

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Брянский государственный технический университет»



На правах рукописи

Измеров Олег Васильевич

**СИНТЕЗ УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА
МЕТОДАМИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ИННОВАЦИОНИКИ**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук, доцент
Воробьёв Владимир Иванович

Брянск-2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ СИНТЕЗА УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА	11
1.1. Развитие методов проектирования узлов экипажной части локомотива на примере тягового привода	11
1.2. Анализ современных направлений методологии проектирования машин	15
1.3. Выводы по разделу 1	17
ГЛАВА 2. ВЫБОР МЕТОДИЧЕСКОЙ ОСНОВЫ СИНТЕЗА УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА	19
2.1. Основные теоретические предпосылки	19
2.2. Этапы поиска решений при проектировании	23
2.3. Принципы алгоритмизации поиска технических решений. Синтез алгоритмов решения изобретательских задач	25
2.4. Выбор метода сравнения конструкций и определения их сходства при классификации	28
2.5. Выводы по разделу 2	36
ГЛАВА 3. ИНЖЕНЕРНЫЙ АНАЛИЗ УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА	37
3.1. Развитие методологии инженерного анализа	37
3.2. Идентификация форм колебаний статора ТЭД	40
3.3. Определение динамических свойств колебательной системы механической части тягового привода локомотива в режиме движения по магистральным путям и использование метода базовой точки для оптимизации динамических свойств привода	44
3.4. Оценка динамической нагруженности механической части тягового привода локомотива на участке пути большой протяженности	55
3.5. Динамическая нагруженность узлов механической части тягового привода локомотива при возникновении автоколебаний в режиме боксования	64
3.6. Выводы по разделу 3	79
ГЛАВА 4. КЛАССИФИКАЦИЯ КАК ИНСТРУМЕНТ ПОИСКА НОВЫХ РЕШЕНИЙ УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА	81
4.1. Анализ существующих классификаций	81
4.2. Алгоритмическая классификация тяговых приводов	85
4.3. Классификация узлов экипажной части локомотива на примере компенсирующих муфт	92

4.4. Алгоритм синтеза новых технических решений компенсирующих муфт, основанный на классификации	95
4.5. Классификация подгруппы тяговых приводов низкопольных железнодорожных экипажей	104
4.6. Классификация способов повышения тяговых свойств локомотива путем изменения конструкции экипажной части.....	107
4.7. Выводы по разделу 4	114
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	115
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	118
ПРИЛОЖЕНИЕ А	137

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. В настоящее время парк локомотивов отечественных железных дорог нуждается в радикальном обновлении. Необходимо создание локомотивов, способных работать с составами 7100 тонн на Восточном полигоне, замена морально устаревших тепловозов М62 и 2М62 на малодеятельных участках, замена шестиосных маневровых тепловозов на четырехосные для снижения энергозатрат на разгон и торможение, а также постепенная замена локомотивов с коллекторными тяговыми электродвигателями (ТЭД) на бесколлекторные. Помимо этого, необходима модернизация эксплуатируемых локомотивов, экипажная часть которых создавалась 50 – 60 лет назад.

Попытка решить данную задачу путем сотрудничества с зарубежными фирмами (Siemens, Alstom, Bombardier, GE, Caterpillar и другие) зашла в тупик, в связи с объявлением санкций и необходимостью создавать импортонезависимые конструкции. При этом выяснилось, что, несмотря на использование средств САПР и цифрового моделирования, в эксплуатации возникают дефекты (частые выходы из строя узлов отмечены на электровозах ЭП1 и ЭП10 [33, 65], 2ЭС6.). В новых локомотивах применяются решения на основе разработанных около 50 лет назад: на тепловозе 2ТЭ35а применена модернизированная тележка по образцу ТЭМ7, на электровозе 2ЭС8 пришлось вернуться к приводу с двусторонней зубчатой передачей. Не нашли широкого применения отечественные тележки с радиальной установкой колесных пар (РУКП), «...пока еще не установилась упорядоченная система взглядов на выбор схем и параметров тяговых передач, которые обеспечивали бы создание надежного в эксплуатации тягового привода...» [7].

Слабым местом в проектировании узлов экипажной части остается сама методология проектирования, которая традиционно основывается на неявном предположении, что проектировщик имеет достаточно информации для проектирования. Такое допущение справедливо при создании

модификаций ранее освоенных изделий, но при решении новых задач проектировщик практически всегда не имеет достаточного опыта, компетенций и исходных данных для рационального выбора конструкции.

В последние годы в нашей стране развивается новая концепция теории проектирования, которая получила название технической инновационики и является одним из прикладных направлений кибернетики. В этой концепции изначально полагается, что проектировщик не обладает достаточным объемом информации. Таким образом, синтез узлов экипажной части локомотива методами технической инновационики является весьма актуальной темой исследования.

Степень разработанности темы диссертации. Проанализированы научные работы ученых, внесших большой вклад в развитие теоретических методов проектирования узлов экипажной части локомотивов, в первую очередь А.И. Беляева, И.В. Бирюкова, А.П. Буйносова, Л.К. Добрынина, А.С. Евстратова, А.А. Камаева, А. С. Космодамианского, В.С. Коссова, В.В. Кочергина, А. С. Курбасова, 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, Я. Дитриха, Д.Диксона, Дж. Джонса, Р. Коллера, П.И. Орлова, А.И. Половинкина, К. Рота, Я.Ф. Таленса, Г. Шенка, П. Хилла. Данные исследователи не ставили задачи создания методов проектирования, учитывающих изначальный недостаток информации и опыта.

Целью диссертационной работы является разработка методов синтеза новых узлов экипажной части локомотива.

Необходимость достижения указанной в диссертационной работе цели обусловила постановку и решение следующих задач исследования:

выполнить анализ развития методологии конструирования узлов экипажной части локомотива и выбор теоретической основы для разработки методов синтеза новых конструкций узлов экипажа, включая выбор модели конструкции;

разработать методы повышения эффективности натурных и полнокомплектных стендовых испытаний узлов экипажной части, включая методы оптимизации, позволяющие сократить объемы экспериментальных исследований;

создать методы каталогизации технических решений, разработать классификации узлов экипажной части, ориентированные на решение задач проектирования;

дать практические рекомендации по вопросам проектирования и инженерного анализа узлов экипажной части;

провести проверку разработанных методов проектирования путем создания и патентования новых технических решений узлов экипажной части.

Объект исследования. Узлы экипажной части локомотива.

Предмет исследования. Методы проектирования и исследования узлов экипажной части локомотива.

Методы исследования. Данные исследования проводились с использованием системного анализа и интегрированного подхода к решению поставленных научных задач. Для теоретических исследований использованы методы алгоритмизации процессов проектирования, инженерного анализа и изобретательской деятельности и метод математического моделирования механических систем (для моделирования применена программная система Simulink из пакета Matlab) Для экспериментальных исследований использовались методы испытаний узлов экипажной части локомотивов на стендах и в реальных эксплуатационных условиях, натурные эксперименты проведены в вагон-лабораториях ВНИКТИ, стендовые – на стендовом оборудовании ВНИКТИ.

Научная новизна работы заключается в следующем:

предложена обобщенная объектная модель конструкции узлов экипажной части локомотива, позволяющая автоматизировать сравнение конструкций с целью получения новых патентоспособных решений;

предложены методы поиска новых решений узлов экипажной части локомотива, состоящие в последовательном выборе вариантов при разных уровнях абстрагированного представления конструкции и позволяющие отказаться от методов проб и ошибок;

Разработана модификация метода базовой точки для решения задачи оптимизации параметров узлов экипажной части, позволяющая сократить объемы экспериментальных исследований.

в ходе решения задачи по созданию методов повышения эффективности натурных испытаний установлены причины консервативности динамических параметров механической системы тягового привода локомотива с осевым редуктором при воздействии возмущений от пути и выявлены ограничения возможности использования результатов математического моделирования и полигонных испытаний для прогнозирования надежности узлов экипажной части локомотива;

разработаны новые классификации узлов экипажной части локомотива, ориентированные на поиск новых технических решений.

Научные положения и результаты, выносимые на защиту:

методы синтеза новых технических решений узлов экипажной части локомотивов;

методы каталогизации узлов экипажной части локомотивов и классификации-алгоритмы синтеза патентоспособных конструкций;

результаты исследования динамических свойств механической части тягового привода, объяснение причин консервативности динамических свойств механической системы тягового привода локомотива и влияния длины участка испытаний на статистические оценки параметров нагруженности.

Достоверность научных положений и результатов.

Достоверность результатов обеспечивается согласованием результатов расчетов, полученных на модели динамической системы тягового привода, с результатами натурных испытаний и получением патентов на конструкции, созданные с помощью разработанных методов.

Теоретическая значимость работы заключается в следующем:

предложено в качестве теоретической основы методов синтеза новых узлов экипажной части локомотива принять техническую инновационику, как прикладное направление кибернетики;

разработана методология синтеза новых узлов экипажной части локомотива;

доказано существование областей консервативности динамических характеристик тягового привода при изменении упруго-диссипативных свойств его элементов и изменение статистических оценок динамических свойств привода в зависимости от протяженности участка эксплуатации, даны теоретические объяснения данным явлениям.

Практическая ценность диссертации заключается в следующем:

определена для тягового привода локомотива с осевым редуктором при одноступенчатом рессорном подвешивании зона консервативности динамических параметров (3...10 Гц), в пределах которой предложено выбирать варианты тягового привода по критерию технологичности конструкции;

предложено для тягового привода локомотива с опорно-рамным подвешиванием тягового электродвигателя (далее в тексте – ТЭД) и осевым редуктором выполнять большое зубчатое колесо осевого редуктора жестким, для гашения автоколебаний оси колесной пары во время боксования;

определены характеристики нагруженности привода для проведения комплексных испытаний;

разработаны и запатентованы новые конструкции узлов экипажной части локомотива.

Реализация результатов работы:

рекомендация использовать жесткое зубчатое колесо в опорно-рамном тяговом приводе с осевым редуктором реализована в серийном варианте тягового привода тепловоза 2ТЭ121;

результаты исследования динамических характеристик тягового привода на участке Воркута-Сосногорск применены для проведения во ВНИКТИ полнокомплектных испытаний тягового привода тепловоза 2ТЭ121 и резинокордной муфты электровоза ЭП1;

материалы диссертации внедрены в учебный процесс на кафедре «Подвижной состав железных дорог»: использованы при проведении занятий по дисциплинам «Теория и конструкция локомотивов», «Электрические машины» и «Общий курс железнодорожного транспорта» и опубликованы в учебных пособиях «Теоретические основы изобретательской деятельности», «Техническая инновационика в машиностроении», «Теоретические основы и прикладные методы изобретательской деятельности», «Тяговые приводы локомотивов. Поиск и выбор инновационных решений», «Методы поиска решений в интеллектуальных САПР тяговых приводов локомотивов» и «Интеллектуальные САПР. Алгоритмы создания новых конструкций на примере приводов транспортных машин».

Апробация работы. Результаты работы доложены на международной научно – практической конференции «Эксплуатационная надежность подвижного состава», Омск, 2013 г, Международной научно-технической конференции, посвященной 110-летию со дня рождения д.т.н., профессора Е.Я. Гаккель, Санкт-Петербург, 2013 г., XI-ой Международной научно-практической интернет-конференции «Энерго- и ресурсосбережение - XXI век», ФГБОУ ВПО "Госуниверситет - УНПК", г. Орел, 2013 г., XII Международной научно-практической интернет-конференции «Энерго- и ресурсосбережение – XXI век», », ФГБОУ ВПО "Госуниверситет - УНПК", г. Орел, 2014 г. и 3-ей Международной научно-технической конференции «Локомотивы. XXI век», ПГУПС Императора Александра I, г. Санкт-Петербург, 2015 г., 3-ей всероссийской научно-технической конференции с

международным участием, Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2016 г., международной научно-технической конференции АПЭП-2016, Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., Саратов, 2016 г., 3-ей Международной научно - практической конференции «Современные проблемы физико - математических наук» (СПФМН - 2017) Орёл, 23 - 26 ноября 2017 г.

Публикации.

По материалам диссертации опубликовано 41 печатная работа, в том числе 12 статьи в журналах, входящих в перечень рецензируемых изданий, рекомендованных ВАК при Минобрнауки РФ, 2 в журналах, входящих в перечень изданий, индексируемых в международной базе цитирования Scopus. Результаты исследования вошли в 4 монографии, получено 15 патентов РФ на изобретения и полезные модели, 8 публикаций в других научных изданиях.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, включающего 136 наименования, и одного приложения. Работа содержит 138 страниц основного текста, включая 54 рисунка и 10 таблиц и 1 приложение.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ СИНТЕЗА УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА

1.1. Развитие методов проектирования узлов экипажной части локомотива на примере тягового привода

Для проведения анализа в качестве типичного примера узла экипажной части локомотива был принят узел механической части тягового привода (далее – тяговый привод), исходя из следующих соображений:

- тяговый привод отличается разнообразием конструкторско-технологических решений [18, 19];
- тяговый привод должен развивать предельную по условиям прочности конструктивных элементов мощность и силу тяги при жестких ограничениях по массе и габаритам;
- на элементы тягового привода действуют разнообразные динамические нагрузки (ударные, случайные, квазипериодические) в диапазоне частот от единиц герц до единиц килогерц.

На первоначальном этапе внедрения новых видов тяги основным методом проектирования являлся метод проб и ошибок [19], не гарантировавший от неверных решений, например, применения привода Батчелдера проекте тепловоза Коломзавода в 1913 г. [20]. Исследования велись путем постройки локомотивов с разными узлами (например, тепловоз Оэлб с индивидуальным и Оэл7 с групповым приводами [21]). Информационное обеспечение составляли переводы и справочная литература ([1,2] и др.), Основная проблема - низкий уровень технологии производства (пробег до полного износа зубчатых колес электровозов в 30-х годах был всего 0,2 млн. км [22], на тепловозе Ээл8 были поломки пружин передаточного механизма [21]). Случайный и субъективный характер поиска решений не являлся в этот период критической проблемой, поскольку новые виды локомотивов еще не заменяли паровой тяги, а применялись ограниченно.

На этапе реконструкции тяги (середина 50-х – конец 60х годов) для новых конструкций подвижного состава были обнаружены проблемы с надежностью тягового привода (низкий срок службы резинометаллических шарниров привода ТЭП60, поломки узлов привода электропоезда ЭР1 [23], проблемы с тяговым приводом на электровозах, поставляемых из ЧССР [24] и т.п.). Для электровозов на зубчатые колеса тягового привода приходилось 10-13% порч от общего числа порч механической части, что являлось причиной 9% внеплановых ремонтов [6], появилась задача создания тепловозов с гидropередачей, имевших сложную кинематическую схему привода. В связи с массовым выпуском новых видов техники потребовалось создание базы для экспериментальных исследований тягового привода и его моделирования на базе аналоговой электронной аппаратуры, а со второй половине 60-х годов - и цифровой техники [30]. Динамико-прочностные исследования привода [23,25-28]. принимают комплексный, системный характер [29]. Складывается формализованная база эмпирических и теоретико-эмпирических знаний о конструкции приводов, включая компоновку и решения расчетных узлов и деталей, о методах расчета, о нагруженности и условиях работы и тенденциях развития. О появлении научной школы проектирования тягового привода свидетельствуют монографии и учебники (например, [5,11]).

Третий этап, или этап развития тяги после завершения реконструкции (70-80-е гг. прошлого века) отличается резким повышением требований заказчика к надежности локомотивов и снижению затрат на ремонт и обслуживание. Резко возрос объем исследований тягового привода, внедрение цифровых технологий в исследованиях выявило несовершенство методов интерпретации результатов математической обработки данных испытаний и проблемы адекватности математических моделей. Для ответственных узлов и деталей экипажа и привода, в частности стали обязательны теоретические обоснования параметров по официально принятым методикам и испытания на стендах. Это позволило выявлять

большую часть проблем в ходе исследований в головных научных центрах (ВНИИЖТ, ВНИТИ, ВЭЛНИИ), наиболее важной частью исследований стал комплексный эксперимент в виде натурных испытаний и исследований на полнокомплектных стендах, результаты которых определяли систему принимаемых допущений теоретических моделей, режимы внешних воздействий, воспроизводимых на стендах, оценки актуальности тематики проблем исследований физики явлений и определение межремонтных пробегов (то есть, определяли ход исследований во всех секторах отраслевой науки). На основе результатов этих исследований были предложены прикладные теории развития тягового привода, например, система из трех критериев оценки тягового привода по степени защищенности от динамических нагрузок [7], введено понятие кинематического совершенства привода [9], созданы методики проектирования новых механизмов привода (например, [49]), предложены тяговые приводы по схемам, не имеющим аналогов в зарубежной практике (например, привод без передаточного механизма [57]). Установлено, что многообразие возмущающих факторов, а также невозможность строгого теоретического анализа сложной динамической системы «экипаж на упругом пути» приводят к обязательной необходимости проверки предлагаемых решений тягового привода с помощью натурных динамико-прочностных испытаний [59]. Основные проблемы заключались в расхождении результатов математического моделирования и эксперимента и экспериментальных исследований либо эксплуатационной практики.

Четвертый этап, или посткризисный (90-е – 2010-е годы) характерен свертыванием научных исследований и попыткой реализации совместных проектов с зарубежными фирмами (Бомбардье, Сименс, Альстом, GM, GE, Caterpillar), что создало технологическую зависимость от поставок зарубежных комплектующих, сложных в изготовлении. В научном плане были пересмотрены представления об оптимальной конструкции тягового привода: вопреки предположениям 70-х, привод с опорно-осевым

подвешиванием ТЭД продолжает применяться на зарубежных локомотивах, а привод с осевым редуктором применяется на моторвагонном подвижном составе со скоростью до 350 км/ч. К этому времени в работах [4, 6-10, 12, 14-16, 51] были систематизированы знания о конструкции тягового привода и его свойствах, изложены теоретические основы проектирования отдельных узлов привода и рационального выбора решений для отдельных конструктивных схем привода. Были предприняты попытки создания общей теории на основе системного подхода, использующего совокупность выявленных эмпирических закономерностей в виде математических выражений, например [17], что является дальнейшим развитием методов инженерной оценки информационных источников, ранее применявшемся в прогностике [31]. Рост технологических возможностей и появление новых видов подвижного состава (например, низкопольный транспорт) привели в зарубежной промышленности к росту разнообразия новых конструкций: интегрированные тяговые приводы [117, 118], непосредственный тяговый привод [119, 120], для моторвагонного подвижного состава используются мотор-колеса с планетарной передачей [121], групповой и мономоторный привод и т.п.

Таким образом, на примере развития методов тягового привода можно сделать вывод о необходимости создания методов проектирования узлов экипажной части, эффективных при создании новых решений, для которых недостаточно обобщения накопленного отечественного и зарубежного опыта.

На данный момент не удалось обнаружить зарубежные работы, в которых была бы целостно изложена общая теория проектирования узлов экипажной части локомотивов или иных видов рельсового подвижного состава, несмотря на постоянное создание новых образцов такой техники. Публикации на данную тему относятся в основном к моделированию динамических процессов и созданию полуавтоматических систем проектирования (например, [122]). Так, в монографии *Design and Simulation of Heavy Haul Locomotives and Trains* [136], являющейся одной из

значительных современных работ на данную тему, раздел 3 «Конструкция механической части локомотивов» содержит описание известных конструкций (в т.ч. созданных в России и СССР), без изложения методологии поиска новых технических решений и конструктивных схем.

В целом общую тенденцию работ можно охарактеризовать, как попытку создать систему цифровых моделей узлов и систем локомотива, которые, упрощая выбор среди известных конструктивных схем и определения параметров конструкции, не дают ответ, как создать новые конструкции узлов, не обладающие недостатками известных. Данная тенденция в зарубежных фирмах продиктована следующими объективными факторами:

- ограничения на публикацию материалов о проблемах разработчика, затрудняющие теоретическое обобщение;
- трудность доступа фирм к инфраструктуре железнодорожных компаний, что отмечается, например, в [123, 124], и вынужденной необходимостью максимально замещать инженерный эксперимент математическим моделированием;
- автоматизацией рутинных трудоемких процессов в проектировании.

В связи с этим был проведен анализ известных теорий и методов проектирования машин в целом.

1.2. Анализ современных направлений методологии проектирования машин

Анализ литературных источников показывает, что существующие общие теории проектирования машин можно свести к трем направлениям, которые автор настоящей диссертации предлагает назвать предметно-аналитическое, инженерно-психологическое и инжиниринговое.

