторно-осевой подшипник 5 со стороны большого зубчатого колеса 9 расположен на большем расстоянии от другого моторно-осевого подшипника 5, чем большое зубчатое колесо 9, нагрузка на моторно-осевой подшипник 5 со стороны большого зубчатого колеса 9 ниже, чем у прототипа, без увеличения требований к качеству обработки редуктора 1.

На данный узел получен патент на полезную модель 190120 [29].

Следующий вариант тягового привода локомотива (рисунок 4.15) содержит ТЭД 1, опирающийся на раму 2 тележки. Редуктор 3, опирающийся на ось колесной пары 4 и связанный тягой подвески 5 с рамой тележки 2.

Шарнирно-поводковый передаточный механизм 6, сцепленные друг с другом малое зубчатое колесо 7, расположенное на валу ТЭД 1, и большое зубчатое колесо 8, которое опирается на подшипники 9. Подшипники 9 установлены на оси 10, размещенной на корпусе ТЭД 1, которое, связано с шарнирно-поводковым передаточным механизмом 6.

Подшипниковый узел 11 ТЭД 1 со стороны малого зубчатого колеса 7 расположен на конце вала ТЭД 1 и содержит радиальный подшипник качения 12 и упорный подшипник качения 13, а кронштейн 14 редуктора 3, связанный с тягой подвески 5, расположен ниже подшипникового узла 11.



*а) – общий вид тягового привода локомотива; б) – вид на корпус редуктора и подвеску;  
в) – подвеска*

*1 – ТЭД; 2 – рама тележки; 3 – редуктор; 4 – колесная пара; 5 – тяга подвески;  
6 – шарнирно-поводковый передаточный механизм; 7 – малое зубчатое колесо;  
8 – большое зубчатое колесо; 9 – подшипники большого зубчатого колеса;  
10 – ось большого зубчатого колеса; 11 – подшипниковый узел; 12 – радиальный подшипник качения;  
13 – упорный подшипник качения; 14 – кронштейн редуктора*

**Рисунок 4.15 – Тяговый привод локомотива**

Предлагаемый тяговый привод локомотива работает следующим образом. Вращающий момент от ТЭД 1 передается на малое зубчатое колесо 7, от последнего - на сцепленное с ним большое зубчатое колесо 8, и через шарнирно-поводковый передаточный механизм 6 на вал редуктора 3, который удерживается от поворота вокруг оси колесной пары 4 тягой подвески 5.

При этом частота вращения шарнирно-поводкового передаточного механизма 6 ниже, чем частота вращения ТЭД 1 во столько раз, во сколько раз число зубьев малого зубчатого колеса 7 меньше числа зубьев большого зубчатого

колеса 8, что позволяет увеличить частоту вращения ТЭД 1, не увеличивая частоты вращения шарнирно-поводкового передаточного механизма и не создавая опасности повреждения шарниров из-за увеличения выделения в них тепла.

Подшипники 9 на оси 10 воспринимают радиальные и осевые нагрузки от зубчатого зацепления и шарнирно-поводкового передаточного механизма 6, предотвращая перекосяк и осевой сдвиг большого зубчатого колеса 8. Радиальный подшипник качения 12 воспринимает радиальные нагрузки, действующие на малое зубчатое колесо 7, а упорный подшипник качения 13 воспринимает осевые нагрузки, действующие на малое зубчатое колесо 7. Поскольку радиальный подшипник качения 12 и упорный подшипник качения 13 расположены на конце вала ТЭД 1, то длина ступицы малого зубчатого колеса 7 может быть увеличена без существенного увеличения изгибающих моментов в валу ТЭД 1. Благодаря тому, что кронштейн 14 редуктора 3 расположен ниже подшипникового узла 11, габариты деталей редуктора 3 не препятствуют размещению подшипникового узла 11.

На данный узел получен патент на полезную модель 190819 [30]. Использование методологии объектной модели позволило получить еще ряд конструкций тяговых приводов защищенных патентами на полезные модели Российской Федерации (РФ) 190120 [29], 190846 [31], 196906 [32], 207227 [33], 207860 [34], 208704 [35], 206897 [36], 203778 [37], 200670 [38].

#### **4.4 Выводы к разделу 4**

1 В результате анализа известных методов конструирования новых технических решений механической части тягового привода локомотива установлено, что, в общем случае основным недостатком является использование формально-эмпирических решений при рассмотрении путей дальнейшего развития конструкции.

2 Предложена усовершенствованная объектная модель технического решения, представляющая собой иерархию множеств описаний при разной степени схематизации технического решения и библиотеку описаний типовых объектов в виде иерархической структуры функционального взаимодействия между элементами (И-графа). Модель дает возможность автоматизировать поиск подобных решений в виде типовых конструкций из библиотеки описаний путем определения матриц мер сходства. Данная модель позволяет уменьшить количество ошибок проектирования путем создания новой конструкции, на базе изученных и технологически отработанных аналогов и устранения недостатков прототипов. Представленная модель дает возможность автоматизировать поиск патентоспособных решений по узлам КМБ.