Предметно-аналитическое направление исходит из того, что законы природы, используемые при создании машины, имеют математическое описание, поэтому задачей предметного направления является создание

строгой математической модели процесса синтеза конструктивной схемы машины и определения ее параметров, исключающей субъективность выбора. Корректность модели обосновывается результатами воспроизводимых экспериментов и строгих логических рассуждений, а ее практическое использование выражается в создании процедур разработки конструкторско-технологической документации [42, 43]. Данный подход применим для систем, сводимых к ограниченному набору однородных элементов [40], в то время как для экипажной части, имеющей большое число трудно формализуемых связей между элементами, при попытке оптимизации даже по одному параметру возникает проблема, описанная Ю.Д. Арсеньевым в [50]: «при разработке оптимизационной модели все математические трудности находятся в сфере... физико-технических связей». Например, в тяговом приводе существует сложность описания связи между упруго-диссипативными свойствами динамической системы привода и максимальной величиной динамической составляющей крутящего момента.

Инженерно-психологическое направление, исходя из сложности формализации многих современных технических изделий, в противоположность предметно-аналитическому, рассматривает результат проектирования как следствие субъективных решений конструктора; задачей этого направления является развитие личных творческих качеств специалиста. Как утверждает Дж.К. Джонс в [130], «...можно ожидать, что выбор технических решений будет все в большей мере определяться общественными воззрениями и идеологией». Однако данный тезис в отношении узлов экипажной части происходит прямо противоположное: компании-производители пытаются влиять на общественные воззрения, или, по меньшей мере, на круг лиц, который так или иначе может формировать воззрения заказчиков, в целях продвижения своего продукта.

Предметно-аналитическое и инженерно-психологическое направление представляют крайности, что ведет к попыткам их сочетания: так, П. Хилл в [127], с одной стороны, представляет процесс проектирования как

аналогичный процессу развития технических наук, а с другой - рассматривает процесс выдвижения новых идей, как чисто субъективный.

Инжиниринговое направление рассматривает проектирование, как процесс управления свойствами объекта на основании знаний о законах природы, что выражается в создании искусственного объекта, способного к выполнению необходимых человеку функций. Задача данного направления состоит в описании всего процесса проектирования в форме алгоритмов. Основные положения этого направления изложены в работах Дж. Диксона [126], Я. Дитриха [125], Р.Коллера [128] и Карлхайнца Рота [129], а из отечественных авторов – в работах Г.С. Альтшуллера и М. Орлова [44-47]. Данное направление не имеет ограничений для использования при проектировании узлов экипажной части.

(Полученные утверждения в разделах 1.1...1.2 ранее были опубликованы автором в [19].)

1.3. Выводы по разделу 1

1.3.1. Поскольку, с одной стороны, в нынешних условиях ускоренного развития транспортного машиностроения, возникла потребность в создании методов проектирования, обеспечивающих минимум ошибок в процессе создания узлов экипажной части при недостатке опыта, а, с другой стороны, представление проектирования машин в виде процесса, который может быть познан человеком, разделен на операции и рационально построен на основе последовательной научной теории, указывает на возможность создания таких методов, было предпринято данное исследование, целью которого является создание новых методов синтеза технических решений узлов экипажной части локомотива и, в первую очередь, механической части тягового привода, как одного из наиболее проблемных узлов.

1.3.2. Поставленная задача включает в себя решение следующих вопросов:

- выбор общей методологической базы среди известных на данный момент направлений теории конструирования машин, и дальнейшее ее развитие применительно к специфике задач проектирования экипажа;
- развитие методов интерпретации результатов компьютерной обработки данных, полученных в результате исследований динамических свойств и методов натурных испытаний;
- развитие методов моделирования узлов экипажной части локомотива и оптимизации их динамических свойств;
- создание методов классификации и каталогизации узлов экипажной части локомотива, ориентированных на поиск новых технических решений;
- выработка рекомендаций по конструкции узлов экипажной части и предложение патентоспособных технических решений.

ГЛАВА 2. ВЫБОР МЕТОДИЧЕСКОЙ ОСНОВЫ СИНТЕЗА УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА

Поскольку в настоящее время основной проблемой дальнейшего развития узлов экипажной части локомотива является разработка новых технических решений в условиях недостатка накопленного опыта и в ограниченные сроки, рассмотрена возможность в качестве общей методологической основы поиска технических решений принять теоретическое направление, разработанное с участием автора и известное, как техническая инновационика [19, 103].

2.1. Основные теоретические предпосылки

Инновация, согласно определению Г. Бетса, Б. Брайндли и С. Уильямса [64] - «любой новый подход к конструированию, производству или сбыту товара, в результате чего инноватор и его компания получают преимущества перед конкурентами». Поскольку, согласно [125], проектирование есть форма управления производством путем создания информационного продукта, на основании определения Н. Винера [133], техническая инновационика относится к прикладному направлению кибернетики [19]. Структура технической инновационики, как системы знаний, приведена на рис. 2.1.

Общая проблемная ситуация, рассматриваемая в технической инновационике, заключается в росте трудностей и ошибок при проектировании машины по мере роста степени ее новизны. Соответственно, объектом исследования является деятельность при создании новых технических объектов в виде процессов получения, хранения, передачи и переработки информации [19]. Согласно определению п. 3.1. ГОСТ 27.001-95 под техническим объектом понимается система, включающая 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 [19].

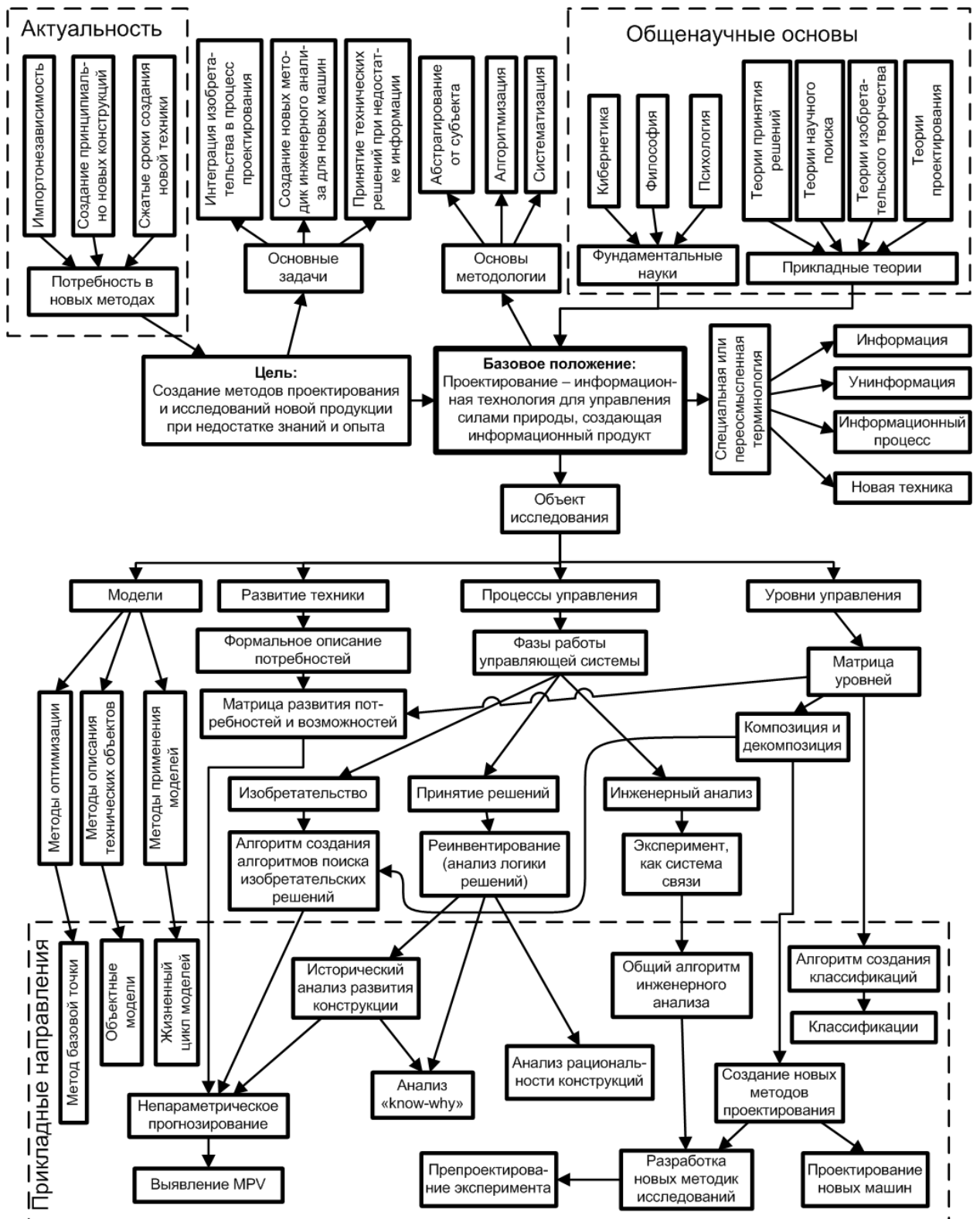


Рисунок 2.1 – Структура технической инноватики, как системы знаний

Основная задача инновационики - создание методов исследования, проектирования и освоение производством машин при недостаточном опыте, основанных на абстрагировании от субъективных особенностей проектировщика, рассмотрении проектирования в виде системы информационных процессов и анализа его с позиций информационных технологий (рассмотрение деятельности проектировщика в виде процедур, завершающихся принятием решения на основе результатов обработки информации [18, 19], алгоритмизации действий проектировщика, которые принято относить к творческим, выявление закономерностей создания таких алгоритмов и зависимости их от круга решаемых задач [66, 67], классификации и каталогизации данных и выявления закономерностей построения общей системы знаний о технике [63].

Применительно к методологии проектирования узлов экипажной части локомотива автор предлагает выделить три проблемных направления [19]: проблема интеграции изобретательского творчества в процесс проектирования машин, проблема развития методов интерпретации результатов цифровой обработки экспериментальных данных для выбора конструкторских решений (попытки решения которых изложены в последующих главах настоящей диссертации) и проблема принятия решений в условиях недостатка информации, для проектирования. К попытке решения которой относится проведенный автором анализ логики создания отдельных узлов экипажной части (например, [18, 19]).

К базовой терминологии в технической инновационике автором предложено относить понятие информации и унинформации. Поскольку Н. Винер не считал информацию материальной [133], а под термином «объективная информация» принято понимать объективное свойство материальных объектов и явлений [68], автором предложено рассматривать информацию как логическую абстракцию, которая используется человеком для обозначения любого свойства материи и количественного выражения этого свойства [19]. Под унинформацией автором предложено понимать

информацию, требуемую для выбора технического решения, но отсутствующую в момент выбора [19].

Практическое применение методов технической инноватики для создания узлов экипажной части локомотива показано на схеме рис.2.2.

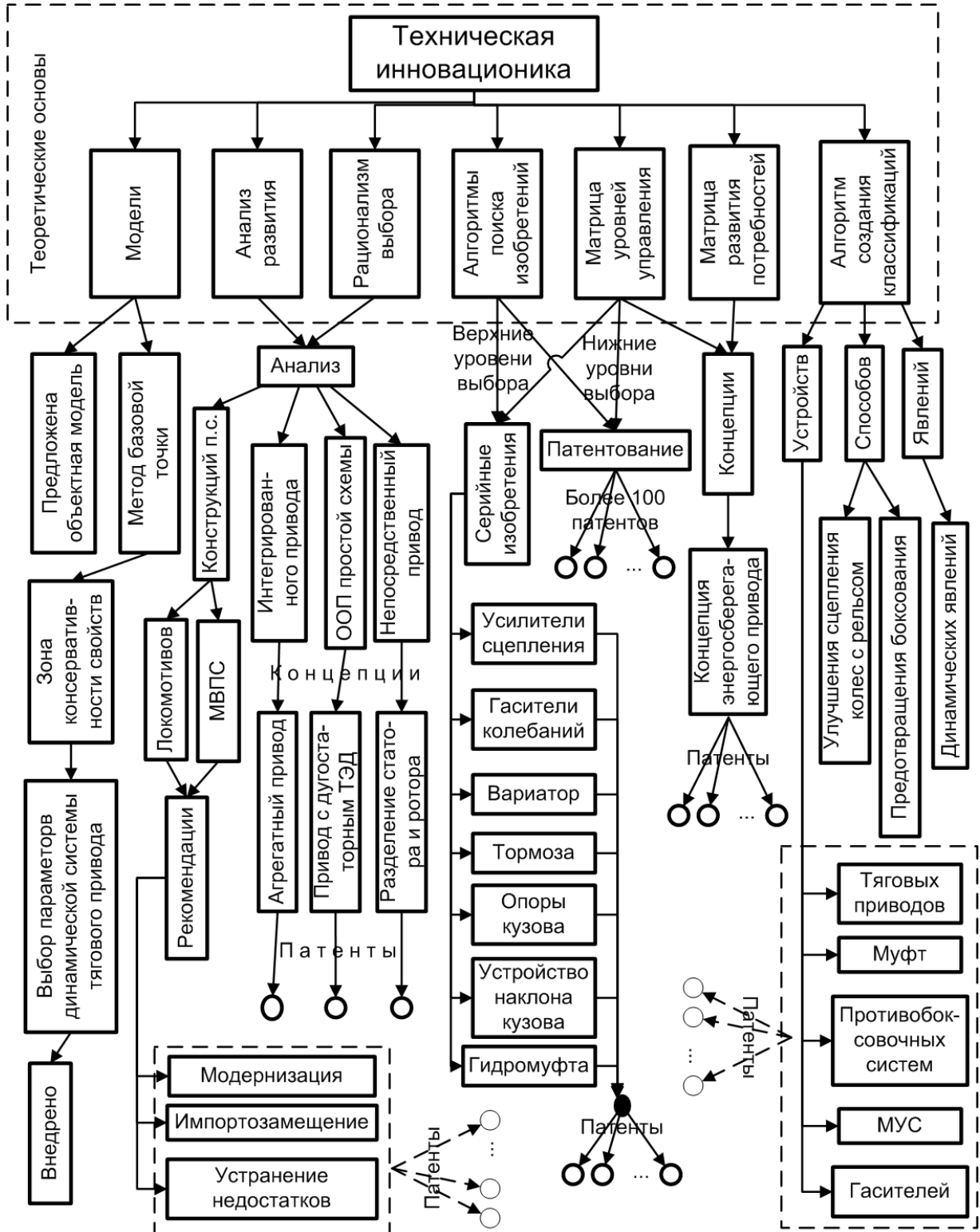


Рисунок 2.2 – Применение методов технической инноватики при создании узлов экипажной части локомотива

Алгоритм создания классификаций позволил впервые создать классификацию тяговых приводов подвижного состава, которая служит не только для систематизации известных технических решений, но и для поиска новых [63], а также создать классификации ряда других узлов экипажной части (муфт, противобоксочных систем, магнитных усилителей сцепления, гасителей колебаний), способов (улучшения сцепления колеса с рельсом, предотвращения боксования) и явлений (динамических процессов в отдельных узлах экипажной части). Благодаря использованию матрицы уровней управления силами природы (см. раздел 2.2. диссертации) автором была предложена концепция энергосберегающего тягового привода [92]. Использование алгоритмов поиска решений на уровне изобретений, оптимизированных под конкретные задачи, позволило автору диссертации в период с 2011 по 2024 год получить свыше 150 патентов на изобретения и полезные модели. В частности, были предложены конструкции агрегатного и непосредственных тяговых приводов, управляемых опор кузова на тележку, гасителей вертикальных и горизонтальных колебаний, которые рассмотрены в следующих разделах диссертации. На основе принципов рационализма выбора автором диссертации проведен анализ рациональности конструкторских решений отечественного тягового и моторвагонного подвижного состава, включая проекты перспективных локомотивов 2ТЭ30а [114], ТЭ26 [113] и ТЭМ23 [111], на основании которого дан ряд предложений по модернизации конструкции экипажной части и импортозамещению, и выявлен ряд проблемных узлов.

2.2. Этапы поиска решений при проектировании

Автором предложена общая модель процесса поиска технических решений в виде последовательности этапов принятия управленческих решений (выбора альтернатив), каждому из которых соответствует уровень абстрагирования от конкретного технического исполнения машины и метод

рационального поиска решений, которую автор предложил назвать матрицей уровней средств управления. (рис.2.3).

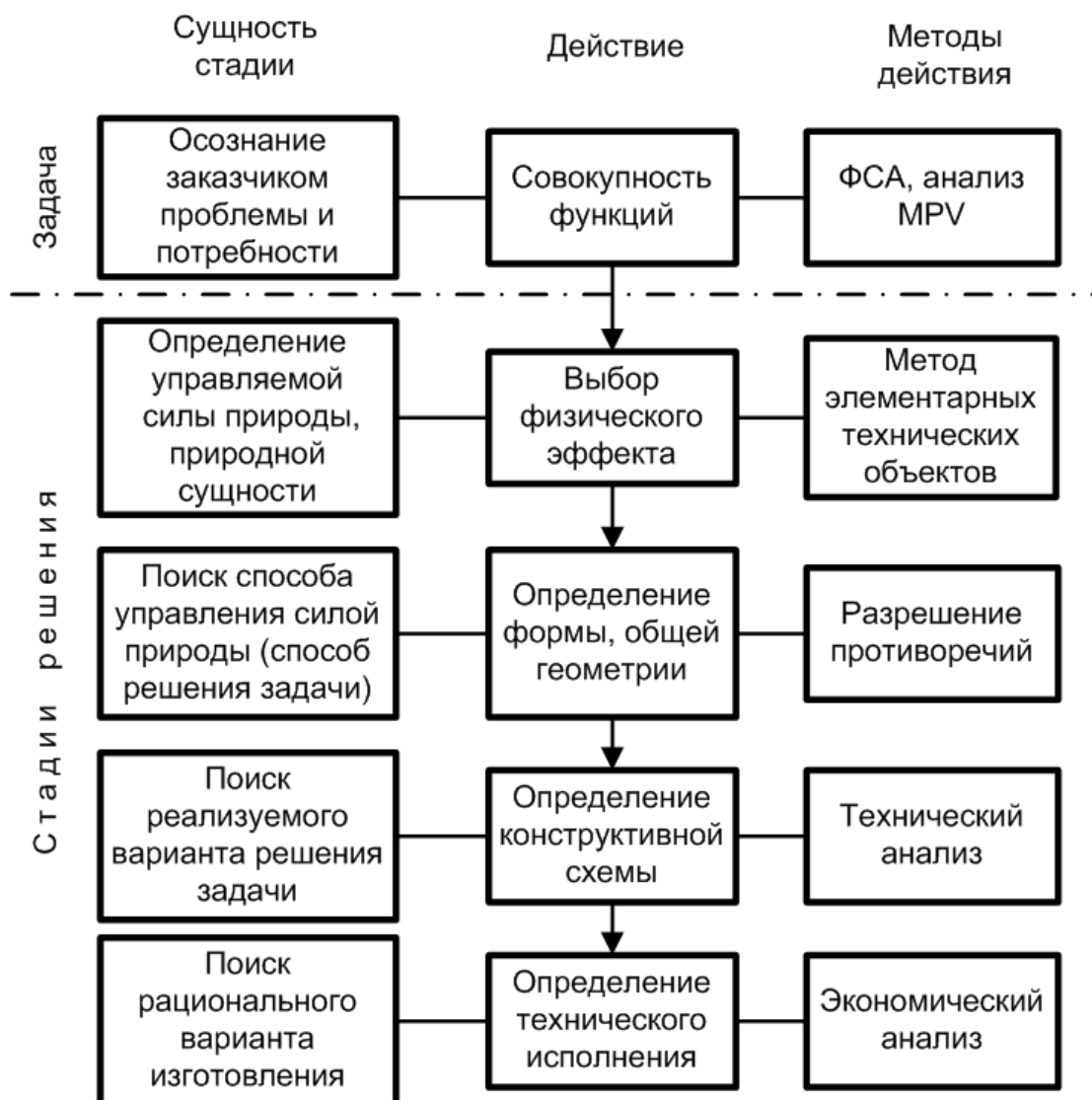


Рисунок 2.3 – Матрица уровней средств управления при создании машины

Наивысшим уровнем абстрагирования является описание набора функций машины, для реализации которых далее производится выбор природного явления (физического эффекта), например, методом элементарных технических объектов («структурный вещественно – полевой анализ» [45]), выбор способа использования физического эффекта (описание общего принципа решения конструкторской задачи) с определением общей геометрии устройства, выбор конструктивной схемы на основе анализа

логики конструирования (анализ «know why» [19]). и, наконец, выбор технологического исполнения деталей.

Матрица уровней средств управления и основанные на ней процедуры композиции и декомпозиции изделия являются основой ряда методов технической инновационики (алгоритм создания алгоритмов решения изобретательских задач, алгоритм создания классификаций, матрица развития потребностей и возможностей, анализ логики технических решений, алгоритм построения методики эксперимента).

2.3. Принципы алгоритмизации поиска технических решений.