3 Применение объектной модели позволило получить новые патентоспособные решения, защищенные патентами на полезные модели [18-38].

4 Использование ранее известных эмпирических закономерностей для проектирования маятниковой подвески ТЭД невозможно по соображениям возможности компоновки подвески, соответствующей таким закономерностям. В связи с этим предложено использовать более изученный вариант тягового привода с упругим зубчатым колесом и подвеской ТЭД типа «Серьга», сохраняющие работоспособность при малой длине между осями верхнего и нижнего шарниров, а также возможность унификации с маятниковой подвеской.

5 Для замены пружинной подвески коллекторных ТЭД грузовых тепловозов с обеспечением условия совместимости с конструкцией ТЭД эксплуатируемых локомотивов, предложено использовать подвеску с плоскими резинометаллическими элементами разработки ВНИКТИ и АО «Лугансктепловоз», опытный образец которой уже дал положительные результаты при натурных испытаниях. Также предложен ряд вариантов подвески с использованием сферических РМШ.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Проведен анализ конструкций существующих подвесок тяговых приводов и их характерные конструкционные недостатки и составлена классификация динамических факторов, действующих на элементы КМБ, представленная в виде сетевой модели.

2 На основании классификации предложен упрощенный алгоритм поиска рациональных оптимальных параметров динамической системы тягового привода.

3 Разработана новая классификация подвесок узлов КМБ, характеризующаяся четырьмя признаками, причем, один из признаков рассматривает имеющиеся технические решения в виде патентов на изобретения и полезные модели. Данная классификация позволяет осуществлять поиск новых технических решений путем выбора новых комбинаций между вариантами способов реализации функций подвесок и вариантами технологического исполнения, исходя из поставленной технической задачи. Предложен ряд запатентованных решений для узлов подвески КМБ.

4 Предложено использовать метод конечных элементов при моделировании работы сферических двуслойных РМШ подвески ТЭД локомотива.

В частности, в процессе проведенного исследования:

- получена верифицированная расчетная схема для определения жесткостных параметров однослойного и двухслойного РМШ;
- предложена методика учета влияния предварительного сжатия упругого слоя при анализе работы РМШ;
- определены значения радиальной жесткости для однослойных и двухслойных РМШ при разных значениях твердости применяемой резины;
- определены требуемые формы свободной поверхности для обеспечения плоской формы после смыкания полуколец.

5 Предложена конструкция двухслойного сферического РМШ с разъемом, упрощающим технологию изготовления, на которую получен патент на полезную модель.

6 Предлагается применение обобщенной объектной модели при создании



новых технических решений, состоящей из иерархии множеств описаний конструкций. При этом производится поиск сходных объектов в библиотеке с помощью матриц мер сходства, и дальше процесс проектирования ведется путем видоизменения распознанных типовых узлов и деталей.

С помощью предложенного метода разработаны новые патентоспособные конструкции узла подвешивания КМБ, которые могут быть широко использованы в разных типах локомотивов.

7 Рекомендуется использовать для решения задач модернизации узлов крепления тягового привода локомотивов с целью увеличения ресурса и межремонтных сроков их эксплуатации и для рационального выбора конструктивных решений вновь проектируемых узлов подвешивания КМБ.

8 Перспективой дальнейшей разработки темы является обобщение практического опыта создания патентоспособных конструкций, для совершенствования предложенных методов. Материалы исследований могут быть использованы также для разработки систем диагностики элементов тягового привода в процессе эксплуатации локомотива.

**СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ**

- КМБ – колесно-моторный блок
- РМШ – резинометаллический шарнир
- РЖД – Российские железные дороги
- ТРМЭ – тонкослойный резинометаллический элемент
- САПР – система автоматизированного проектирования
- ТЭД – тяговый электродвигатель
- РФ – Российская Федерация
- ВНИТИ – Всесоюзный научно-исследовательский тепловозный институт
- ВНИКТИ – всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава
- УЗК – упругое зубчатое колесо
- УСЗК – упругое самоустанавливающееся зубчатое колесо