Синтез алгоритмов решения изобретательских задач

В связи с тем, что общей проблемой известных алгоритмов решения изобретательских задач является противоречие между совершенством алгоритма (степенью учета различных приемов при решении задачи) и сложностью использования алгоритма, автором предложен метод создания алгоритмов решения изобретательских задач, позволяющий оптимизировать степень сложности алгоритма для конкретных задач (рис.2.4). В основу последнего автором положены следующие методы инновационики: процесс решения задачи делится на последовательный ряд событий, между которыми определяются логические связи, представляется в виде графических моделей, отражающих условные и безусловные переходы, определяются процедуры обработки событий и операций перехода от одного события к другому. Автором предложено представлять формулировку технической задачи и описание цели решения в виде исследования логических коллизий (выявление противоречий между требуемыми и возможными свойствами объекта, выявления противоположностей (коллизий, антагонизмов) свойств объекта, проявляющихся в форме противоречивых требований к свойствам объекта и определения физической сущности явлений, вызывающих противоположность свойств.

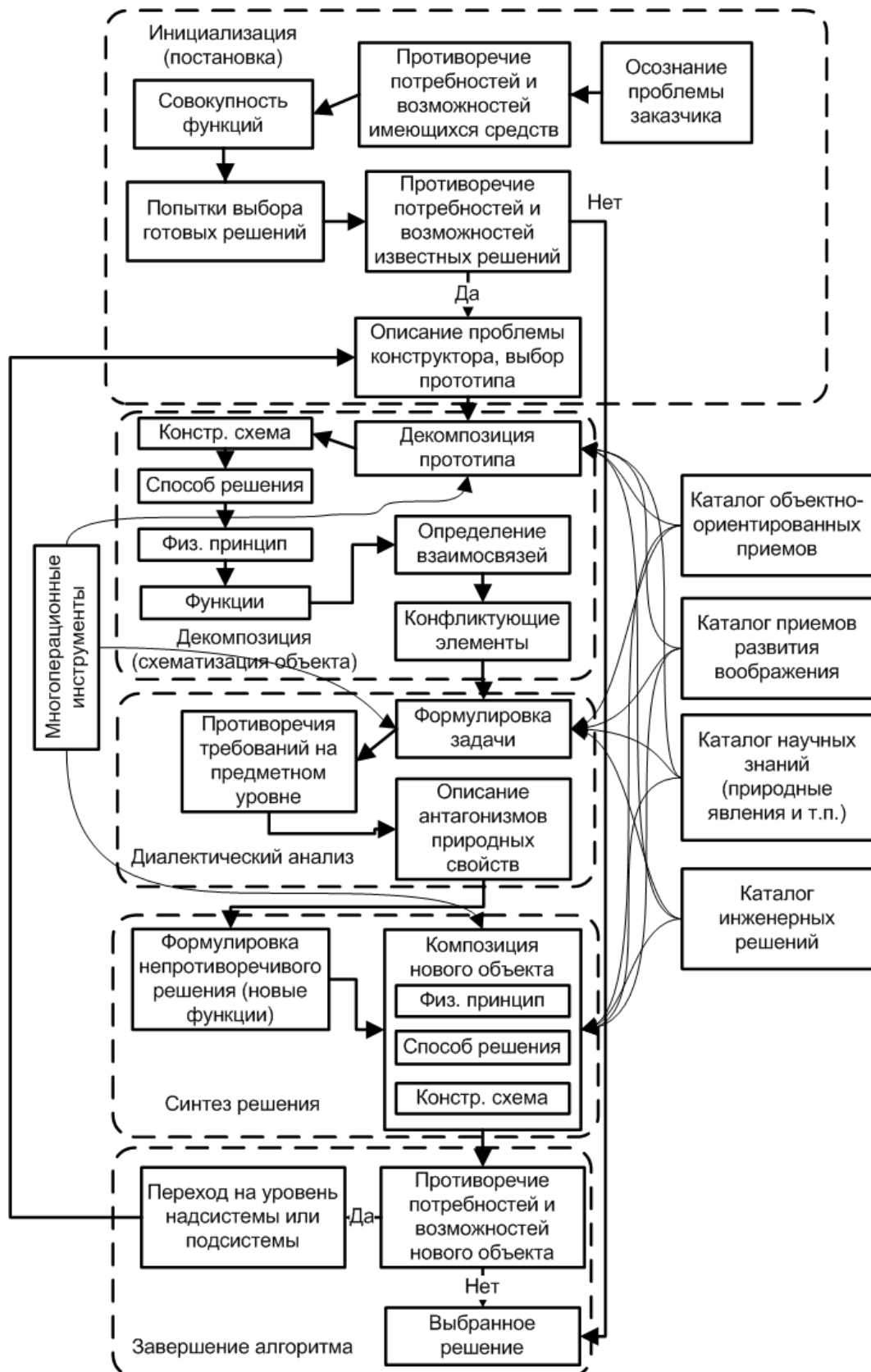


Рисунок. 2.4 – Метод синтеза алгоритмов решения изобретательских задач

В процессе алгоритмизации автором предлагается исходить из следующих положений [19]: прогрессивным считается развитие технической системы, приближающее ее к идеальному решению проблемы пользователя,

если решение, свободное от противоположностей, не находится, то это - следствие противоположностей в над- или подсистеме, решение проблем заказчика в конечном итоге ведет к переходу от технических объектов, свойства которых обусловлены стихийными, природными факторами, к объектам с управляемыми свойствами. К примеру, [19], появление низкопольного подвижного состава привело к выбору для серийной продукции конструктивных схем, которые ранее считались нерациональными из-за своей сложности, однако теперь они приближаются к идеальным с точки зрения потребности реализовать низкий уровень пола вагона.

Обнаружение противоречия между требуемыми свойствами известного объекта и возможными свойствами известных решений является событием для начала процедуры описания обнаруженной проблемы, как противоречия требований к элементам конструкции выбранного прототипа. Далее производится процедура декомпозиции известного объекта (прототипа) на основании матрицы уровней средств управления, от описания конкретной конструкции к набору функций и формулируется задача исследования противоположностей на уровне функций и структуры природных явлений, используемых в объекте, то есть, выявление противоречий между требуемыми и возможными свойствами технического объекта, противоположностей на предметном уровне описания объекта, обусловивших указанные противоречия и, наконец, антагонизмов природных явлений, обуславливающих свойства объекта и тех его частей, которые вызвали наличие противоположностей на предметном уровне описания объекта.

На основании выявленного антагонизма явлений и известных функций на уровне функций объекта его непротиворечивое описание, т.е. описание цели решения задачи в виде функций идеального объекта, не содержащего противоположностей. Далее, на основании матрицы средств управления производится поиск технических решений объекта, который завершается

проверкой соответствия проектных свойств нового объекта заданным требованиям. Если соответствие есть, процедура завершается. Если снова выявляется противоречие между возможными и требуемыми свойствами, процедура запускается заново, при этом в качестве нового технического объекта рассматривается либо система, частью которой являлся прототип, либо система, являющаяся частью прототипа.

Примеры узлов экипажной части локомотива, созданных с применением данного алгоритма и запатентованных, приведены в главе 5 настоящей диссертации.

(Положения, приведенные в разделах 2.1-2.3, ранее были изложены автором в [19, 103]).

2.4. Выбор метода сравнения конструкций и определения их сходства при классификации

В качестве общей методологической основы для моделирования технических решений тягового привода примем концепцию, изложенную С.В. Никитиным в [87]. Согласно этой концепции, систему тягового привода можно представить пятеркой:

$$C = (\varphi, R, A^{(s)}, A^{(Rs)}, A^{(sR)}), \quad (2.1)$$

где множество $\varphi = \{S_1, \dots, S_p\}$ – состав системы, где $S_1, \dots, S_p$ – внутренние элементы C , множество $R = \{R_1, \dots, R_q\}$ – окружающая среда (надсистема), а $R_1, \dots, R_q$ – внешние элементы C , множество $A^{(s)}$ – все n -арные соотношения на элементах (внутренняя структура системы C), а множества $A^{(sR)}$ и $A^{(Rs)}$ – все n -арные соотношения между элементами множеств φ и R (структура связи взаимодействия систем со средой).

Отсюда, модель тягового привода – это система из множеств описаний. 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 φ имеет тот же

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

Описанный в [87] подход позволяет создать корректные математические модели конструкции, которые представляют собой набор связанных друг с другом элементов, входящих в библиотеки известных продуктов различных фирм (АСКОН, Autodesk, SolidWorks и других).

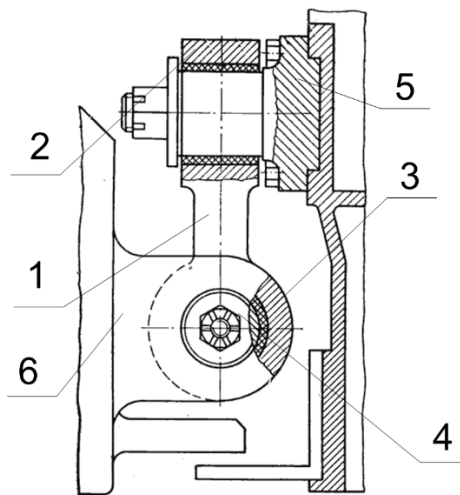
В качестве примера сформулируем исходную задачу. Требуется создать конструкцию подвески ТЭД в опорно-осевом приводе с диаметром колеса 1050 мм, для использования в унифицированной бесчелюстной тележке грузовых тепловозов. Отсюда следует ряд особенностей конструкции данной подвески:

- малая длина подвески и необходимость компенсировать поперечные перемещения за счет направляющей скольжения;
- параллельность осей шарниров подвески (поперек пути) для удобства демонтажа при выкатывании КМБ;
- продольная жесткость подвески может быть любой, т.к. динамические нагрузки амортизируются упругим зубчатым колесом.

Подвеска ТЭД локомотива (рис. 2.5) может быть представлена, как система из подконструкций «Тяга», «Верхний шарнир» и «Нижний шарнир», которые связаны с подконструкциями «Оси», «Кронштейн на раме тележки» и «Кронштейн ТЭД» и друг с другом.

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.), при необходимости для обеспечения совместимости разных систем при обращении к нему он может быть сконвертирован в файл требуемого формата, при необходимости пользователями или администраторами системы могут быть созданы новые элементы и т.п.

Метод моделирования, изложенный в [87], 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. Основным недостатком метода [87] является процедура создания новых решений, основанная на стихийно-эволюционном подходе: сначала выбирается прототип конструкции, а затем, путем эмпирического анализа его эволюции, создается усовершенствованная конструкция. 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.).



1 – «Тяга»; 2 – «Верхний шарнир»; 3 – «Нижний шарнир»; 4 – «Ось»;
5 – «Кронштейн на раме тележки»; 6 – «Кронштейн ТЭД»

Рисунок 2.5 – Разбиение на подконструкции подвески ТЭД

В связи с этим воспользуемся высказанным в [88] положением, 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». 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 [89], 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 проектирование привода к методам проектирования радиоэлектронной аппаратуры, 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, и дальше процесс проектирования ведется путем видоизменения распознанных типовых узлов и деталей (рис. 2.6) [62].

Для упрощения используем меру сходства в виде неотрицательной вещественной функции:

$$C(R_i R_j) = \frac{2m(R_i \cap R_j)}{m(R_i) + m(R_j)} \quad (2.2)$$

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_{12} – признаки объектов (Таблица 2.2), на основании таблицы 2.2 составляем

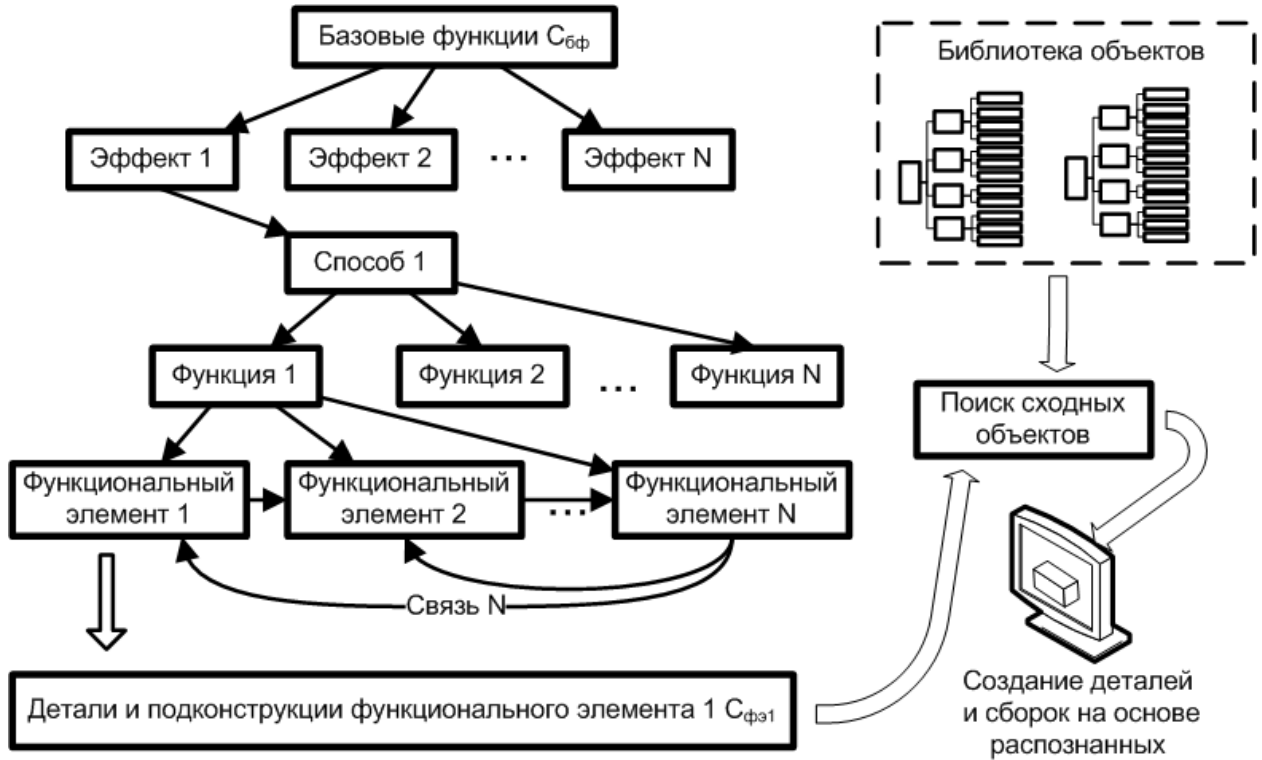


Рисунок. 2.6 – Схема обобщенной объектной модели узла экипажа

видовые списки (Таблица 2.3а). 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:

$$W(R_j; R_i) = \frac{m(R_i \cap R_j)}{m(R_i)} \quad (2.3)$$

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

$$W(R_i; R_j) = \frac{m(R_i \cap R_j)}{m(R_j)} \quad (2.4)$$

Таблица 2.2. Признаки вариантов подвески ТЭД

	R ₁ Проект	R ₂ HS4000	R ₃ ТЭМ103	R ₄ ВЛ80Т	R ₅ 2ЭС5	R ₆ 2ЭС10	R ₇ 2ТЭ25А
S ₁	Цельная тяга	Цельная тяга	Цельная тяга	Цельная тяга	Цельная тяга	Цельная тяга	-
S ₂	-	-	-	-	-	-	Сварная тяга
S ₃	Цилинд. шарнир	Цилинд. шарнир	Цилинд. шарнир	Цилинд. шарнир	Цилинд. шарнир	-	-
S ₄	Сферич. шарнир	Сферич. шарнир	-	-	-	Сферич. шарнир	Сферич. шарнир
S ₅	-	-	-	Плоские шайбы	Плоские шайбы	-	-
S ₆	Направ- ляющая	-	Направ- ляющая	Направ- ляющая	Направ- ляющая	-	-
S ₇	-	-	-	-	-	Клинья	Клинья
S ₈	Кроншт. рамы	Кроншт. рамы	Кроншт. рамы	Кроншт. рамы	Кроншт. рамы	Кроншт. рамы	Кроншт. рамы
S ₉	Кроншт. ТЭД	Кроншт. ТЭД	Кроншт. ТЭД	Кроншт. ТЭД	Кроншт. ТЭД	Кроншт. ТЭД	Кроншт. ТЭД
S ₁₀	Паралл. оси	-	Паралл. оси	Паралл. оси	Паралл. оси	Паралл. оси	Паралл. оси
S ₁₁	-	Скрещ. оси	-	-	-	-	-
S ₁₂	-	Гайка на оси	-	-	-	-	-

На основании (2.3) и (2.4) вычисляем значения элементов матрицы мер включения (Таблица 2.3б), в процентах, округляя полученные значения до целых чисел.

Элемент матрицы мер пересечения (Таблица 2.3в) 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 (Таблица 2.3г) вычислены по формуле (2.2).

Пример. Для вариантов R₁ и R₂ число видов в описаниях признаков $m(R_1)=6$, $m(R_2)=5$, $m(R_1 \cap R_2) = 3$. Тогда

$$W(R_2; R_1) = \frac{m(R_1 \cap R_2)}{m(R_1)} = \frac{3}{6} = 50\%$$

(вторая строка первый столбец таблицы 2.3б)

Таблица 2.3. Видовые списки и матрицы мер.

Видовые списки								Матрица мер включения							
	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7		R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7
S_1	1	1	1	1	1	1	0	R_1		71	100	86	86	83	67
S_2	0	0	0	0	0	0	1	R_2	71		67	57	57	67	56
S_3	1	1	1	1	1	0	0	R_3	86	57		86	86	87	50
S_4	1	1	0	0	0	1	1	R_4	86	57	100		100	67	50
S_5	0	0	0	1	1	0	0	R_5	86	57	100	100		67	50
S_6	1	0	1	1	1	0	0	R_6	71	57	67	57	57		83
S_7	0	0	0	0	0	1	1	R_7	57	43	50	43	43	83	
S_8	1	1	1	1	1	1	1								
S_9	1	1	1	1	1	1	1								
S_{10}	1	0	1	1	1	1	1								
S_{11}	0	1	0	0	0	0	0								
S_{12}	0	1	0	0	0	0	0								

а)

б)

Матрица мер пересечения								Матрица мер сходства							
R_1	7							R_2	71						
R_2	5	7						R_3	92	62					
R_3	6	4	6					R_4	86	57	92				
R_4	6	4	6	7				R_5	86	57	92	100			
R_5	6	4	6	7	7			R_6	77	62	67	62	62		
R_6	5	4	4	3	4	6		R_7	62	46	50	46	46	83	
R_7	4	3	3	3	3	5	6		R_1	R_2	R_3	R_5	R_6	R_7	
	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7								

в)

г)

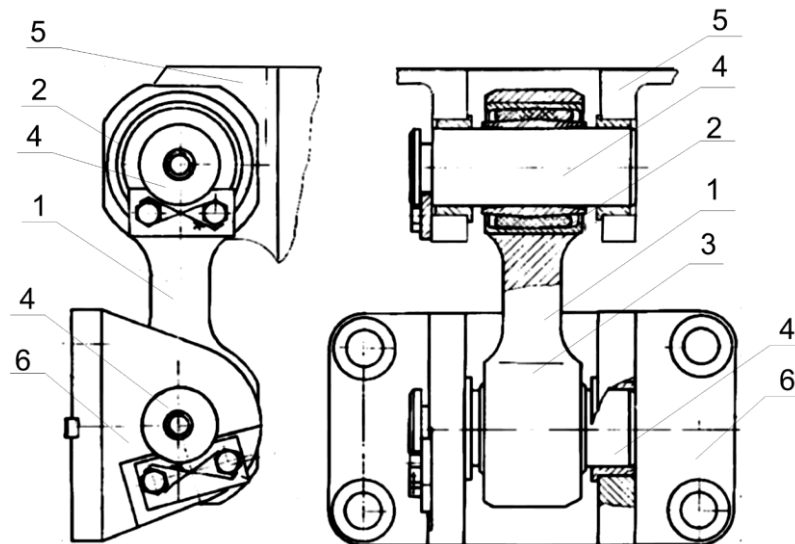
$$W(R_1; R_2) = \frac{m(R_1 \cap R_2)}{m(R_2)} = \frac{3}{5} = 60\%$$

(первая строка второй столбец таблицы 2.3б). Соответственно, в таблице 2.3в первая строка $m(R_1)=6$, вторая строка первый столбец $m(R_1 \cap R_2)=3$, вторая строка второй столбец $m(R_2)=5$, а в таблице 2.3г

$$C(R_1 R_2) = \frac{2m(R_1 \cap R_2)}{m(R_1) + m(R_2)} = \frac{2 \cdot 3}{6 + 5} = \frac{6}{11} = 55\%$$

(первая строка первый столбец таблицы 2.3г).

Как видно из матрицы мер сходства (таблица 2.3г), наибольшее значение в столбце прототипа R_1 , равное 91, оказывается для строки прототипа R_3 . Следовательно, близким к проектируемому объекту оказывается подвеска ТЭД тепловоза ТЭМ103 (рис. 2.7), которая используется в качестве прототипа.