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

- 1 Грэхэм Бетс, Барри Брайндли, С. Уильямс и др. Общая редакция: д.э.н. Осадчая И.М. Толковый словарь бизнес терминов // Москва.: "ИНФРА-М", Издательство "Весь Мир", – 1998; – 115 с.
- 2 Измеров, О.В. Техническая инновационика. Методы изобретательского творчества : монография [О.В. Измеров и др.]. // Орел: Госуниверситет – УНПК, 2011. – 213 с.
- 3 Измеров, О.В. Техническая инновационика. Проектирование конкурентоспособных машин : монография / [О.В. Измеров и др.] под редакцией член-корр. Академии электротехнических наук Российской Федерации, д-ра техн. наук А.С. Космодамианского. // Орел: Госуниверситет – УНПК, 2013. – 415 с.
- 4 Измеров, О.В. Техническая инновационика. Проблемы инженерного анализа технических систем : монография / [О.В. Измеров и др.]; под ред. чл.-корр. Академии электротехн. наук Рос. Федерации, д-ра техн. наук, проф. А.С. Космодамианского. // Орел: Госуниверситет - УНПК, 2013. – 261 с.
- 5 Измеров, О.В. Техническая инновационика. Рациональный выбор технических решений при проектировании : монография [О.В. Измеров и др.] под ред. О.В. Измерова. // Орел: Госуниверситет – УНПК, 2013. – 340 с.
- 6 Измеров, О.В. Информационное проектирование машин: монография / [О.В. Измеров и др.] под редакцией член-корр. Академии электротехнических наук Российской Федерации, д-ра техн. наук А.С. Космодамианского. // Орел, ОрелГТУ, 2010. – 413 с.
- 7 Измеров, О.В. Инженерный эксперимент, как подсистема инновационного проектирования: монография / [О.В. Измеров и др.] под редакцией член-корр. Академии электротехнических наук Российской Федерации, д-ра техн. наук А.С. Космодамианского. // Орел, ОрелГТУ, 2011. – 401 с.
- 8 Антипин, Д.Я. Техническая инновационика. Поиск новых конструктивных решений: монография / М.И. Борзенков, А.С. Космодамианский и др. // под редакцией академика Академии электротехнических наук Российской

Федерации, д-ра техн. Наук, проф. А.С. Космодамианского. // Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева, 2021. – 221 с.

9 Дитрих, Я. Проектирование и конструирование: Системный подход: монография; пер. с польск. / Я. Дитрих. // Москва: Мир, 1981. – 456 с.

10 ГОСТ 27.001-95 Система стандартов «Надежность в технике». Основные положения.

11 Измеров, О.В. Теоретические основы инжиниринговых технологий изобретательского творчества, как проектно-аналитических систем: статья. / О.В. Измеров, М.И. Борзенков. // «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии», – 2012, – № 6-2 (296) – с. 65-69.

12 Измеров, О.В. Общие правила создания алгоритмов в инжиниринговых методах изобретательского творчества: статья. / О.В. Измеров, О.В. Дорофеев, В.И. Воробьев. // «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии», – 2012, – № 6-2 (296) – с. 70-74.

13 Измеров, О.В. Инжиниринговые технологии изобретательского творчества как часть процесса инновационного проектирования: статья. / О.В. Измеров, А.А. Пугачев. // «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии», – 2012, – № 6-2 (296) – с. 75-79.

14 Измеров, О.В. Инжиниринговый метод изобретательского творчества как инструмент непараметрического прогнозирования: статья. / О.В. Измеров, С.Н. Злобин. // «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии», – 2012, – № 6-2 (296) – с. 80-84..

15 Патент СССР №1493807. Способ сборки сферического резинометаллического шарнира. / В.С. Коссов, А.И. Кокорев, В.А. Лысак, В.А. Пузанов, В.С. Авраменко, О.В. Измеров. Оpubл. 15.07.89, бюл. № 26

16 Патент РФ 2423260 от 21.12.2009. Подвеска тяговых электродвигателей железнодорожного транспортного средства. Г.С. Михальченко, О.В. Измеров, В.И. Воробьев, В.Г. Новиков, А.А. Пугачев, Д.В. Воробьев, А.С. Новиков, А.С. Космодамианский

17 Патент РФ № 2437786 от 21.12.2009. Компенсационная муфта тягового привода локомотива. Г.С. Михальченко, О.В. Измеров, В.И. Воробьев, В.Г. Новиков, А.С. Воробьев, А.С. Космодамианский, А.С. Новиков

18 Патент на полезную модель 199736 Российская Федерация. Узел подвешивания тягового электродвигателя / В. И. Воробьев, О. В. Измеров, В. Г. Новиков [и др.]: заявл. № 2020110144 от 11.03.20; опубл. 31.07.20, Бюл. № 22.

19 Патент на полезную модель RU 202196, 05.02.2021. Сферический резинометаллический шарнир / В.И. Воробьев, Д.В. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, В.О. Корчагин Заявка № 2020121555 от 29.06.2020.

20 Патент на полезную модель № 198904, СПК В61С 9/50 (2020.02). Узел подвешивания тягового электродвигателя. / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, С.О. Копылов, А.С. Космодамианский, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко Опубл. 31.07.2020, бюл. № 22.

21 Патент на полезную модель RU 206819 U1, 29.09.2021. Устройство для крепления тяговых электродвигателей / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский [и др.]: заявка № 2021110023 от 12.04.2021.

22 Патент на полезную модель RU 206895, 30.09.2021. Узел подвешивания тягового электродвигателя / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, [и др.]: заявка № 2021118614 от 25.06.2021.

23 Патент на полезную модель RU 213368 U1, 07.09.2022. Сферический резинометаллический шарнир / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, В.О. Корчагин, А.А. Пугачев, М.Ю. Капустин, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, Е.В. Николаев, А.Е. Карпов Заявка № 2022116272 от 16.06.2022. бюл. 25.