1 – «Тяга»; 2 – «Верхний шарнир»; 3 – «Нижний шарнир»; 4 – «Ось»;
5 – «Кронштейн на раме тележки»; 6 – «Кронштейн ТЭД»

Рисунок 2.7 – Подвеска ТЭД тепловоза ТЭМ103

Предложенная объектная модель, позволяя реализовать процесс автоматических подсказок типовых решений конструктору во время проектирования, может быть использована в различных системах САПР в качестве самостоятельной подсистемы. Экономический эффект от использования предложенной объектной модели будет заключаться в снижении издержек от ошибок проектирования, выявляемых после изготовления опытных образцов. С другой стороны, данная модель позволяет относить разрабатываемые конструкции к определенным классам на основании вычисления степени сходства признаков, что является принципиальным решением задачи распознавания конструкции машиной.

С прототипом в БД связывается справочная текстовая и графическая информация об опыте освоения производством и эксплуатации, с описанием

выявленных недостатков, возникавших проблем, данных исследований и т.п. Известно, что подвеска, конструктивно близкая подвеске ТЭД тепловоза ТЭМ103, в опытном порядке была использована на трехосной бесчелюстной тележке на тепловозе 2ТЭ10м. При этом выявились случаи заклинивания втулки шарнира на оси с последующим выдавливанием резиновой втулки из шарнира, возникавшие вследствие изменения коэффициента трения между втулкой и осью при загрязнении поверхностей втулки и оси и коррозии их под воздействием влаги.

Таким образом, предложенная модель позволяет реализовать полуавтоматическое прогнозирование вероятных проблем, которые сложно выявить математическим моделированием (например, реальное изменение коэффициента трения втулки по оси в условиях эксплуатации не исследовано из-за больших требуемых затрат средств и времени).

Положения, приведенные автором в данном разделе, ранее были изложены им в [19, 62, 103, 108].

2.5. Выводы по разделу 2

2.5.1. На основании анализа работ определены основные критерии выбора методологической базы для поиска технических решений узлов экипажной части локомотива. Выявлены методологические процедуры, которые могут быть использованы для синтеза технических решений, Дано определение информации применительно к поиску технических решений машин, и производное от него понятие уинформации, как базовое для построения методов поиска.

2.5.2. В качестве базовой модели-алгоритма поиска технических решений предложена универсальная последовательность творческих решений в виде матрицы уровней средств управления явлениями природы.

2.5.3. Предложен метод проектирования алгоритмов решения изобретательских задач при поиске технических решений.

2.5.4. Предложена обобщенная объектная модель, позволяющая производить сравнение технических решений по совокупности признаков.

ГЛАВА 3. ИНЖЕНЕРНЫЙ АНАЛИЗ УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА

К основным проблемам инженерного анализа, как информационного обеспечения принятия решений о выборе варианта конструкции [19], применительно к задачам создания экипажной части локомотива, автор диссертации относит недостаточную степень формализации процедур инженерного анализа, рост вероятности методических ошибок экспериментальных исследований при увеличении разнообразия конструкций привода, а также значительные затраты времени и материальных ресурсов для натурных испытаний. Решение данных проблем рассмотрено на примере исследований динамических свойств механической части тягового привода, на которую действуют разнообразные виды динамических нагрузок (квазипериодические, случайные, ударные) и для которой характерны разнообразные динамические процессы (вынужденные колебания и автоколебания).

3.1. Развитие методологии инженерного анализа

С целью формализации процедур инженерного анализа автором диссертации применительно к задачам исследований экипажной части предложен комплекс алгоритмов и средств и средств работы с данными (рис. 3.1.), включающий в себя:

- общий алгоритм инженерного анализа;
- алгоритмы подготовки анализа, входящие в общий алгоритм в качестве процедур, к которым относятся алгоритм схематизации объекта, рекуррентный алгоритм создания системы допущений и алгоритм выбора технологии анализа;
- алгоритмы проведения анализа, представляющие собой схемы его технологических процессов, к которым относятся алгоритм жизненного цикла математической модели, алгоритм построения методики эксперимента

и алгоритм препроектирования эксперимента (прогнозирования вероятных полученных данных);

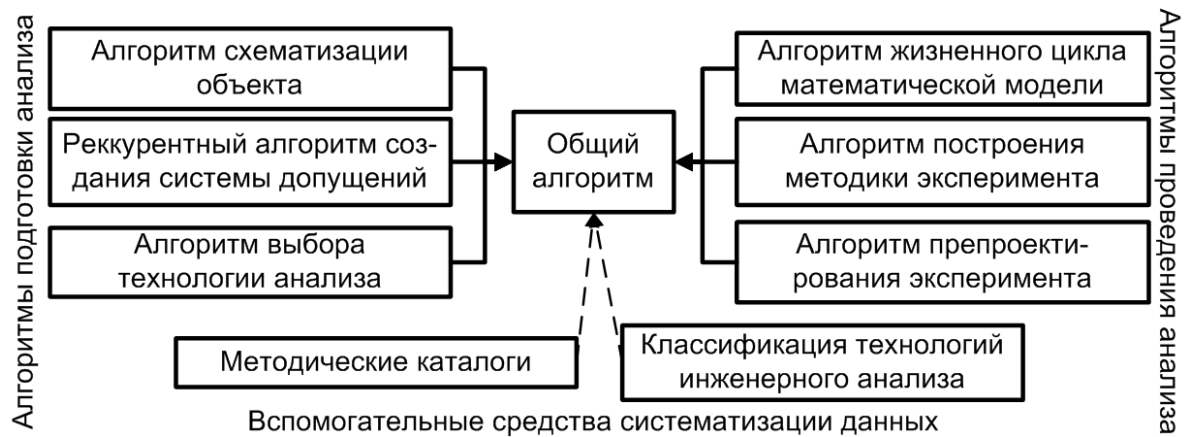


Рисунок 3.1 – Комплекс алгоритмов и методов систематизации данных для инженерного анализа

- вспомогательные средства, к которым относятся схемы построения методических каталогов и классификация технологий инженерного анализа.

Предложенный автором диссертации общий алгоритм инженерного анализа, описанный в [19], отличается от ранее известного [126] учетом специфики работы инженера с системами автоматизации проектирования и большей степенью формализации процедур. Алгоритм включает в себя уровень постановки задачи, уровень технологий и уровень подготовки решений. Процессы создания новой, недостающей для проектирования информации о тяговом приводе относятся к уровню технологий, для ключевых процедур этого уровня автором диссертации в [19] предложены алгоритмы схематизации исследуемого объекта, рекуррентный алгоритм создания системы допущений и алгоритм выбора технологии анализа.

Для самих технологий анализа автором диссертации предложены алгоритм жизненного цикла математической модели, алгоритм построения методики эксперимента и алгоритм препроектирования эксперимента. Предложенный автором диссертации алгоритм жизненного цикла математической модели [19], отличается от ранее известного [131] представлением математической модели как программно – информационного

продукта внутреннего потребления, что позволило разрешить проблемы тождественности модели исходному объекту и определить процедуры проверки соответствия модели выбранной цели моделирования. Предложенный автором диссертации алгоритм создания новых методик экспериментальных исследований [19], устраняет недостаток ранее известных тем, что в его основу положена описанная в главе 2 матрица уровней средств управления, превращающая поиск новых решений из случайного в системный. Для прогнозирования результатов эксперимента автором диссертации в [19] предложен алгоритм, основанный на изучении априорных данных и воспроизведении условий намеченного эксперимента на математической модели. При этом автором диссертации были устранены недостатки ранее известного понятия интерфейса [132] путем выделения физического и логического уровней реализации интерфейса, что позволяет систематизировать факторы приводящие к погрешностям и учесть влияние неформализуемых погрешностей, создаваемых способами наглядного вывода информации, визуализации данных и особенностями их субъективного восприятия экспериментатором, а также введено понятие внутренних интерфейсов исследуемого субъекта, к основным из которых относятся перцепция и определение ситуации.

В качестве дополнительных средств систематизации данных при создании методик инженерного анализа и его проведении автором диссертации предложены классификации методических каталогов (исследуемых объектов, методов исследований и конкретных решений) и технологий инженерного анализа ([19]), а также классификация динамических факторов, действующих на элементы колесно-моторного блока, представленная в виде сетевой модели, и общий алгоритм анализа динамической составляющей крутящего момента в валопроводах тягового привода локомотива с одноступенчатым рессорным подвешиванием, опорно-рамным ТЭД и осевым редуктором, связанным с ротором ТЭД передаточным

механизмом с компенсирующими муфтами, при движении по участку возможной эксплуатации [90].

Изложенные выше общие принципы инженерного анализа были использованы автором при проведении экспериментальных исследований узлов экипажной части локомотивов во ВНИКТИ, результаты которых приводятся ниже.

3.2. Идентификация форм колебаний статора ТЭД

Идентификация форм колебаний статора (остова) ТЭД необходима для оценки вибрационной нагруженности элементов его магнитной системы. Сложность определения форм колебаний статора ТЭД в сборе с тяговой передачей и колесной парой, при воздействии ударного возмущения от пути или на стенде, состоит в том, что ударом возбуждаются колебания целого ряда форм, которые быстро затухают из-за трения в подшипниковых узлах и передаче. На статоре невозможно разместить большое число датчиков из-за увеличения стоимости эксперимента, а применение математического моделирования затруднено из-за отсутствия точных данных об упруго-диссипативных свойствах ряда элементов магнитной системы и существенной нелинейности системы двигателя в сборе с колесной парой из-за влияния зазоров. В связи с изложенным автором диссертации были использованы методы спектрально-корреляционного анализа колебаний [134]. На основании априорной информации применено шесть датчиков виброускорений, размещенных на гранях статора ТЭД, как показано на рис. 3.2. Результаты эксперимента, проведенного на стенде СТ143 ВНИКТИ, представлены на графиках рис. 3.3 – 3.6.

Как видно из графиков рис. 3.3 и 3.4, максимумам функций спектральных плотностей всех датчиков на частоте около 110 Гц соответствуют колебания статора, как жесткого тела, о чем свидетельствует 180-градусный фазовый сдвиг между сигналами датчиков 1,7,8 и 3,4,5 в диапазоне 100-140 Гц.

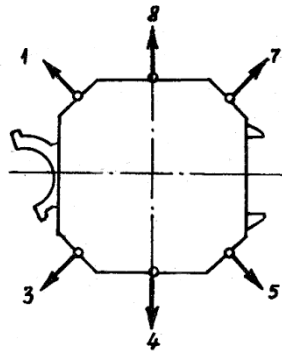


Рисунок 3.2 – Расположение и фазировка датчиков на статоре ТЭД

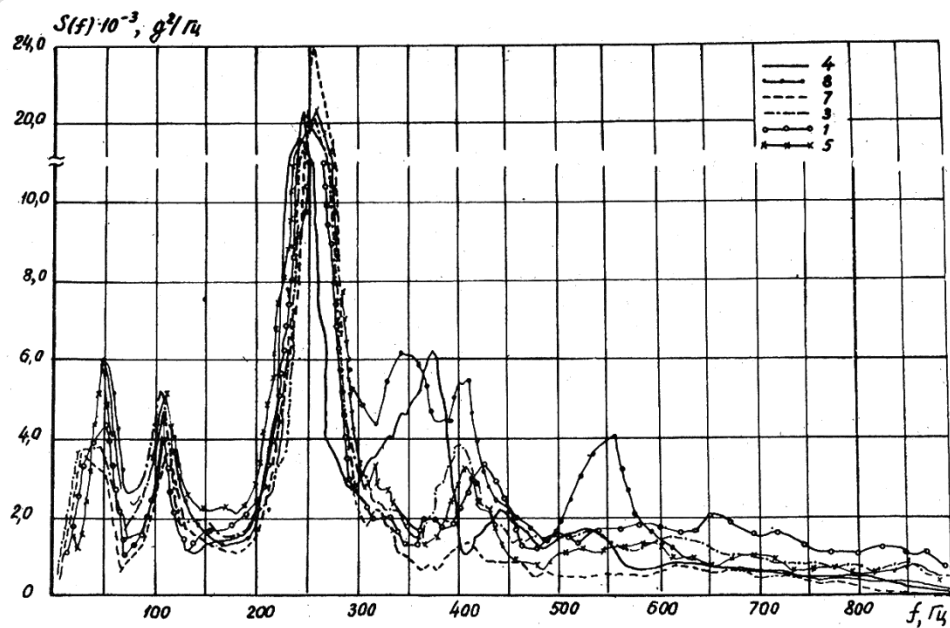


Рисунок 3.3 – Функции спектральной плотности мощности ускорений статора

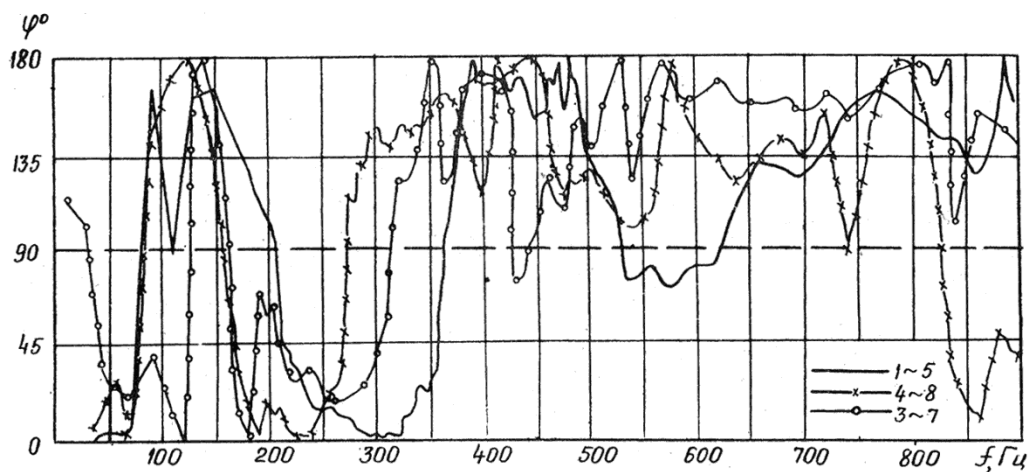


Рисунок 3.4 – Фазовые углы колебаний элементов статора

В зонах максимумов на частотах 240 и 260 Гц. датчики, расположенные на противоположных гранях статора, колеблются с фазовым углом, близким к нулю, т.е. при данной фазировке в разные стороны.

Из графика функции когерентности (рис. 3.5) видно, что для пары датчиков 2-4 она достигает максимума на частоте 240 Гц, а для пар датчиков 1-5 и 3-7 – на частоте 260 Гц; то же самое наблюдается и для оценки взаимной спектральной плотности мощности (рис. 3.6).

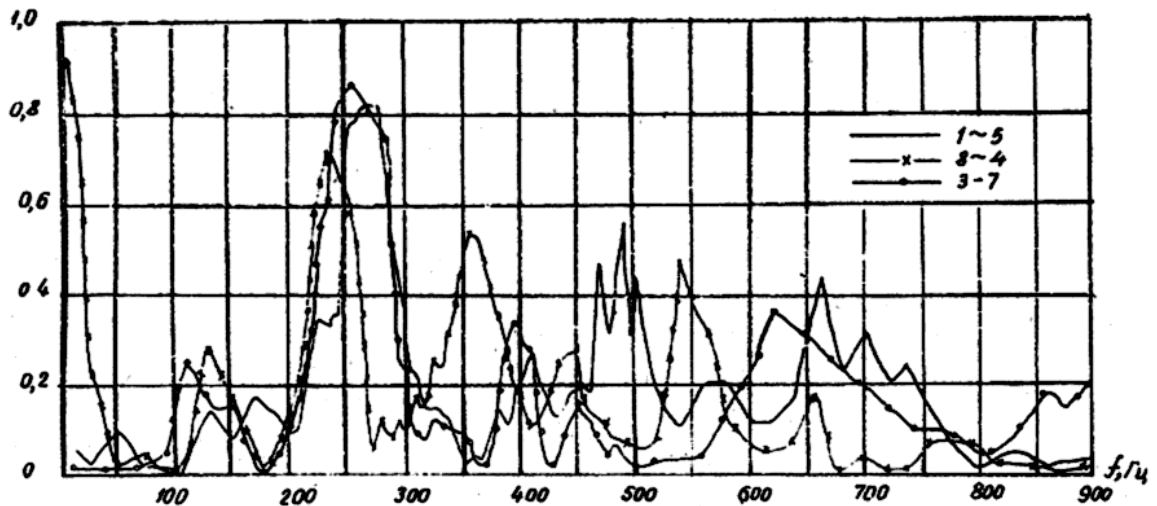


Рисунок 3.5 – Функция когерентности

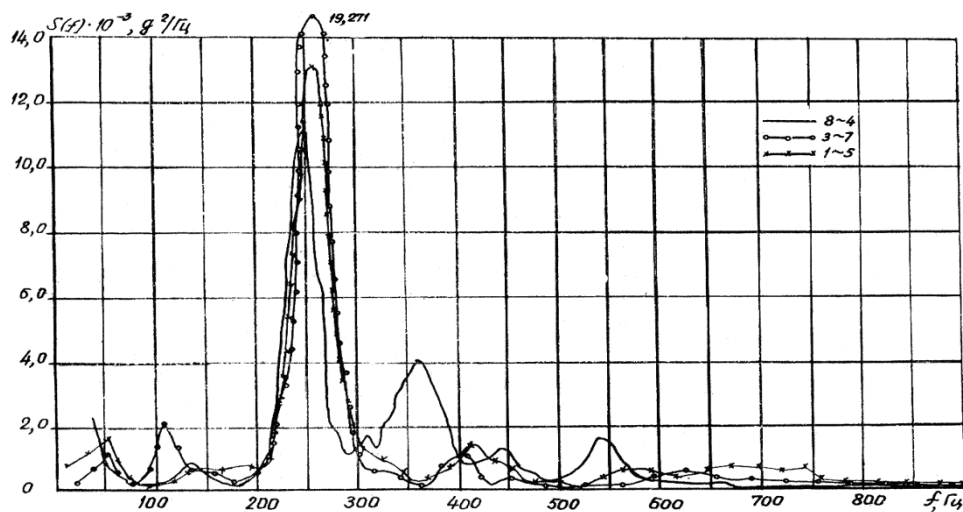


Рисунок 3.6 – Взаимные функции спектральных плотностей мощности ускорений элементов статора

Таким образом, при колебаниях с частотой 240 Гц пучности колебаний располагаются в районах главных полюсов статора, а при колебаниях 260 Гц – в районах дополнительных полюсов, что, с учетом результатов исследования колебаний статора ТЭД без подшипниковых щитов, позволяет

идентифицировать данные формы колебаний, как четырехузловые (рис. 3.7 А и Б).

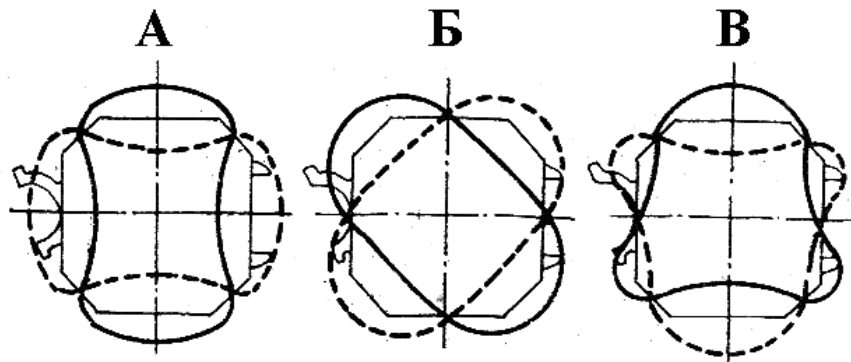


Рисунок 3.7 – Идентифицированные собственные формы колебаний статора

Для подъема на частоте 360 Гц максимуму функции взаимной спектральной плотности ускорений горизонтальных граней статора (датчики 4 и 8) соответствуют минимумы функций взаимных спектральных плотностей ускорений малых граней (датчики 1 и 5, 3 и 7), т.е. на горизонтальных гранях статора находятся пучности колебаний, а на всех малых гранях – узлы. При этом сигналы датчиков на горизонтальных гранях статора близки к противофазным и когерентны, в отличие от сигналов датчиков, расположенных на малых гранях, т.е. горизонтальные грани статора колеблются в одну и ту же сторону. Учитывая, что эта форма колебаний на частоте 430 Гц ближайшая к четырехузловой, можно однозначно определить ее, как шестиузловую (рис. 3.7 В). Для подъемов на частотах 410, 440 и 540 Гц. сигналы датчиков когерентны (функция когерентности достигает 0,3...0,5), фазы сигналов датчиков на противоположных гранях статора сдвинуты на угол, близкий к 180° , что позволяет сделать вывод о наличии собственных форм колебаний на этих частотах, которые можно точно идентифицировать в ходе дальнейших исследований при увеличении числа датчиков виброускорений на остовете ТЭД.

Положения данного раздела были ранее изложены автором в [56].

3.3. Определение динамических свойств колебательной системы механической части тягового привода локомотива в режиме движения по магистральным путям и использование метода базовой точки для оптимизации динамических свойств привода

При испытаниях во ВНИКТИ различных вариантов тягового привода с осевым редуктором для тепловоза 2ТЭ121 было обнаружено, что значительное изменение крутильной жесткости системы валопроводов тягового привода (варианты со штатными резиновыми элементами для опытной серии 2ТЭ121, с резиновыми элементами пониженной жесткости от УЗК тепловоза 2ТЭ10В и с жестким зубчатым колесом), вопреки предварительным прогнозам, не приводит к соответствующему изменению максимальных значений динамического момента в валопроводах при движении по стыковому пути [53]. Для решения проблемы объяснения возникшего явления и выбора конструктивного исполнения механической части тягового привода автором настоящей диссертации в [53] была предложена и реализована методика оценки амплитудно-частотной характеристики (далее - АЧХ) динамической системы тягового привода непосредственно при движении по неровностям пути.

Было установлено (рис.3.8), что даже при движении по участкам с сильным волнообразным износом рельсов, где энергия возмущений от коротких неровностей с частотой, близкой к частоте собственных колебаний необрессоренных масс (20-40 Гц), значительно выше энергии возмущений от макронеровностей стыкового пути.

Основная часть спектра динамического момента на быстроходном валу осевого редуктора лежит в диапазоне 3-7 Гц, близком к ранее определенной на стенде основной частоте собственных колебаний валопроводов тягового привода, не отмечено максимумов на частотах, кратных частотам вращения валов привода, что свидетельствует об отсутствии значимых внутренних возмущений. Это позволило произвести оценку АЧХ в диапазоне 0-10 Гц.

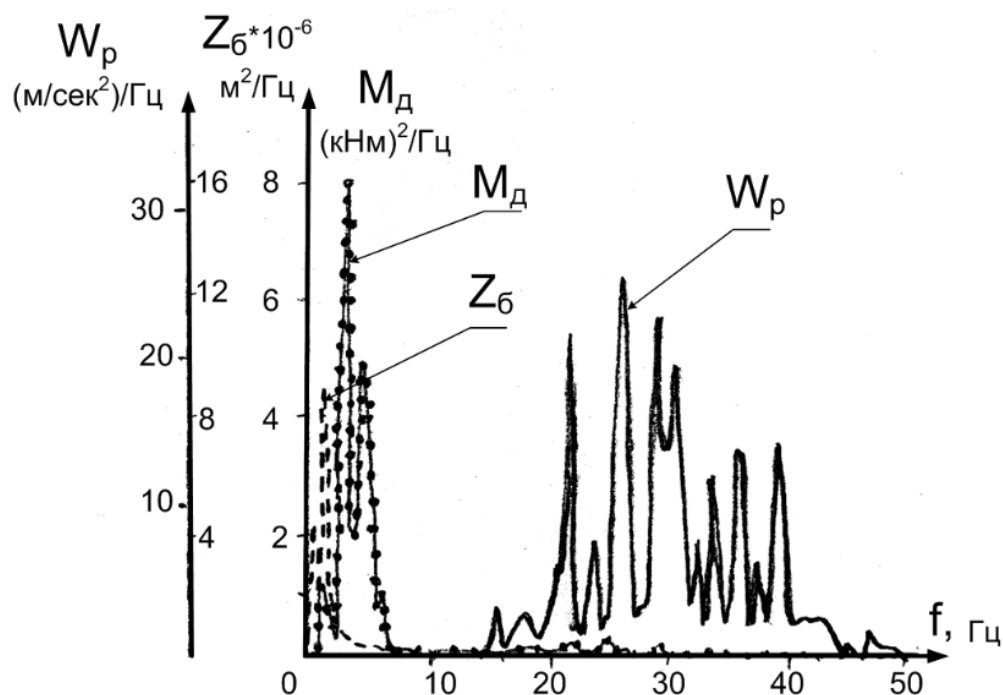
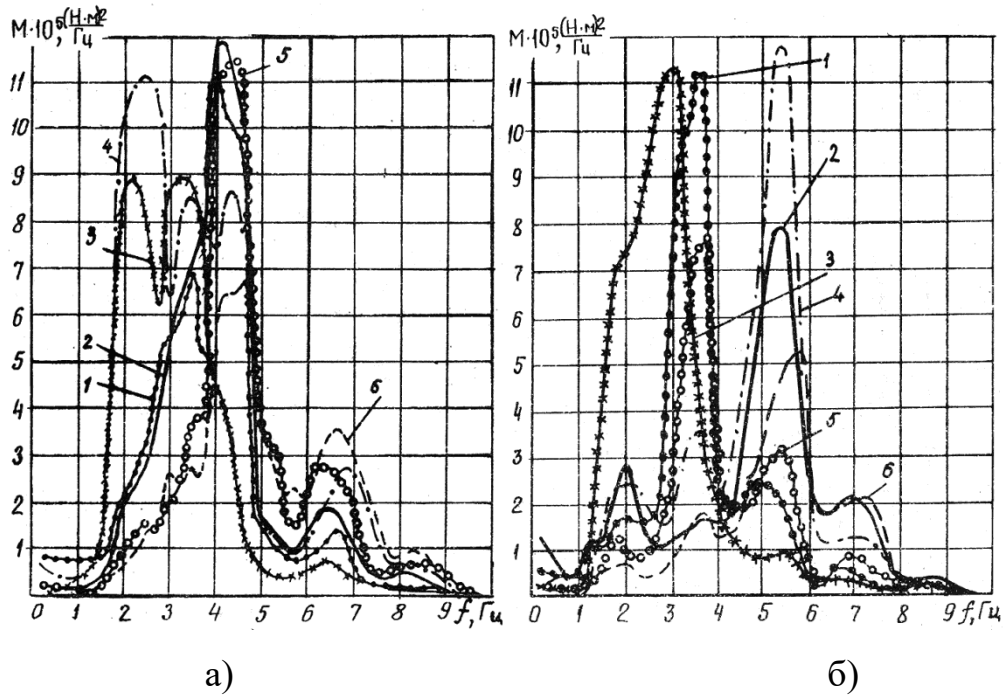


Рисунок 3.8 – Спектрограммы динамического момента M_d в передаточном механизме тепловоза 2ТЭ121, вертикальных ускорений осевого редуктора W_p и динамического прогиба буксовой ступени Z_6 на участке с волнообразным износом рельсов. Участок Ряжск-Отрожка Московской ж.д., скорость 40 км/ч, тяга на 15 позиции контроллера

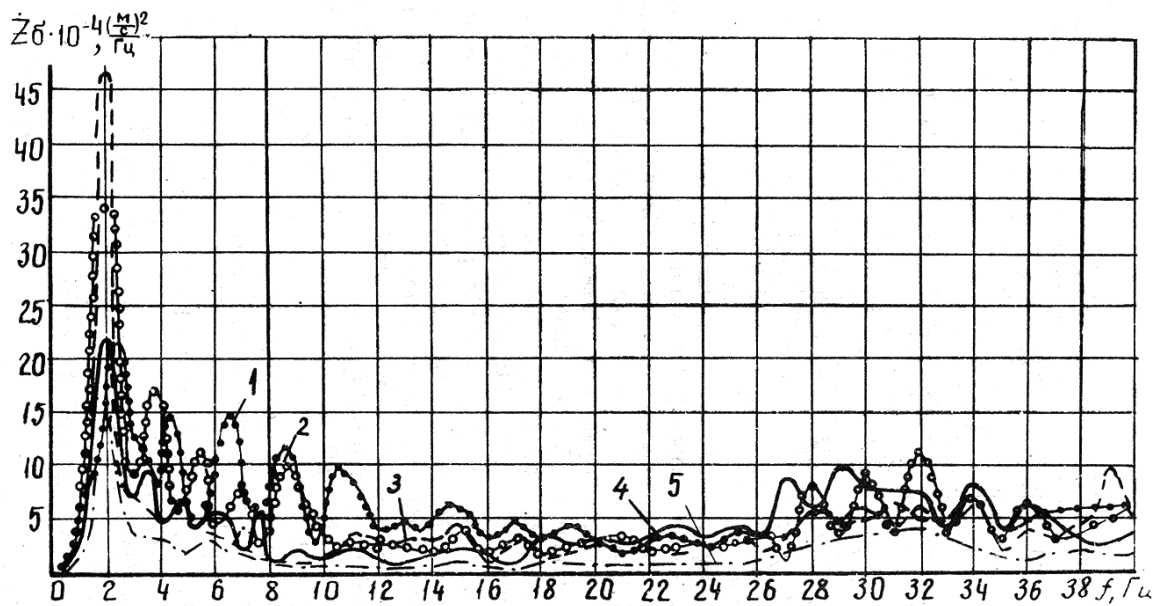
На рис. 3.9 приведены спектры мощности динамического момента на входном валу осевого редуктора для трех исследуемых вариантов при движении на участке звеньевого пути Голутвин-Озеры Московской ж.д. для скоростей 90 и 70 км/час. Аналогичный вид имеют спектрограммы, полученные при движении со скоростью 70 км/ч на участке на участке Голутвин-Ряжск по вставкам, стрелкам и межстыковым участкам пути, при меньшем уровне спектральной плотности мощности [53]. В качестве входного параметра для построения АЧХ принята вертикальная скорость буксы относительно рамы тележки, чтобы максимум АЧХ при увеличении параметра затухания не смещался относительно собственной частоты, что важно при оценке последней по графику АЧХ (рис. 3.10).

Установлено, что для АЧХ, построенных при скоростях 70 и 90 км/ч, нет существенной разницы. Полученные АЧХ приведены на рис. 3.11.



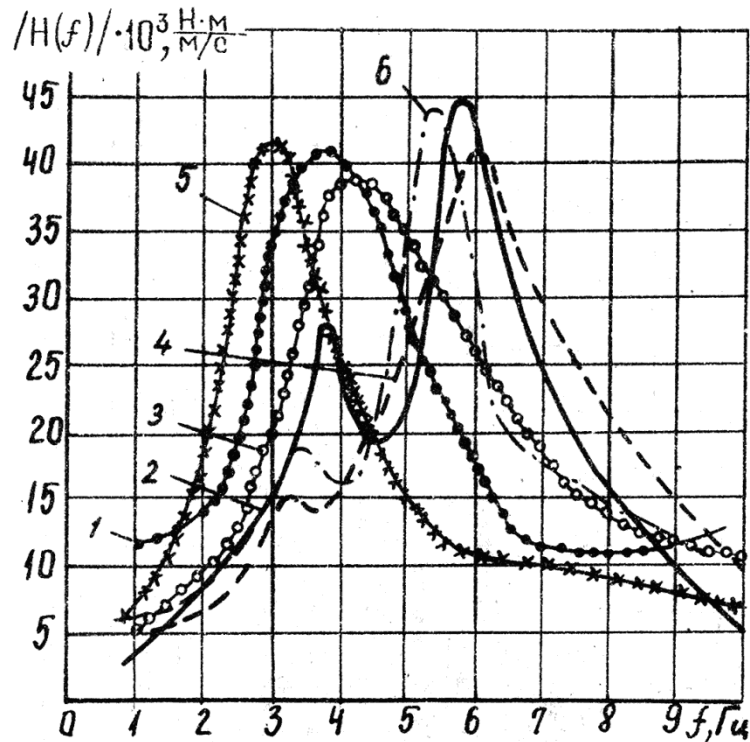
1 – штатный УЗК, выбег; 2 – то же, 15 п.к. (позиция контроллера); 3 – УЗК пониженной жесткости, выбег; 4 – то же, 15 п.к.; 5 – ЖЗК, выбег; 6 – то же, 15 п.к.

Рисунок 3.9 – Спектры мощности динамического момента на входном валу осевого редуктора. Участок Голутвин-Озеры, скорость 90 км/ч (а) и 70 км/ч (б)



1 – Голутвин – Озеры, рельсы Р50 длиной 12,5 м, скорость 90 км/ч; 2 – то же, скорость 70 км/ч; 3 – Голутвин-Ряжск, вставки, рельсы Р65, скорость 70 км/ч; 4 – то же, стрелки; 5 – то же, межстыковой путь

Рисунок 3.10 – Спектры вертикальной скорости буксы относительно рамы тележки



1 – штатное УЗК, выбег. 2 – то же, 15 п.к. 3 – ЖЗК, выбег. 4 – то же, 15 п.к. 5 – УЗК пониженной жесткости, выбег. 6 – то же, 15 п.к.

Рисунок 3.11 – Оценки АЧХ

На основании полученных АЧХ для эквивалентной линеаризованной системы тягового привода определены оценки собственных частот колебаний, жесткостей линеаризованной системы $c_{эк}$ и параметров затухания ξ (по методу половинной энергии, описанном в [135]). Результаты приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Вариант	Режим	Расчетная собственная частота f_p , Гц	Экспериментальн ая собственная частота, f_c , Гц	Эквива- лентная жесткость $c_{эк}$, Нм/рад	Параметр затухания ξ
Штатное УЗК	выбег	5	3,75	$3,5 \cdot 10^4$	0,27
	15 п.к.		5,75	$8,25 \cdot 10^4$	0,22
“Мягкое” УЗК	выбег	6	3,00	$2,25 \cdot 10^4$	0,14
	15 п.к.		5,5	$7,5 \cdot 10^4$	0,09
ЖЗК	выбег	6	4,25	$4,5 \cdot 10^4$	0,30
	15 п.к.		6,00	$9 \cdot 10^4$	0,15

Как видно из таблицы 3.1, экспериментальное значение частоты собственных колебаний привода f_c совпадает с расчетным в режиме движения под тягой на 15 позиции контроллера, а на выбеге f_c снижается в 1,4...1,8 раза вследствие влияния нелинейности упругих элементов и перекладки зазоров. Оценки параметра затухания под нагрузкой также уменьшаются в 1,2...2 раза. Из этого следует, что снижение добротности в системе исследуемого привода достигается в первую очередь за счет ее нелинейности, при этом существенную роль играют зазоры в зубчатой передаче, зубчатой муфте и шарнирах подвески (на что также указывает образование на АЧХ в режиме тяги, второго максимума на частотах, соответствующих резонансной частоте в режиме выбега). За счет изменения конструкции упругих элементов ведомого колеса эквивалентная жесткость привода в режиме выбега менялась значительно - в 2 раза. Таким образом, существует зона автомоделности, в пределах которой изменение крутильной жесткости и частоты собственных колебаний валопроводов привода не оказывает существенного влияния на их максимальную нагруженность при прохождении неровностей пути. В связи с этим рассмотрим вопрос о возможности использовать для поиска оптимального с точки зрения динамических свойств варианта механической системы тягового привода с осевым редуктором метод базовой точки, адаптация которого для целей инженерного анализа была предложена автором настоящей диссертации в [19] в форме алгоритма рис. 3.12.

Алгоритм содержит четыре основных процедуры. Первая процедура - теоретические исследования, в ходе которых прогнозируется область возможных изменений параметров тягового привода, находится доказательство консервативности оптимизируемого параметра в области, близкой к точке оптимума, исходя из анализа физических связей и априорных сведений о действующих динамических процессах и прогнозируются границы области консервативности (зоны автомоделности).

Вторая процедура - создание базовой точки, в качестве которой в данном случае выступает первоначальный вариант тягового привода тепловоза.

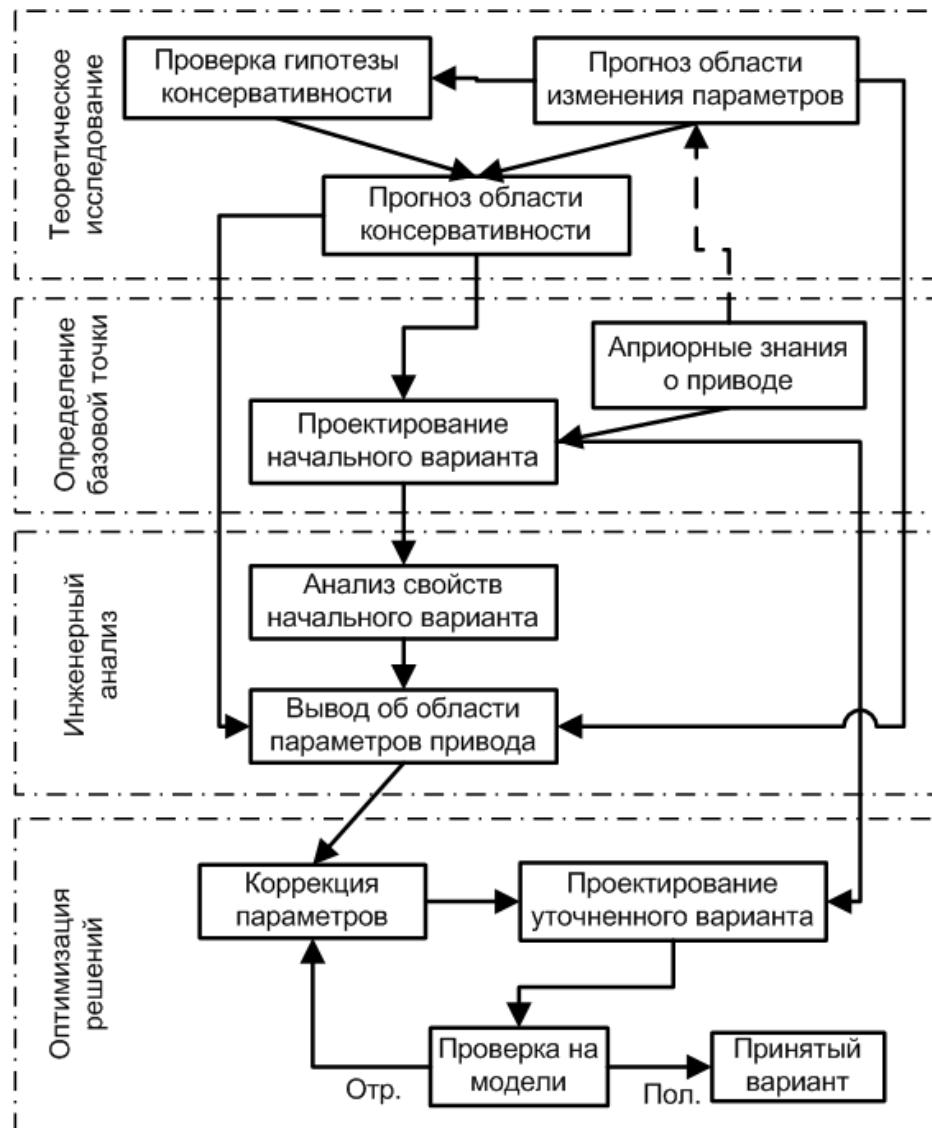


Рисунок 3.12 – Алгоритм использования метода базовой точки применительно к задаче оптимизации тягового привода

Третья процедура - инженерный анализ, который включает в себя анализ динамических свойств модели спроектированного варианта привода целочисленными методами в рамках используемой на предприятии интегрирующей среды систем проектирования, моделирования и анализа, и на основании результатов которого делается вывод о принадлежности параметров тягового привода стабильно оптимальной, стабильно неоптимальной или переходной области. Последняя процедура - оптимизация проектных решений, то есть корректировка первоначального проекта с целью достижения области стабильно оптимальных значений, с

последующей проверкой на модели. Применительно к данному случаю уточним, какого вида неровности определяют величину максимального крутящего момента, воспользовавшись данными [19]. При движении по стыковому пути в спектре вертикальной виброскорости буксы относительно рамы тележки в диапазоне 0-20 Гц (рис. 3.13) мощность вертикальных колебаний зависит от периодической составляющей возмущения с периодом, равным частоте прохождения рельсового звена (для данного участка – 12,5 м.).