24 Патент на полезную модель RU 215052 U1, 28.11.2022. Узел подвешивания тягового электродвигателя / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, В.О. Корчагин, А.А. Пугачев, М.Ю. Капустин, А.В.

Самотканов, Д.Н. Шевченко, Е.В. Николаев, А.Е. Карпов Заявка № 2022127141 от 19.10.2022. бюл. 34.

25 Патент на полезную модель RU 215311 U1, 08.12.2022. Узел подвешивания тягового электродвигателя к раме тележки локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, С.Н. Злобин, Д.Н. Шевченко Заявка № 2022126451 от 10.10.2022.

26 Патент на полезную модель RU 213369 U1, 07.09.2022. Узел подвешивания тягового электродвигателя / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, В.О. Корчагин, А.А. Пугачев, М.Ю. Капустин, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, Е.В. Николаев, А.Е. Карпов Заявка № 2022117420 от 28.06.2022. бюл. 25.

27 Патент на полезную модель RU 213277 U1, 05.09.2022. Узел подвешивания тягового электродвигателя / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, В.О. Корчагин, А.А. Пугачев, М.Ю. Капустин, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, Е.В. Николаев, А.Е. Карпов Заявка № 2022117419 от 28.06.2022. бюл. 25.

28 Патент на полезную модель RU 210965 U1, 16.05.2022. Устройство для крепления тягового электродвигателя к раме тележки / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, Д.Н. Шевченко Заявка № 2021109412 от 05.04.2021. бюл. 14.

29 Патент на полезную модель RU 190120 U1, 19.06.2019. Тяговый привод локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, В.О. Корчагин Заявка № 2019101376 от 18.01.2019.

30 Патент на полезную модель RU 190819 U1, 12.07.2019. Тяговый привод локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, В.О. Корчагин Заявка № 2019101374 от 18.01.2019.

31 Патент на полезную модель RU 190846 U1, 15.07.2019. Тяговый привод локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, М.Ю.

Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, В.О. Корчагин Заявка № 2019101371 от 18.01.2019.

32 Патент на полезную модель RU 196906 U1, 19.03.2020. Электромотор - колесо / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.А. Пугачев, А.С. Космодамианский, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, В.О. Корчагин Заявка № 2019117489 от 05.06.2019.

33 Патент на полезную модель RU 207227 U1, 18.10.2021. Тяговый привод локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, А.А. Пугачев, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, Е.В. Николаев Заявка № 2021112248 от 28.04.2021.

34 Патент на полезную модель RU 207860, 22.11.2021. Тяговый привод железнодорожного транспортного средства / В.И. Воробьев, Д.В. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, Е.В. Николаев Заявка № 2021118619 от 25.06.2021.

35 Патент на полезную модель RU 208704, 10.01.2022. Тяговый привод железнодорожного транспортного средства / В.И. Воробьев, Д.В. Воробьев, О.В. Измеров, С.О. Копылов, А.С. Космодамианский, А.А. Пугачев, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, Е.В. Николаев Заявка № 2021127786 от 22.09.2021.

36 Патент на полезную модель RU 206897, 30.09.2021. Тяговый привод локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, А.А. Пугачев, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, Е.В. Николаев Заявка № 2021118616 от 25.06.2021.

37 Патент на полезную модель RU 203778, 21.04.2021. Тяговый привод локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, А.А. Пугачев, М.Ю. Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, В.О. Корчагин Заявка № 2021101373 от 22.01.2021.

38 Патент на полезную модель RU 200670, 05.11.2020. Тяговый привод локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.С. Космодамианский, М.Ю.

Капустин, Н.Н. Стрекалов, А.В. Самотканов, Д.Н. Шевченко, В.О. Корчагин. Заявка № 2020110145 от 11.03.2020.

39 Измеров, О.В. Механизмы и системы управления силовых передач транспортных машин: монография. / О.В. Измеров, Н.М. Луков, А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, А.А. Пугачев, В.Г. Новиков, Г.П. Жилин, М.И. Борзенков, О.В. Дорофеев // Орел, ОрелГТУ, 2008., – 253 с.

40 Заручейский, А.В. Отчет испытаний электровозов 2ЭС6 в условиях эксплуатации. Отчёт о техническом состоянии электровозов 2ЭС6. Рекомендации / А.В. Заручейский, Р.В. Мурзин // Москва, ВНИИЖТ, 2012 г – 153 с

41 Заключительный отчет. Результаты стендовых испытаний подвесок редуктора тягового привода тепловоза 2ТЭ121. / Отчет ВНИТИ. И-101-87, Коломна, 1987 – 68 с.

42 Сергиенко, П.Е. Экспериментальное исследование тягового привода электровоза ВЛ84 / П.Е. Сергиенко, В.М. Остапенко // Электровозостроение, т.22 - Новочеркасск, – 1982 г – с. 115-125

43 Бирюков, И.В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, И.К. Рыбников // Москва: Транспорт, 1986 – 256 с.

44 Павленко, А.П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов : монография. Москва: Машиностроение, 1991. – 192 с

45 Капустин, М.Ю. Методы комплексного анализа динамической системы тягового привода локомотива / М.Ю. Капустин, Д.Н. Шевченко, О.В. Измеров // Наука и техника транспорта. – 2019. – № 2. – С. 15-21.

46 Тихомиров, В.П. Физический эксперимент и моделирование в машиностроении: монография / [В.П. Тихомиров и др.]; под редакцией д-ра техн. наук, проф. В.П. Тихомирова. // Орел: ОрелГТУ, 2010. – 452 с

47 Измеров, О.В. Инженерный эксперимент как подсистема инновационного проектирования: монография / [О.В. Измеров и др.]; под редакцией член-корр. академии электротехнических наук Российской Федерации, д-ра техн. наук, проф. А.С. Космодамианского. // Орел: ОрелГТУ, 2011. – 401 с



- 48 Фомичев, Н.И. Автоматизированные системы научных исследований: Учеб. пособие / Н. И. Фомичев // Ярослав. гос. ун-т. - Ярославль, 2001. – 112 с
- 49 Электронный ресурс. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева [Электронный ресурс] / Курс АСНИ по дисциплине «Автоматизация научных исследований» – Режим доступа: <http://www.ssau.ru/struct/deps/tdla/asni/>, свободный. – Загл. с экрана. – Яз. Рус
- 50 Евстратов, А.С. Исследование динамики тяговых электродвигателей тепловозов ТЭЗ и ТЭ7 / А.С. Евстратов, Л.К. Добрынин // Новости машиностроения. – 1959. – №7. – С. 6-9.
- 51 Отчет ВНИТИ. «Исследование динамики тягового электродвигателя ЭДТ-200Б». Отчет ВНИТИ И-24-61. Коломна, 1961 г. – 61 с.
- 52 Отчет ВНИТИ. «Исследование динамики тягового привода тепловоза 2ТЭ10Л с опорно-осевым подвешиванием электродвигателя ЭД107 в эксплуатационных условиях». Отчет ВНИТИ И-103-68. Коломна, 1968, – 120 с.
- 53 Иванова, Н.М. Конструкция и динамика тепловозов. Изд. 2-е, доп. под ред. Н.М. Иванова // Москва, «Транспорт», – 1974, – 336 с.
- 54 Коссов, В.С. Экипажная часть грузового электровоза постоянного тока 2ЭС6 / В.С. Коссов, Ю.В. Мещерин, В.Ф. Руденко, Г.И. Михайлов, В.Ю. Гусев В.Ю, В.Н. Ткаченко. // Создание и модернизация электровозов. Под ред. Г.И. Михайлова. Тр. ВНИКТИ, Коломна, – 2008, – с. 13-18.
- 55 Юрасов, О.Д. Повышение работоспособности колесно-моторных блоков электровозов 2ЭС6. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / О.Д. Юрасов // Омск, – 2016. – 122 с.
- 56 Корнев, А.М. Модернизация системы подвешивания тягового электродвигателя электровоза постоянного тока 2ЭС6 / А.М. Корнев, Д.В. Липунов // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов - Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, – 2016 - с. 237-242.
- 57 Шантаренко, С.Г. Математическое моделирование напряженного состояния поводка подвески тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 [Текст]

/ С.Г. Шантаренко, В.Ф. Кузнецов, О.Д. Юрасов // Вестник РГУПС -Ростовский гос. ун-т путей сообщения, 2015. – №2.– С.203 – 208.

58 Корнев, А.М. Совершенствование конструкции подвешивания тягового электродвигателя электровоза 2ЭС6 / А.М. Корнев // Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте: Материалы научной конференции - Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2016 – с. 160-167.

59 Шацилло, А. А. Тяговый привод электроподвижного состава / А. А. Шацилло. // Москва : Трансжелдориздат, 1961 – 222 с.

60 Электровоз 2ЭС4К. Расчет прочности амортизаторов подвески тягового электродвигателя ЭДП810 2ЭС4К.31.400.000 РР, – 5 стр.

61 Хоперский, Ю.В. Статистический анализ вибрации тяговых двигателей / Ю.В. Хоперский, В.Н. Апалькин, Ю.М. Красницкий // Электровозостроение, т. 16, –Новочеркасск, 1976 – с. 122-127.

62 Исаев, И.П. Ускоренные испытания и прогнозирование надежности электрооборудования локомотивов / И.П. Исаев, А.П. Матвейчев, Л.Г. Козлов // Москва: Транспорт, 1984 – 248 с.

63 Отчет ВЭЛНИИ. Исследования динамических нагрузок в тяговой передаче электровоза ВЛ80к. Отчет ВЭЛНИИ № ДП-19-67 // Новочеркасск, 1967 - 24 с.