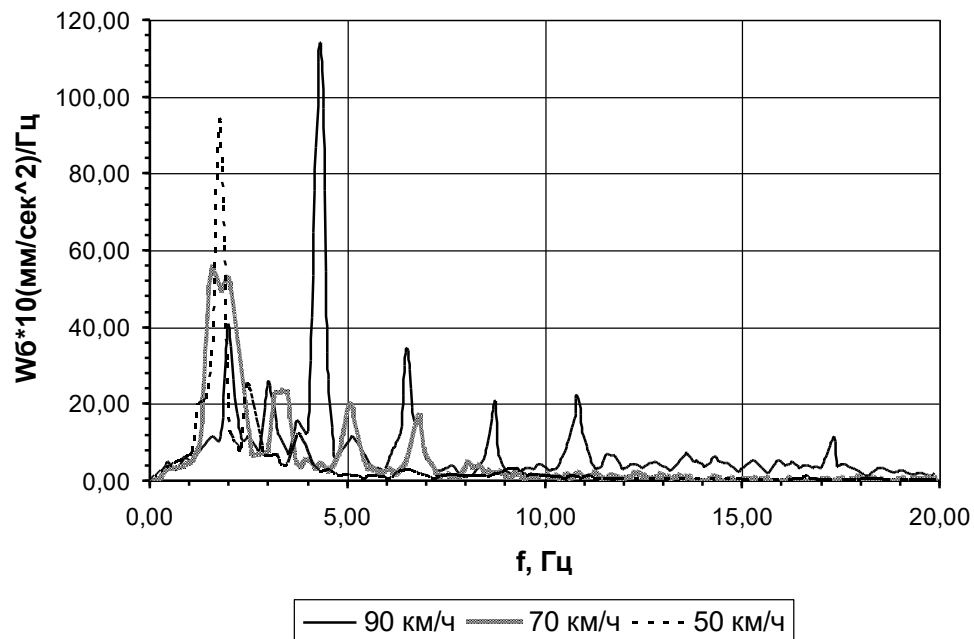


Рисунок 3.13 – Спектральные плотности вертикальной виброскорости буксы относительно рамы тележки в диапазоне частот основных собственных колебаний привода. Тепловоз 2ТЭ121, участок Голутвин-Озеры Московской жд.

Распределение амплитуд динамического момента на входном валу осевого редуктора тягового привода с увеличением скорости движения, не принимает более сглаженного вида; напротив, в нем проявляются локальные подъемы, свидетельствующие о наличии квазипериодических составляющих (рис. 3.14).

Таким образом, для проверки гипотезы о консервативности исследуемого параметра в качестве входного возмущения можно использовать модель, описывающую типичную стыковую неровность звеньевое пути, например, предложенную Н.Н. Кудрявцевым в [52].

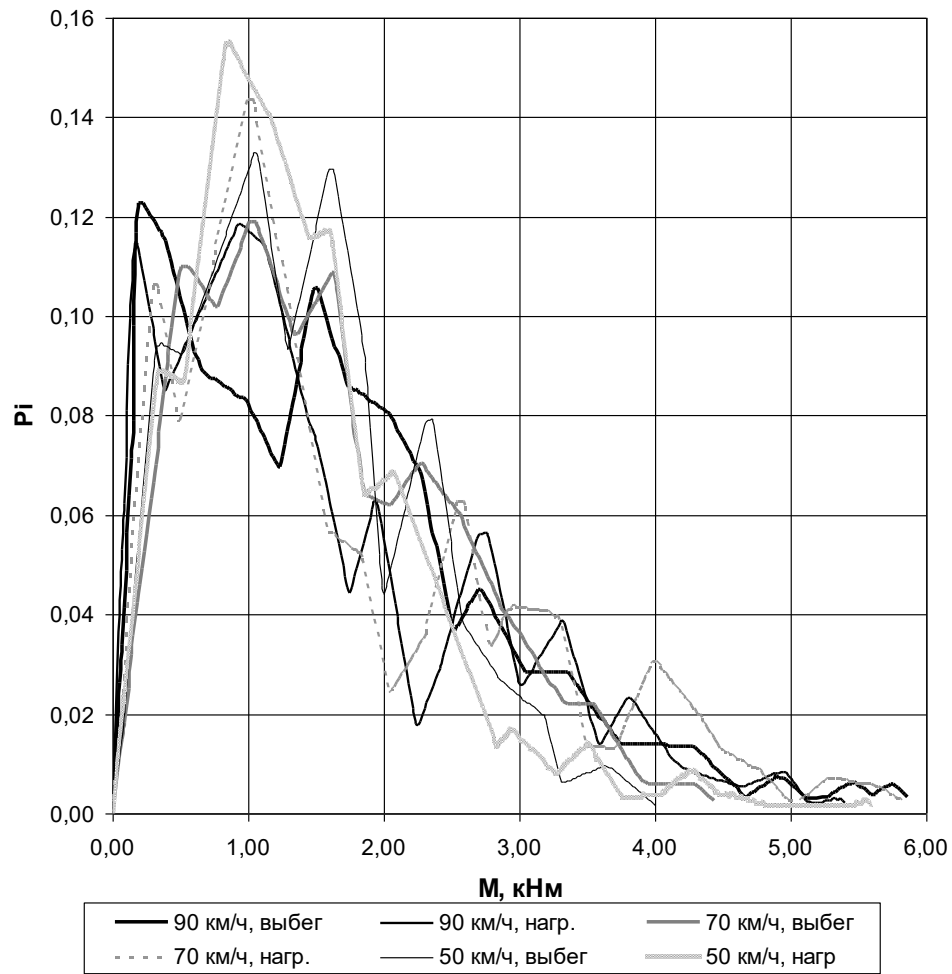


Рисунок 3.14 – Гистограмма распределения амплитуд крутящего момента на входном валу осевого редуктора тягового привода тепловоза 2ТЭ121 при различных режимах движения. Участок Голутвин-Озеры, Московской ж.д.

Для данного примера возьмем наиболее типичную неровность для рельсов 25 метров, описываемую выражением

$$Z_1 = \left| A_1 \sin\left(\frac{1}{2} \omega t\right) + A_2 \sin\left(\frac{3}{2} \omega t\right) \right| \quad (3.1)$$

где $\omega = \frac{2\pi}{L} V$ – частота воздействия стыков пути;

V – скорость движения, м/с;

L – длина рельсового звена, м;

A_1 и A_2 – коэффициенты, зависящие от высоты неровности.

Для теоретической проверки наличия явления автомодельности использована простейшая линеаризованная модель, расчетная схема для которой приведена на рис. 3.15.

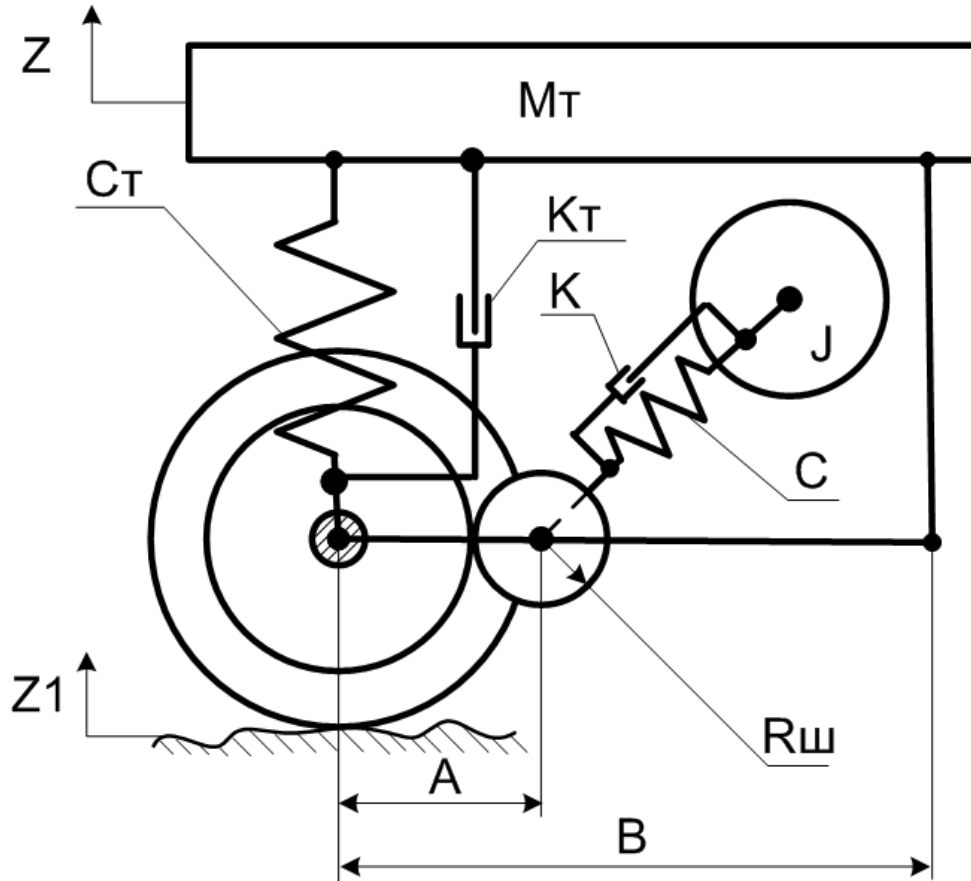


Рисунок 3.15 – Расчетная схема тягового привода и экипажа для проверки гипотезы консервативности оптимизируемого параметра

Движение рассматриваемой системы при наличии возмущения со стороны пути описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$M_T * \ddot{Z} + K_T * \dot{Z} + C_T * Z = C_T * Z_1 ; \quad (3.2)$$

$$J * \ddot{\varphi} + K * \dot{\varphi} + C * \varphi = C * \frac{A}{B} * \frac{(Z_1 - Z)}{R_{\text{ш}}} . \quad (3.3)$$

Для решения этих уравнений использована программная система Simulink из пакета Matlab, блок-схема для которой приведена на рис. 3.16.

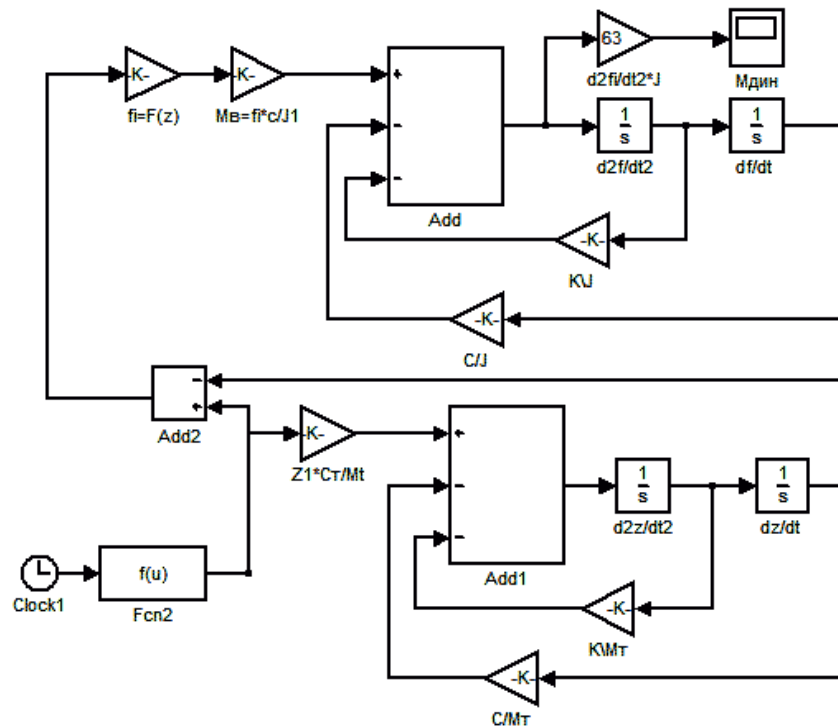


Рисунок 3.16 – Блок-схема модели тягового привода в системе Simulink

Для исследования наличия консервативности были использованы следующие параметры привода: момент инерции якоря ТЭД $J=63 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, масса тележки $M_T=6500 \text{ кг}$, жесткость буксовой ступени подвешивания $C_T=4750 \text{ кН/м}$, отношение $A/B=0,61$, радиус шестерни $R_{ш}=0,11 \text{ м}$, величины K и K_T определены из предполагаемых значений параметра затухания ξ , который для буксового подвешивания тележки принят равным $0,2$, а для валопроводов тягового привода принят равным $0,11$ (по результатам стендовых испытаний привода тепловоза 2ТЭ121). Крутильная жесткость тягового привода при моделировании менялась в пределах, диктуемых конструктивными возможностями, от 400 кНм/рад для варианта, где в качестве упругого элемента используется только торсионный вал, до 100 кНм/рад (гипотетический вариант, где податливость обеспечивает торсионный вал, упругая муфта, упругий венец зубчатого колеса и упругая подвеска осевого редуктора). Результаты моделирования приведены на рис. 3.17. и 3.18.

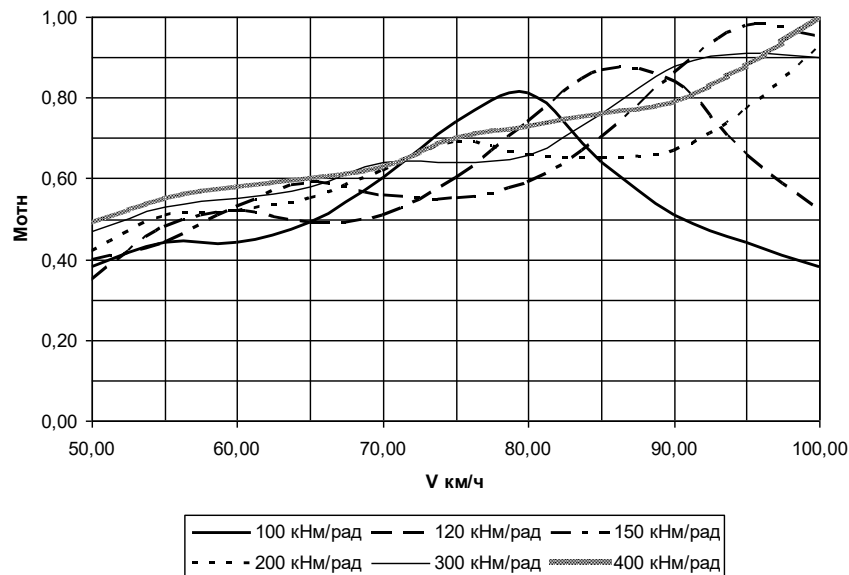


Рисунок 3.17 – Относительная величина максимумов динамического крутящего момента в тяговом приводе для различных значений жесткости валопроводов по результатам моделирования

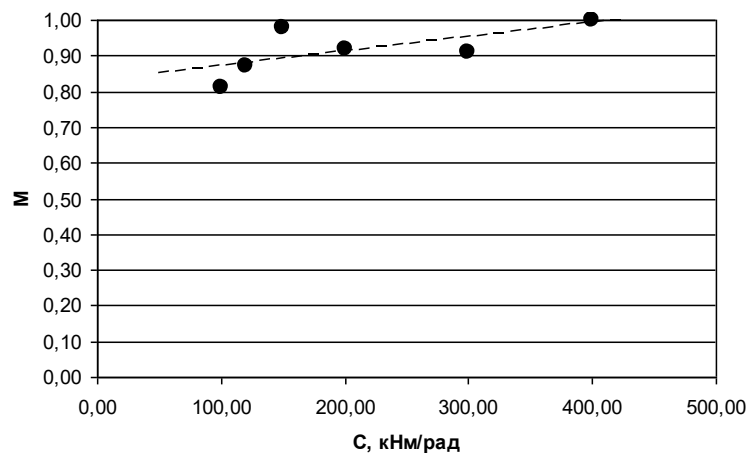


Рисунок 3.18 – Зависимость относительного экстремального динамического момента от крутильной жесткости валопроводов в рассматриваемом диапазоне жесткостей, по результатам моделирования

Как видно из рис. 3.17, если при жесткости валопроводов, близких к нижнему пределу, максимальные величины крутящего момента в приводе обусловлены совпадением одной из гармоник возмущения с частотой собственных колебаний привода, о чем свидетельствует снижение динамической составляющей крутящего момента на скоростях, выше резонансной, то при жесткостях, близких к верхнему пределу, зависимость

максимумов динамического момента от скорости приближается к линейной и обусловлена прохождением угла перелома в стыке.

Со снижением жесткости валопроводов привода, динамические нагрузки при прохождении отдельного стыка снижаются, однако возрастает роль накопления энергии колебаний в системе за счет повторного прохождения стыковых неровностей. В результате, как видно из рис. 3.18, при значительном (в 4 раза) изменении жесткости валопроводов тягового привода максимальные величины динамического момента меняются менее чем на 20%, что дает основания считать гипотезу о консервативности исследуемого параметра в интересующем диапазоне параметров доказанной. В [53] автором дан прогноз, что для тепловоза 2ТЭ121 зона автомодельности будет находиться в пределах значений частоты собственных колебаний тягового привода по низшей форме от 3 до 10...12 Гц. Это позволило в [53] рекомендовать выбрать конструктивный вариант с жестким зубчатым колесом, что позволило снизить касательные напряжения в оси локомотива при боксовании до уровня допустимых.

Также был сделан вывод о допустимости использования варианта привода, в котором крутильную податливость создает только торсион в полом валау ТЭД. Сделанные автором практические рекомендации впоследствии подтвердились при эксплуатации тепловоза 2ТЭ121, электровозов ЭП1 и ДС3.

Положения данного раздела ранее были изложены автором в [54,19].

3.4. Оценка динамической нагруженности механической части тягового привода локомотива на участке пути большой протяженности

В практике зарубежных фирм при исследовании динамики механической части тягового привода локомотива все больше находят применение методы математического моделирования и испытаний на специально оборудованных полигонах, при этом обычно не рассматриваются зависимости свойств привода от длины участка пути. Фактически

моделирование или полигонные испытания осуществляются для участка определенной конструкции небольшой протяженности (1-10 км.), однородном по своему состоянию. Отсюда возникают две проблемы: проблема возможности распространять выводы, полученные в ходе таких исследований, на явления, происходящие в механической части тягового привода при эксплуатации на участках пути большой протяженности, и проблема повышения эффективности натурных испытаний в случаях, когда последние нельзя заменить полигонными или моделированием.

Как показало сравнение результатов исследований тягового привода тепловоза 2ТЭ121 на участках Голутвин-Озеры Московской ж.д. (~1 км), Голувин-Ряжск-Отрожка Московской ж.д. (~100 км), и Воркута-Сосногорск (~1000 км.) [19], на участках пути протяженностью порядка 100 км. и выше может теряться корреляция между скоростью движения локомотива и реакцией динамической системы тягового привода (табл. 3.2).

Таблица 3.2.

Режим движения	Венец зубчатого колеса осевого редуктора	K_{MV}
Выбег	Упругий	0,74
	Жесткий	0,84
Под нагрузкой	Упругий	0,78
	Жесткий	0,86

Как видно из табл. 3.2, при движении тепловоза ТЭ121-003 по одному и тому же участку звеньевому пути протяженностью порядка 1 км на участке Голутвин-Озеры значения коэффициентов парной корреляции K_{MV} между абсолютным экстремумом реализации (далее - АЭР) динамического момента на входном валу осевого редуктора тягового привода тепловоза скоростью движения достаточно высоки. Это свидетельствует о росте виброскорости кинематического возмущения от пути пропорционально скорости движения. На участках протяженностью 100 км и выше - Голутвин-Ряжск, Воркута-Сивая Маска, Сивая Маска-Инта, Инта-Печора и Печора-Сосногорск значения коэффициентов парной корреляции K_{MV} снижаются, их оценка становится нестабильной (Табл. 3.3 и 3.4).

На участках большой протяженности АЭР динамического момента слабо коррелируется и с другими параметрами, характеризующими внешнее возмущение: АЭР вертикального ускорения осевого редуктора над осью колесной пары (коэффициенты K_{MW} , $K_{MWabс}$) и вертикального перемещения буксы относительно рамы тележки (коэффициент K_{MZ}) при движении по различным видам неровностей пути (Табл. 3.5 и 3.6).

Как видно из рис. 3.19, АЭР модуля динамического момента в валопроводах тягового привода тепловоза 2ТЭ121 движении в режиме выбега и тяги для участка Голутвин-Озеры, на одном и том же пути протяженностью порядка 1 км. меняется практически пропорционально скорости движения.

Таблица 3.3.

Характеристика пути	Режим движения	Венец зубчатого колеса	K_{MV}	
			Голутвин- Ряжск	Ряжск- Голутвин
Вставки бесстыкового пути	Выбег	Упругий	0,51	0,45
		Жесткий	0,51	0,48
	Под нагрузкой	Упругий	0,32	0,36
		Жесткий	0,18	0,18
Стрелки	Выбег	Упругий	0,64	0,77
		Жесткий	0,44	0,64
	Под нагрузкой	Упругий	0,73	0,6
		Жесткий	0,57	0,49
Межстыковые участки	Выбег	Упругий	0,26	0,3
		Жесткий	0,16	0,57
	Под нагрузкой	Упругий	0,69	0,73
		Жесткий	0,49	0,48

Таблица 3.4.

Участок пути	Режим движения	K_{mv}
Воркута-Сивая Маска	Выбег	0,016
	Под нагрузкой	0,432
Сивая Маска-Инта	Выбег	0,325
	Под нагрузкой	0,326
Инта-Печора	Выбег	0,037
	Под нагрузкой	0,481
Печора-Сосногорск	Выбег	0,569
	Под нагрузкой	0,551

Однако при движении по различным видам неровностей пути (вставки бесстыкового пути, стрелки, межстыковые участки пути) участка протяженностью порядка 100 км Голутвин-Ряжск, указанная пропорциональность в диапазоне скоростей 20-100 км/ч практически исчезает (рис. 3.20). Наблюдаемое явление объясняется тем, что на реальном пути движение без ограничений скорости производится на участках, находящихся в хорошем состоянии; при ухудшении состояния пути в ходе эксплуатации на этих участках вводятся ограничения скорости и высокие нагрузки чаще встречаются при замерах на меньших скоростях, если эти замеры производятся при скоростях движения состава, соответствующих реальному графику, поскольку на этих участках неровности пути выше.

Таблица 3.5

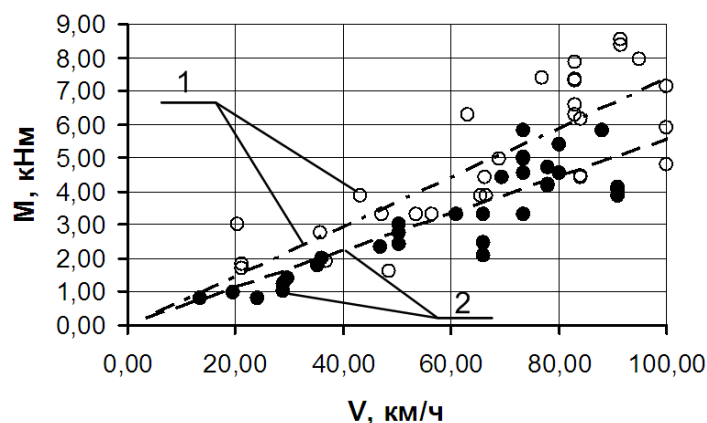
Участок пути	Характер пути	V, км/ч	Режим движения	Венец з.к.	K_{mw}
Голутвин-Озеры	Стыковой	90	Выбег	Упругий	0,61
			Под нагр.	Упругий	0,48
Голутвин-Ряжск	Стыковой	60	Под нагр.	Упругий	0.2
				Жесткий	0.53
	Вставки бесстыкового пути	80	Выбег	Упругий	0.31
				Жесткий	0.14
			Под нагр.	Упругий	0.21
				Жесткий	0.83
	Стрелки	60	Выбег	Упругий	0.17
				Жесткий	0.41
Ряжск-Отрожка	Стрелки	40	Выбег	Упругий	0.11
			Под нагр.	Упругий	0.24

Таблица 3.6

Участок пути	Режим движения	K_{MZ}	$K_{MW_{абс}}$
Ряжск-Голутвин	Выбег	0,404	0,56
	Под нагр.	0,363	0,63
Воркута-Сивая Маска	Выбег	0,139	0,378
	Под нагр.	0,139	0,011
Печора-Сосногорск	Выбег	0,822	0,707
	Под нагр.	0,629	0,802

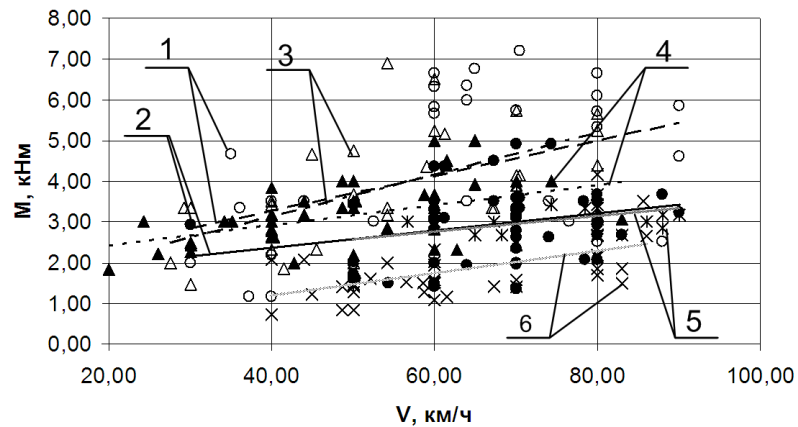
Та же самая картина наблюдалась для звеньев пути участка Воркута-Сосногорск (рис. 3.21).

В случаях, когда необходимо получить количественные статистические оценки нагруженности узлов и деталей привода, в частности, для прогнозирования их надежности, методика моделирования должна учитывать возможные изменения свойств пути на протяжении плеч будущей эксплуатации. В связи с этим, для решения проблемы получения статистических оценок динамической нагруженности механической системы тягового привода локомотива с осевым редуктором, автором настоящей диссертации были проведены исследования тепловоза 2ТЭ121 №011 с приводом данного типа на участке Воркута-Печора-Сосногорск в условиях рядовой эксплуатации, при обслуживании грузовых поездов средней массой 5554 т. [53].



1 – на выбеге, 2 – под нагрузкой

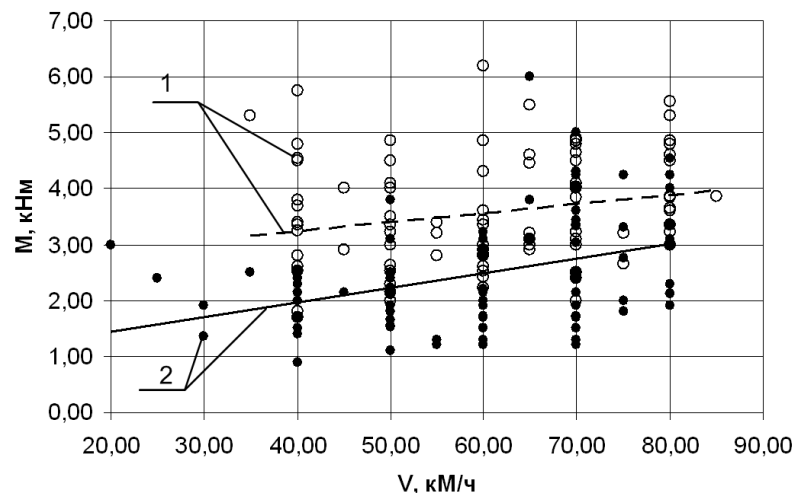
Рисунок 3.19 – АЭР модуля динамического момента в валопроводах тягового привода тепловоза 2ТЭ121. Участок Голутвин-Озеры



1,2 – рельсовые вставки, выбег и тяга; 3,4 – стрелки, выбег и тяга; 5, 6 – бесстыковой путь, выбег и тяга

Рисунок 3.20 – АЭР модуля динамического момента в валопроводах тягового привода тепловоза 2ТЭ121. Участок Голутвин-Рязжск

Замеры проводились согласно методике, описанной в [19], для схематизации процесса был выбран метод учета одного экстремума между двумя точками пересечения среднего уровня, что несколько ужесточало режимы нагрузений при испытаниях элементов резинокордной упругой муфты, надежность которой вызывала наибольшие вопросы на момент проведения исследований.

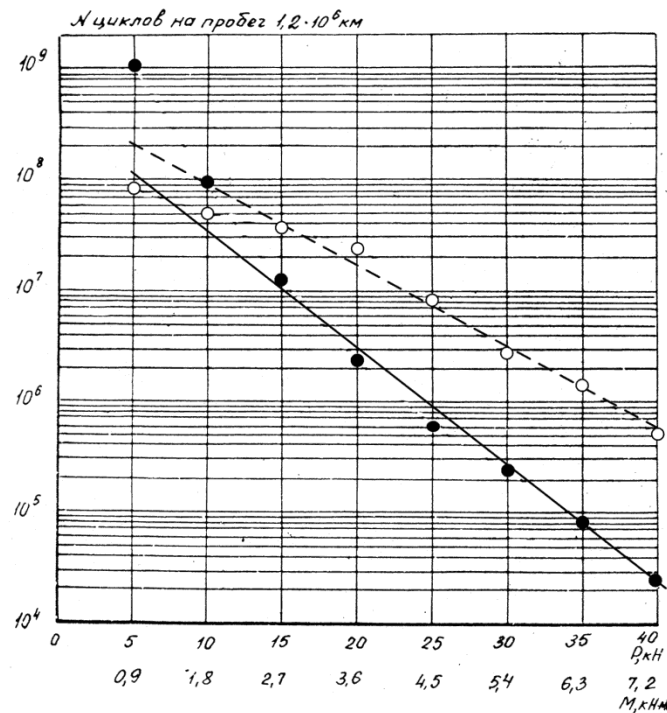


1 – выбег; 2 – тяга и электродинамическое торможение

Рисунок 3.21 – АЭР модуля динамического момента в валопроводах тягового привода тепловоза 2ТЭ121. Участок Воркута-Сосногорск

Обобщенные гистограммы динамических параметров привода строились по методике, изложенной в [53].

Как видно из гистограмм (рис. 3.22 – 3.24) уровень динамического момента в валопроводах привода для одинаковых классов повторяемости для стыковых участков пути Голутвин – Рязск в среднем в 1,58 раза выше, чем для стыкового участка Воркута – Сосногорск. Различие в уровнях вертикальных ускорений и, в особенности, уровней вертикальных перемещений буксы для одинаковых классов повторяемости существенно ниже, чем для динамического момента. При этом для одного и того же участка различие в уровнях вертикальных ускорений для приводов разных классов, но имеющих близкую величину необрессоренной массы, минимально.



- – участок Воркута-Печора-Сосногорск Северной ж.д., ○ – участок Голутвин – Рязск Московской ж.д.

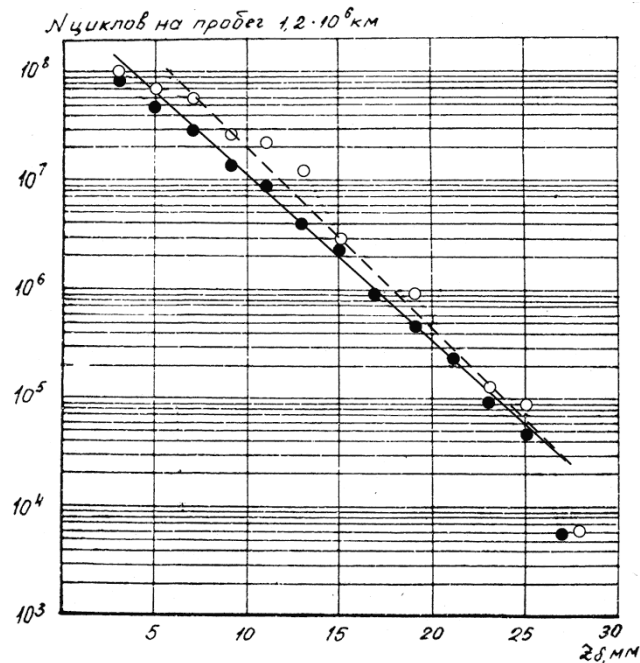
Рисунок 3.22 – Обобщенная гистограмма динамического момента в валопроводах тягового привода

Как отмечено в [53], различия статистических оценок нагруженности тягового привода на участках Воркута-Сосногорск и Голутвин – Рязск объясняется тем, что стыковой путь на участке Голутвин-Рязск в данном случае в значительной мере представлен вставками бесстыкового пути в условиях интенсивного движения электровозов постоянного тока с большой

необрессоренной массой (ВЛ8, ВЛ10), в то время как участок Воркута-Сосногорск представлен главным образом перегонными стыковыми путями и имел во время опыта только тепловозную тягу.

Участок Голутвин-Ряжск можно считать более тяжелым с точки зрения нагруженности валопроводов опорно-рамного привода с осевым редуктором.

Вид полученных гистограмм позволяет предположить, что распределение амплитуд для каждого из параметров подчиняется закону, близкому к экспоненциальному.



● – участок Воркута-Сосногорск, ○ – участок Голутвин-Ряжск

Рисунок 3.23 – Обобщенная гистограмма амплитуд вертикальных перемещений буксы колесной пары относительно рамы тележки тепловоза

При обработке обобщенных гистограмм по методу наименьших квадратов были получены следующие выражения:

- для динамических усилий на участке Воркута-Сосногорск:

$$N = 8,665 \cdot 10^8 e^{-0,272 \cdot P} \quad (3.4)$$

- то же, стыковые участки пути Голутвин-Ряжск:

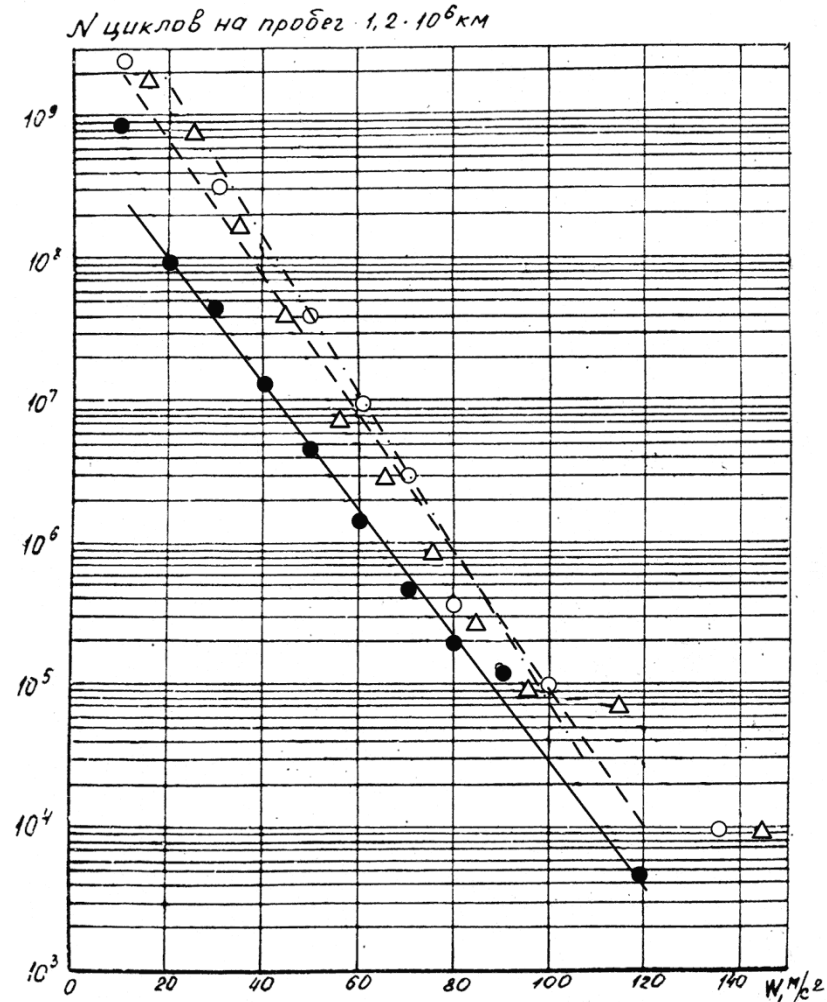
$$N = 2,409 \cdot 10^8 e^{-0,149 \cdot P} \quad (3.5)$$

- для вертикальных перемещений букс на участке Воркута-Сосногорск:

$$N = 2,856 \cdot 10^8 e^{-0,339 Z_6} \quad (3.6)$$

- то же, стыковые участки пути Голутвин-Ряжск:

$$N = 4,390 \cdot 10^8 e^{-0,333 \cdot Z_6} \quad (3.7)$$



- – осевой редуктор тепловоза 2ТЭ121 над осью колесной пары, Воркута – Сосногорск;
- – то же, Голутвин-Ряжск; Δ – остов ТЭД тепловоза 2ТЭ10Л, Голутвин – Ряжск

Рисунок 3.24 – Пример обобщенной гистограммы вертикальных ускорений необрессоренных масс

- для вертикальных ускорений тягового редуктора над осью колесной пары на участке Воркута – Сосногорск:

$$N = 6,149 \cdot 10^8 e^{-0,097W} \quad (3.8)$$

- то же, стыковые участки пути Голутвин-Ряжск:

$$N = 1,606 \cdot 10^{10} e^{-0,125W} \quad (3.9)$$

- для вертикальных ускорений ТЭД тепловоза 2ТЭ10Л над осью колесной пары на участке Голутвин-Ряжск:

$$N = 2,577 \cdot 10^9 e^{-0,098W} \quad (3.10)$$

Расхождения с аппроксимирующей зависимостью в основном отмечаются для амплитуд параметров величиной менее 20% от максимальных, которые мало сказываются на долговечности исследуемых деталей привода, и амплитуд с повторяемостью менее 10^5 на 1,2 млн. км, пробега, т.е. тех которые встречаются менее 1 раза на 10 км. пути. (что объясняется небольшим объемом выборки для столь редких нагрузок).

Полученные автором настоящей диссертации результаты исследований динамической нагруженности тягового привода локомотива с осевым редуктором были использованы при проведении во ВНИКТИ полнокомплектных испытаний тягового привода тепловоза 2ТЭ121 [60] и резинокордной муфты электровоза ЭП1 [61]. Положения данного раздела ранее были изложены автором в [53,19].

3.5. Динамическая нагруженность узлов механической части тягового привода локомотива при возникновении автоколебаний в режиме боксования

Внедрение бесколлекторных ТЭД требует дальнейших исследований автоколебательных режимов при боксовании, поскольку последнее возникает при реализации более высоких тяговых усилий. В частности, недостаточно изучено влияние внешней возмущающей силы на процесс автоколебаний.

Как показали результаты экспериментальных исследований [15], в реальной системе индивидуального тягового привода современного локомотива возможно преимущественно возникновение двух форм автоколебаний: автоколебания колесной пары локомотива, при которых колеса движутся в противофазе, и автоколебания тягового привода, под которыми подразумеваются автоколебания колесной пары, как единого

целого, на упругой связи колесной пары и ротора ТЭД. В качестве возмущающей силы при движении локомотива в основном выступают колебания тягового момента при прохождении неровностей пути, частота которых лежит обычно в диапазоне 3-10 Гц. Для автоколебаний колесной пары, частота которых лежит в пределах 50-100 Гц, такие внешние возмущения представляют собой квазистатические изменения тягового момента, в связи с чем практический интерес для исследований влияния возмущающего момента в тяговом приводе на процесс автоколебаний представляют автоколебания тягового привода. Это дает основания использовать для анализа автоколебаний модель в виде двухмассовой системы.

Рассмотрим двухмассовую систему, для которой J_1 - приведенный момент инерции ведущих частей тягового привода; J_2 - приведенный момент инерции ведомых масс привода; C_{12} - приведенная жесткость общего валопровода. Моменты $M_{дв}$ и $M_{тр}$ представляют собой движущий момент ТЭД и момент сил сопротивления (сцепления) между колесной парой и рельсом.

Зависимость $M_{дв}$ от скорости вращения вала обычно принимают линейной [72] и аналитически записывают в виде:

$$M_{дв} = M_o - k\dot{\phi}_1 \quad (3.11)$$

где k – тангенс угла наклона механической характеристики. Помимо этого, на валу асинхронного двигателя имеет место пульсирующая составляющая момента, которая представляется в виде:

$$M_{\Pi} = M_1 \sin pt \quad (3.12)$$

где M_1 – амплитудное значение пульсирующей составляющей момента;

$p = 6f_1$ – частота возмущающего (пульсирующего) момента;

f_1 – частота питающего АД напряжения.

Таким образом, окончательно выражение для вращающего момента может быть записано:

$$M_{\text{дв}} = M_0 - k\dot{\varphi}_1 + M \sin pt \quad (3.13)$$

Зависимость $M_{\text{тр}}$ от скорости скольжения колеса по рельсу принимается криволинейной [72] и записывается в виде:

$$M_{\text{тр}} = A\dot{\varphi}_2^3 - B\dot{\varphi}_2 + C \operatorname{sign} \dot{\varphi}_2 \quad (3.14)$$

где A, B, C – коэффициенты, учитывающие форму кривой сил сопротивления.

С учетом выражений (3.11-3.14) уравнения движения для двухмассовой системы могут быть записаны в виде:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_0 - k\dot{\varphi}_1 + M \sin pt \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) = B\dot{\varphi}_2 - A\dot{\varphi}_2^3 - C \operatorname{sign} \dot{\varphi}_2 \end{cases} \quad (3.15)$$

Если частота возмущений силы p близка к частоте автоколебаний

$$\omega = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1} + \frac{C_{12}}{J_2}}, \text{ в системе возможны два режима движения: периодический}$$

режим захватывания, когда автоколебания системы полностью синхронизированы (захвачены) частотой внешнего воздействия и так называемый «бигармонический» режим, при котором в системе наряду с вынужденными колебаниями частоты возмущающей силы существуют еще и отличные от них по частоте автоколебания. В работах [73-75] показано, что эффект захватывания возможен при произвольно малой амплитуде возмущающей силы.

Для систем с одной степенью свободы иногда удается явно находить интервал частот $p_1 < p < p_2$, в котором наблюдается периодический режим захватывания. Для систем с двумя и более степенями свободы такой интервал, как правило, можно найти лишь приближенно с использованием вычислительной техники. В работе [72] показано, что автоколебательная система «колесо-рельс» может быть принята слаболинейной. При таком допущении для решения системы дифференциальных уравнений могут применяться асимптотические методы.