64 Евсюков, В.П. Исследование динамических усилий в зубчатых передачах электровозов и вибраций тягового двигателя на подвеске / В.П. Евсюков // Электровозостроение, сборник трудов ВЭЛНИИ, т.1. – Новочеркасск, – 1961, – с. 187-191.

65 Авраменко, В.С. Исследование динамических воздействий на полюсы магнитной системы тяговых электродвигателей НБ-418к / В.С. Авраменко, А.А. Попов, А.Л. Лисицын, В.А. Лысак, А.А. Скворцов // Вестник ВНИИЖТ, – 8, – 1981 – с. 33-36.

66 Кудрявцев, Н.Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов / Н.Н. Кудрявцев // Труды ВНИИЖТ. Вып. 287 // Москва: Транспорт, – 1965 г. – 168 с

67 Отчет ВНИТИ. «Исследование динамики колесно-моторного блока с подвеской типа «Серьга». Отчет ВНИТИ И-68-80. // Коломна, – 1980. – 53с.

68 Авторское свидетельство СССР №1759693. Узел подвешивания тягового электродвигателя / В.С. Коссов, Ю.Н. Соколов, В.С. Авраменко, В.М. Суровцев, С.П. Авдеев, Б.И. Годунов и В.П. Колесников – опубл.07.09.92, Б.И.№33.

69 Антипин, Д.Я. Классификация способов крепления тяговых электродвигателей и поиск новых технических решений / Д.Я. Антипин, В.И. Воробьев, О.В. Измеров Транспорт: наука, образование, производство : сборник научных трудов. Т. 3. Технические науки // РГУПС. Ростов-на-Дону, – 2019. – С. 235–238

70 Патент на полезную модель № 176570 Российская Федерация МПК В61С 9/38. Устройство для крепления тягового электродвигателя локомотива к раме тележки. / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, Д.А. Бондаренко, О.В. Измеров, М.А. Маслов, С.Г. Шорохов, С.О. Копылов Оpubл. 23.01.2018, бюл. № 3.

71 Патент на полезную модель № 185449 Российская Федерация СПК В61С 9/38 (2006.01). Устройство для крепления тягового электродвигателя локомотива к раме тележки. / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, С.О. Копылов, О.В. Измеров, С.Г. Шорохов, М.А. Маслов, С.Н. Ашуркова, Оpubл. 05.12.2018. Бюл. № 34.

72 Патент на полезную модель № 166921 Российская Федерация МПК В61С 9/50 В61F 3/04. Узел подвешивания тягового электродвигателя. / В.Г. Новиков, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, С.Ю. Никулин, А.А. Борисов Оpubл. 10.12. 2016, бюл. № 34.

73 Патент на полезную модель № 173554 Российская Федерация МПК В61С 9/38. Устройство для крепления тягового электродвигателя локомотива к

раме тележки. / Д.Я. Антипин, В.И. Воробьев, Д.А. Бондаренко, О.В. Измеров, С.В. Сеницын, Т.П. Сеницына, С.Г. Шорохов Оpubл. 30.08.2017, бюл. № 25.

74 Патент на полезную модель № 176844 Российская Федерация МПК В61С 9/38. Узел подвешивания тягового электродвигателя. / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, А.С. Космодамианский, О.В. Измеров, Д.В. Воробьев, М.А. Маслов Оpubл. 30.01.2018, бюл. № 4.

75 Патент № 2549427 Российская Федерация МПК В 61С 9/50. Узел подвешивания тягового электродвигателя / А.А. Пугачев, С.Г. Волохов, О.В. Измеров, В.И. Воробьев, Г.С. Михальченко, В.Г. Новиков – Заявл. 25.02.2014; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 12

76 Патент № 176428 Российская Федерация МПК В 61С 9/38. Узел подвешивания тягового электродвигателя. / В.Г. Новиков, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, В.П. Тихомиров – Заявл. 13.06.2017; опубл. 18.01.2018, Бюл. № 2

77 Патент № 176843 Российская Федерация МПК В 61С 9/38. Узел подвешивания тягового электродвигателя. / Д.Я. Антипин, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, С.О. Копылов, М.А. Маслов, С.Г. Шорохов – Заявл. 13.06.2017; опубл. 30.01.2018, Бюл. № 4

78 Патент № 176873 Российская Федерация СПК В 61С 9/38. Узел подвешивания тягового электродвигателя. / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, С.О. Копылов, О.В. Измеров, С.Г. Шорохов, Д.Ю. Расин, Л.А. Никищенков – Заявл. 13.06.2017; опубл. 30.01.2018, Бюл. № 4

79 Патент № 186173 Российская Федерация СПК В 61С 9/50. Узел подвешивания тягового электродвигателя. / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, А.А. Пугачев, О.В. Измеров, М.А. Маслов, С.О. Копылов, Е.В. Рощупкин, С.В. Разумовский, Д.Г. Надточей, А.С. Космодамианский – Заявл. 17.04.2018; опубл. 11.01.2019, Бюл. № 2

80 Патент на полезную модель № 147194 Российская Федерация МПК В61С 9/38. Устройство для крепления тягового электродвигателя локомотива к раме тележки [Текст] / В.И. Воробьев, А.С. Космодамианский, О.В. Измеров, А.А. Пугачев, А.В. Самотканов Оpubл. 27.10.2014, бюл. № 30

81 Патент на полезную модель № 183994 Российская Федерация СПК В61С 9/38 (2006.01). Устройство для крепления тягового электродвигателя локомотива к раме тележки. / В.Г. Новиков, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, А.Г. Стриженок Оpubл. 11.10.2018. Бюл. № 29.

82 Патент на полезную модель № 173557 Российская Федерация МПК В61С 9/38. Узел подвешивания тягового электродвигателя. / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, О.В. Измеров, М.А. Маслов, С.Г. Шорохов, Н.А. Редя Оpubл. 30.08.2017, бюл. № 25.

83 Патент на полезную модель 176907 Российская Федерация. Узел подвешивания тягового электродвигателя / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, О.В. Измеров [и др.] : заявл. № 201614577722.11.16 ; опубл. 01.02.18, Бюл. № 4.

84 Патент на полезную модель 185558 Российская Федерация. Узел подвешивания тягового электродвигателя / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, О.В. Измеров [и др.] : заявл. № 2017105562 20.02.17 ; опубл. 11.12.18.

85 Патент на полезную модель 157051 Российская Федерация. Подвеска тяговых электродвигателей железнодорожного транспортного средства / А. С. Космодамианский, А. В. Самотканов, В. И. Воробьев [и др.] : заявл. № 2015122300/11 от 11.06.15 ; опубл. 20.11.15, Бюл. № 32.

86 Патент на полезную модель 177632 Российская Федерация. Подвеска тяговых электродвигателей железнодорожного транспортного средства / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, О.В. Измеров [и др.] : заявл. № 2017105541 от 20.02.17 ; опубл. 02.03.18, Бюл. № 7.

87 Патент на изобретение 2655593 Российская Федерация. Подвеска осевого редуктора локомотива / В.И. Воробьев, Д.Я. Антипин, О.В. Измеров [и др.] : заявл. № 2017120629 13.06.17 ; опубл. 28.05.18.

88 Патент на полезную модель 157035 Российская Федерация. Подвеска осевого редуктора локомотива / В.И. Воробьев, В.В. Кобищанов, Д.Я. Антипин [и др.] : заявл. № 2015125768/11 от 29.06.15 ; опубл. 20.11.15, Бюл. № 32.

89 Алексеева, М.С. Анализ работы тепловозов серии 2ТЭ25А «Витязь» на Дальневосточной железной дороге / М.С. Алексеева // Технические науки - от теории

к практике: сб. ст. по матер. LVIII междунар. науч.-практ. конф. № 5(53). Часть II. – Новосибирск: СибАК, – 2016. – С. 61-66

90 Корнев, А.М. Модернизация системы подвешивания ТЭД электровоза постоянного тока 2ЭС6 / А.М. Корнев, Д.В. Липунов // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов. – Омск: ОмГУПС, – 2016. – С. 237-242.

91 Космодамианский, А.С. Поиск новых путей повышения надежности узла подвески тяговых электродвигателей / А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, М.Ю. Капустин, Д.Н. Шевченко // Вестник транспорта Поволжья. – 2019. – № 6 (78). – С. 19-26.

92 Беляев, А.И. Повышение надежности экипажной части тепловозов. А.И. Беляев, Б.Б. Бунин, С.М. Голубятников и др. Под ред. Л.К. Добрынина: монография. Москва, Транспорт, 1984 – 248 с

93 ГОСТ Р 55513-2013 Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам. / Национальный стандарт Российской Федерации. Москва, Стандартинформ, 2014 – 45 с

94 Потураев, В.Н. Резиновые и резинометаллические детали машин / В.Н. Потураев. // М., Машиностроение, 1966 – 299 с

95 Отчет о научно-исследовательской работе. Результаты ходовых динамико-прочностных испытаний тепловоза 2ТЭ25А. Коломна – 2014г

96 Отчет ВЭлНИИ. Исследование динамических нагрузок в тяговой передаче электровоза ВЛ80к / Отчет ВЭлНИИ № ДП-19-67, Новочеркасск, 1967, – 24 с

97 ГОСТ ISO 7743-2013 Межгосударственный стандарт. Резина и термоэластопласты. Определение упругопрочностных свойств при сжатии.

98 Лепетов, В.А. Расчеты и конструирование резиновых изделий. В.А. Лепетов, Л.Н. Юрцев // Издание 2-е, пер. и доп. Ленинград, Химия 1977г. – 408 с.

99 Потураев, В.Н. Резиновые детали машин / В.Н. Потураев, В.И. Дырда. // Москва, Машиностроение, 1977 – 216 с.

100 Справочное пособие. Применение резиновых технических изделий в народном хозяйстве. / Под ред. Федюкина Л.Д. // Москва, Химия, 1986. – 240 с.

101 Справочник. Вибрации в технике. В 6 т. Т.4. Вибрационные процессы и машины. / Под ред. Э.Э. Лавендела. // Москва, Машиностроение, 1981, – 509 с.

102 Отчет ВНИТИ. Исследования по созданию подвески тягового электродвигателя со сферическими резинометаллическими шарнирами для тепловозов с опорно-осевым приводом. Заключительный отчет / Отчет ВНИТИ И-17-85, Коломна, 1985 – 55с.

103 Космодамианский, А.С. Двухслойные сферические резинометаллические шарниры и проблемы расчета их характеристик Космодамианский А.С., Воробьев В.И., Измеров О.В., Шевченко Д.Н., Расин Д.Ю. // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2022. – Т. 81. – № 2. – С. 114-124.

104 Пенкин, Н.С. Гуммированные детали машин. / Н.С. Пенкин, В.Г. Копченков, В.М. Сербин, А.Н. Пенкин. // Москва: Машиностроение, 2013. – 245 с.

105 Соколов, Ю.Н. Повышение надежности узлов тягового привода пассажирских электровозов ЭП1М и ЭП10 / Ю.Н. Соколов, А.С. Пономарев, В.Е. Дегтярев // Локомотив-информ. – 2010. – № 6. – С. 4-11.

106 Ахмадеев, С.Б. Анализ повреждений механической части электровозов нового поколения в эксплуатации (на примере 2ЭС6) [Текст] / С.Б. Ахмадеев, А.М. Корнев // Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава - Омский гос. ун-т путей сообщения, – 2015, – Ч. 1. – С. 203 - 208.

107 Алексеева, М.С. Анализ работы тепловозов 2ТЭ25А «Витязь» на Дальневосточной железной дороге / М.С. Алексеева // Технические науки - от теории к практике: сб. ст. по матер. LVIII междунар. науч.-практ. конф. № 5(53). Часть II. – Новосибирск: СибАК, 2016. – С. 61-66.

108 Дудник, В.В. Конструкция вертолетов / В.В. Дудник // Ростов на Дону: Издательский дом ИУИ АП, 2005. – 158 с.

109 Сохань, О.Н. Конструирование втулок несущих винтов вертолетов. Учебное пособие / О.Н. Сохань // М., МАИ, 1981 – 56 с.

110 Шевченко, Д.Н. Моделирование новых технических решений в узлах подвески тягового электродвигателя / Д.Н. Шевченко // В сборнике: Цифровая трансформация транспорта: проблемы и перспективы. материалы Национальной научно-практической конференции, посвященной 125-летию РУТ(МИИТ). Москва, – 2021. – С. 351-357.

111 Запорожцев, А.В. Моделирование технических систем / А.В. Запорожцев // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 8-6. – С. 1288-1294.

112 Воробьев, В.И. Выбор объектной модели тягового привода локомотива / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, М.А. Маслов // Вестник Брянского государственного технического университета – 2017 – № 6 (59) – С. 69-75.

113 Никитин, С.В. Моделирование новых технических решений локомотивов: учебное пособие / С.В. Никитин // Брянск, БИТМ, 1988 – 84 с

114 Космодамианский, А.С. Применение объектной модели для конструирования тягового привода локомотива / А.С. Космодамианский, Д.Я. Антипин, М.А. Маслов, Д.Н. Шевченко // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2019. – № 10 (83). – С. 39-47.

115 Космодамианский, А.С. Классификация как метод поиска новых конструкций узлов крепления колесно-моторных блоков локомотивов / А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, М.Ю. Капустин, О.В. Измеров, Д.Н. Шевченко // Транспорт Урала. – 2021. – № 1 (68). – С. 8-14.

116 Космодамианский, А.С. Проблемы создания перспективной двухосной тележки маневрового тепловоза / А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, М.Ю. Капустин, О.В. Измеров, Д.Н. Шевченко // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2020. Т. 79. – № 3. – С. 161-170.

117 Патент А.С. СССР № 925718. Узел крепления к раме тележки железнодорожного транспортного средства тягового электродвигателя. / А.В.



Петров, В.А. Безбожный, В.А. Березницкий, В.П. Колесников, А.Т. Литвинов, С.П. Филонов, А.И. Гибалов, С.И. Голубятников, В.А. Пузанов, Л.К. Добрынин, В.А. Лысак и П.И. Шевченко, опубл. 07.05.82, бюл. № 17.

118 Отчет ВНИТИ. Исследование динамики тягового электродвигателя с упругой резино-металлической подвеской на тепловозе 2ТЭ116. Отчет ВНИТИ № И-72-80, гос. № 79017846. // Коломна, 1980. – 46 с.

119 Капустин, М.Ю. Модернизация тяговых приводов локомотивов / М.Ю. Капустин, О.В. Измеров, Д.Н. Шевченко // В сборнике: Совершенствование транспортных машин. Сборник научных трудов. Под редакцией В.В. Рогалева, В.И. Воробьева. Брянск, 2019. – С. 133-138.