Исследования процесса синхронизации фрикционных автоколебаний с частотой внешней возмущающей силы проводилось методом медленно

меняющихся коэффициентов [76, 77]. В основе этого метода лежит гипотеза о наличии порождающего решения, за которое берется решение системы при равенстве нулю коэффициента при нелинейной функции. Впервые для исследования нелинейных уравнений этот метод применил Ван-дер-Поль [73]. Также этот метод получил развитие в работах [77-79].

При исследовании процесса методом медленно меняющихся коэффициентов система (3.15) была приведена к виду:

$$\begin{cases} \psi'_{10} = \alpha_{10} - \varepsilon_{11}\psi_{10} - \alpha_{11}\psi_{10}^3 - \beta_{11}\psi_{10}(a^2 + b^2) - \omega A_0; \\ a' = \varepsilon_{22}a - \xi_1 b - \alpha_{21}\psi_{10}^2 a - \alpha_{22}a(a^2 + b^2) + \omega B_1; \\ b' = -\alpha_{30} + \varepsilon_{22}b + \xi_1 a - \alpha_{21}\psi_{10}^2 b - \alpha_{22}b(a^2 + b^2) - \omega A_1. \end{cases} \quad (3.16)$$

Данную систему можно использовать для определения автоколебаний и проверки их устойчивости. Для этого достаточно положить в системе (3.16) $a = 0$, $\xi_1 = 0$, $\alpha_{30} = 0$, $b > 0$.

В итоге получим систему:

$$\begin{cases} \psi'_{10} = \alpha_{10} - \varepsilon_{11}\psi_{10} - \alpha_{11}\psi_{10}^3 - \beta_{11}\psi_{10}b^2 - \omega A_0; \\ b' = \varepsilon_{22}b - \alpha_{21}\psi_{10}^2 b - \alpha_{22}b^3 - \omega A_1, \end{cases} \quad (3.17)$$

В ходе дальнейшего исследования было выяснено, что для определения зоны захватывания фрикционных автоколебаний частотой возмущающей силы необходимо решить систему (3.17) и определить устойчивость автоколебаний, затем решать систему (3.16) и выяснить устойчиво ли решение. Если решение устойчиво, то имеет место захватывание, если нет – то имеется бигармонический режим (режим биений).

Для исследования бигармонического режима (процесса биений) в автоколебательной системе в качестве исходных данных принимается общее решение системы:

$$\begin{cases} \varphi_1'' + m_1(\varphi_1 - \varphi_2) = \bar{M} \sin \tau; \\ \varphi_2'' + m_2(\varphi_2 - \varphi_1) = 0, \end{cases}$$

которое имеет вид:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_{10} + \psi_{10}\tau + A_1 \sin \tau + a \sin(\nu\tau + \theta); \\ \varphi_2 = \varphi_{10} + \psi_{10}\tau + A_2 \sin \tau - \frac{J_1}{J_2} a \sin(\nu\tau + \theta), \end{cases} \quad (3.18)$$

где

$$\nu = \sqrt{m_1 + m_2} = \frac{\omega}{p};$$

$$A_1 = \frac{(1 - m_2)\bar{M}}{m_1 + m_2 - 1}; \quad A_2 = \frac{m_2\bar{M}}{m_1 + m_2 - 1};$$

$\varphi_{10}, \psi_{10}, a, \theta$ - произвольные постоянные.

Будем искать приближенное решение системы (3.16) в виде:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_{10} + \psi_{10}\tau + A_1 \sin \tau + a \sin(\nu\tau + \theta); \\ \varphi_2 = \varphi_{10} + \alpha + \psi_{10}\tau + A_2 \sin \tau + \left(b - \frac{\pi}{J_2} a\right) \sin(\nu\tau + \theta + \beta), \end{cases} \quad (3.19)$$

где φ_{10} - произвольная постоянная;

ψ_{10}, a, θ - медленно меняющиеся функции времени, производные которых по времени первого порядка малости, а вторые производные – второго порядка малости; поправки на амплитуду - b и частоту - β медленно меняющиеся функции времени первого порядка малости, а производные от поправок по времени – второго порядка малости.

Вычисляем, сохраняя лишь члены первого порядка малости и, упрощая, получим следующие выражения для нахождения стационарных решений системы:

$$(a^\circ)^2 = \frac{\varepsilon_{21}}{\varepsilon_{23}} - \frac{\varepsilon_{22}}{\varepsilon_{23}} (\psi_{10}^\circ)^2$$

$$(\psi_{10}^\circ)^3 + d_1 \psi_{10}^\circ - d_0 = 0$$

Далее исследуем устойчивость бигармонического режима стандартным методом. Для определения режимов стационарных колебаний необходимо решить систему уравнений (3.16) относительно ψ_{10}, a, b .

Представим первое уравнение системы (3.16) в виде двух функций:

$$D = \alpha_{10} - \varepsilon_{11}\psi_{10} - \alpha_{11}\psi_{10}^3,$$

$$F(T) = \beta_{11}\psi_{10}T^2 + \omega A_0.$$

где $T = a^2 + b^2$

$$\begin{cases} 1, & \text{если } 0 \leq T < \frac{J_2}{J_1}\psi_{10}; \\ \frac{2}{\pi} \arcsin\left(\frac{J_2\psi_{10}}{J_1 T}\right), & \text{если } T > \frac{J_2}{J_1}\psi_{10} \end{cases} \quad (3.20)$$

При фиксированном ψ_{10} , функция D будет постоянной величиной и функция $F(T)$ будет функцией одной переменной T . Анализируя эти зависимости, рассматриваем два случая: 1. $F(T_{кр}) > \omega$, 2. $F(T_{кр}) < \omega$

В первом случае график функции $F(T)$ имеет вид, представленный на рисунке 3.25, во втором случае – на рисунке 3.26.

Решаем первое уравнение системы (3.16) при фиксированном ψ_{10} относительно $T = a^2 + b^2$. Подставляя найденное значение T в оставшиеся два уравнения системы (3.16), определяем значения a и b , а затем и величину $\Delta = T - (a^2 + b^2)$.

Если для двух близких значений ψ_{10} величина Δ меняет знак, то значит в этом случае мы имеем решение всей системы (3.16).

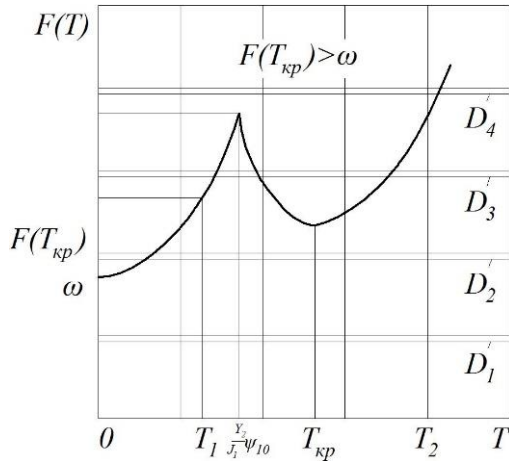


Рисунок 3.25 – График функции $F(T)$

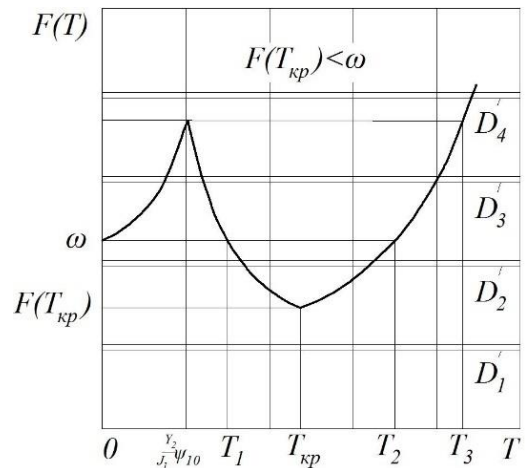
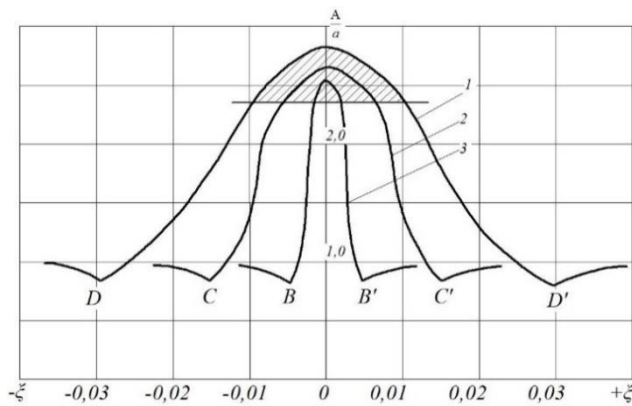


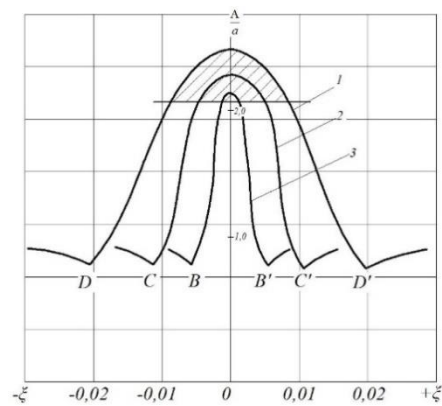
Рисунок 3.26 – График функции $F(T)$

В качестве примеров на рисунках 3.27-3.31 приведены графики относительной амплитуды колебаний $\frac{A}{a}$ в зависимости от величины расстройки ξ (A – амплитуда колебаний при действии гармонического возмущения, a – амплитуда фрикционных автоколебаний, ξ – величина, определяющая близость частоты фрикционных автоколебаний к частоте гармонического возмущения) [55, 58, 70].



1- $M=0,28M_0$, 2- $M=0,16M_0$, 3- $M=0,05M_0$,
 $K=58 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}$, $J_1/J_2=1,8$;
 $C_{12}=0,25 \cdot 10^7 \text{ Нм/рад}$

Рисунок 3.27 – Графики зависимости относительной амплитуды колебаний A/a в зависимости от расстройки ξ



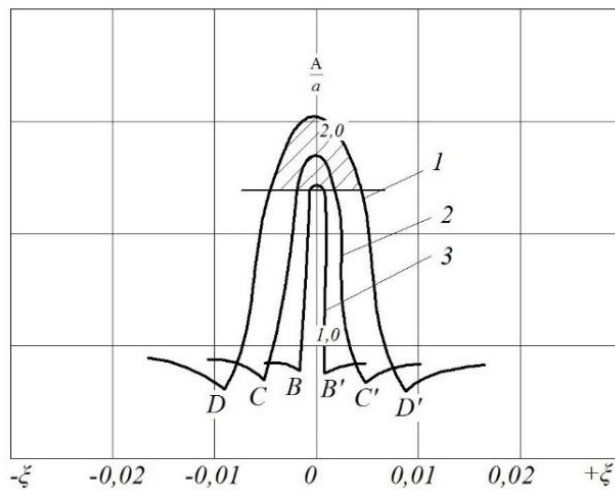
1- $M=0,28M_0$, 2- $M=0,16M_0$, 3- $M=0,05M_0$,
 $K=68 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}$, $J_1/J_2=1,8$;
 $C_{12}=0,25 \cdot 10^7 \text{ Нм/рад}$

Рисунок 3.28 – Графики зависимости относительной амплитуды колебаний A/a в зависимости от расстройки ξ

На графиках точками $B-B'$, $C-C'$, $D-D'$ обозначены переходы из области синхронизации автоколебаний в область бигармонического режима (режима биений). Заштрихованные области на графиках показывают зоны, где амплитуда скорости скольжения превосходит среднюю скорость скольжения $\dot{\psi}_2$ и может переходить в область отрицательных значений.

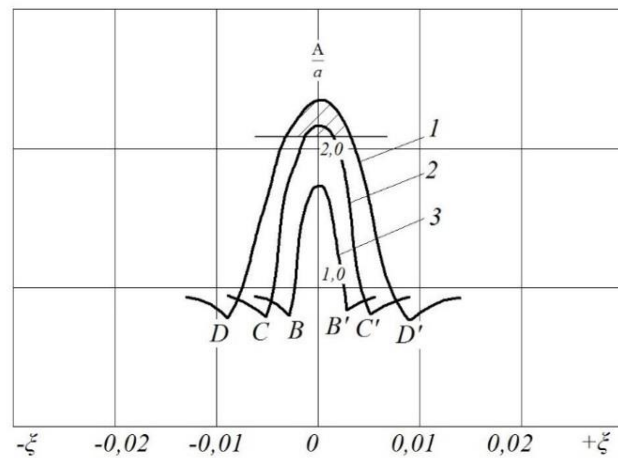
Как показывают экспериментальные исследования тяговых приводов различных конструкций, с диаметром колеса от 510 до 1250 мм, частота автоколебаний привода в наибольшем числе случаев приходится на диапазон 12...14 Гц, что обусловлено конструктивными особенностями привода и экипажной части локомотива. Например, на основе данных отчетов ВНИКТИ,

частота автоколебаний тягового привода локомотивов 2ТЭ10Л – 8,2...13 Гц, 2ТЭ121 – 12,5...13 Гц, ЧС200 – 13 Гц.



1- $M=0,28M_0$, 2- $M=0,16M_0$, 3- $M=0,05M_0$,
 $K=68 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}$, $J_1/J_2=2,1$;
 $C_{12}=0,25 \cdot 10^7 \text{ Нм/рад}$

Рисунок 3.29 – Графики зависимости относительной амплитуды колебаний A/a в зависимости от расстройки ξ



1- $M=0,28M_0$, 2- $M=0,16M_0$, 3- $M=0,05M_0$,
 $K=68 \cdot 10^3 \text{ Нм/рад}$, $J_1/J_2=1,8$;
 $C_{12}=0,5 \cdot 10^7 \text{ Нм/рад}$

Рисунок 3.30 – Графики зависимости относительной амплитуды колебаний A/a в зависимости от расстройки ξ

Частота динамического момента, возникающего в тяговом приводе от колебаний наддрессорного строения и периодических ударов при проезде неровностей, обычно находится в диапазоне 4...8 Гц, что указывает на принципиальную возможность синхронизации автоколебаний привода со второй - третьей гармоникой динамического момента в приводе.

Перейдем к рассмотрению возможностей снизить амплитуду автоколебаний тягового привода. В [80] показано, что напряжения в оси колесной пары локомотива при её автоколебаниях в режиме боксования могут быть существенно снижены за счет рассеяния энергии в тяговом приводе. Рассмотрим возможные способы использования для этого элементов самого привода.

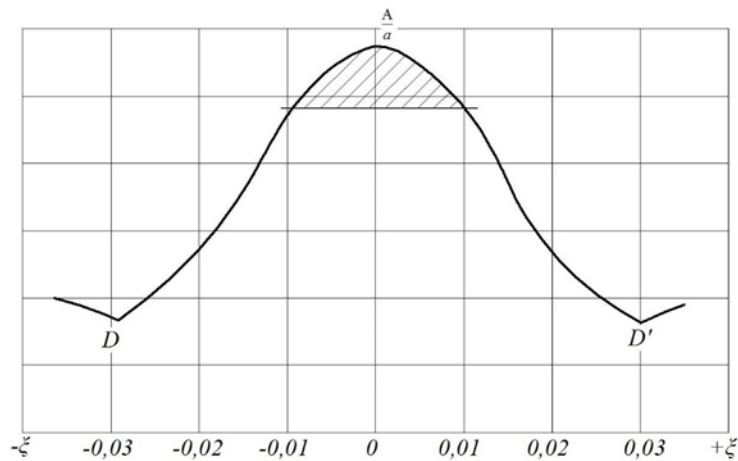


Рисунок 3.31 – График зависимости $A/a=f(\xi)$, рассчитанный с использованием аналитического метода

Как было указано в разделе 3.3., в варианте тягового привода тепловоза 2ТЭ121 с жестким зубчатым колесом напряжения в оси колесной пары удалось снизить до 85...90 МПа против 140...160 МПа в первоначальном варианте с упругим зубчатым колесом. Поскольку частота автоколебаний колесной пары при боксовании (49 Гц) была в несколько раз выше собственной частоты колебаний якоря ТЭД, то колебания якоря в приводе 2ТЭ121 не оказывали существенного влияния на динамические процессы в приводе, и наблюдаемый эффект можно объяснить только ударным гашением колебаний в приводе с жестким зубчатым колесом. Как правило [9,80], динамические свойства тягового привода с нелинейными упруго-диссипативными характеристиками оценивались на основании линеаризованных моделей, при этом считалось, что «наличие существенной нелинейности (произвольного вида) упругих элементов приводов не сказывается как-либо на изменении развития и стабилизации фрикционных автоколебаний» [9].

Для более узкой задачи анализа потерь энергии в виброударной системе, рассмотрим не сам процесс автоколебаний, а сопровождающие его импульсные взаимодействия звеньев системы. Как указано в [103], в симметричной двухмассовой динамической системе (рисунок 3.32) при одном соударении выделяется количество энергии T , равное:

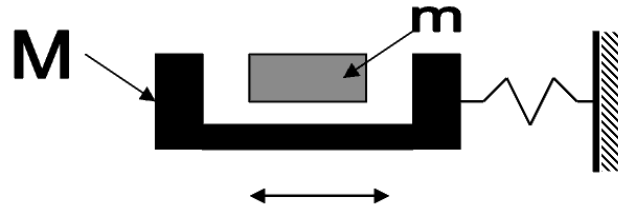


Рисунок 3.32 – Схема двухмассовой виброударной системы тягового привода

$$T = \frac{(1 - R^2)}{2} \cdot \frac{Mm}{M + m} \cdot V^2 \quad (3.21)$$

где: R – коэффициент восстановления при ударе;

M – масса деформируемого тела (колесного центра с зубчатым колесом);

m – масса гасителя (шестерни с фланцем или ротором ТЭД);

V – относительная скорость тел в момент соударения.

Для тягового привода тепловоза 2ТЭ121 в режиме боксования было обнаружено, что на корпусе тягового редуктора вблизи кронштейна подвески возникают интенсивные ускорения как с частотой основного тона автоколебаний колесной пары, так и с удвоенной частотой. Явление отмечено как для варианта с жестким, так и с упругим венцом зубчатого колеса осевого редуктора и оно свидетельствует о том, что за один цикл автоколебаний колесной пары в зубчатой передаче происходят два соударения зубьев. Жесткий венец зубчатого колеса непосредственно передает удары на ось, а упругий – ослабляет их и тем самым снижает эффективность ударного виброгашения. Поскольку жесткость связи ступицы зубчатого колеса редуктора с ближайшим колесным центром (для привода с цилиндрическими зубчатыми колесами) во много раз выше, чем с другим колесным центром, а момент инерции ведомого зубчатого колеса не превышает 20..25% от момента инерции колесного центра, то, в первом приближении, формулу (3.21) применительно к случаю тягового привода тепловоза 2ТЭ121, можно записать следующим образом:

$$T = \frac{(1-R^2)}{2} \cdot \frac{J_k J_b}{J_k + J_b} V^2 \quad (3.22)$$

где: J_k – момент инерции колесного центра;

J_b – момент инерции ведущей шестерни и входного вала с полумуфтой, приведенный к оси колесной пары.

Потеря энергии за цикл колебаний (т.е. при двух ударах) составит:

$$T_c = (1-R^2) \cdot \frac{J_k J_b}{J_k + J_b} V^2 \quad (3.23)$$

Максимальная потенциальная энергия, запасенная в динамической системе колесной пары во время боксования

$$E_p = \frac{M_d \varphi_a}{2} \quad (3.24)$$

где M_d – динамический вращающий момент в оси;

φ_a – амплитуда колебаний колесной пары.

Результаты экспериментальных исследований [9,15,54,80,82-84] не выявили существенного влияния места расположения зубчатого колеса на расположение узла колебаний, поскольку момент инерции масс колеса колесной пары в несколько раз выше момента инерции масс зубчатого колеса (для тепловоза 2ТЭ121 – в 5 раз [54]). Это дает основание допустить, что колебательная система колесной пары представляет собой симметричную двухмассовую систему с узлом колебаний в середине оси, для которой

$$M_d = \varphi_a \cdot 2C \quad (3.25)$$

где C – жесткость оси колесной пары.

Согласно [80] принимаем:

$$\varphi_a = \frac{2V_s}{D\omega} \quad (3.26)$$

где: V_s – скорость скольжения;

D – диаметр колесного центра;

ω – круговая частота.

Подставив (3.25) и (3.26) в (3.24), получим:

$$E_p = 4C \left(\frac{V_s}{D\omega} \right)^2 \quad (3.27)$$

При этом

$$\omega \approx \sqrt{\frac{2C}{J_k}} \quad (3.28)$$

Отсюда

$$E_p = \frac{2J_k}{D} V_s^2 \quad (3.29)$$

Эффективность виброгашения можно оценить через условный параметр, представляющий собой отношение энергии, теряемой за цикл, к максимально возможной энергии, запасаемой в системе при отсутствии демпфирования:

$$K_b = \frac{T}{E_p} = (1 - R^2) \frac{D}{2} \left(\frac{V}{V_s} \right)^2 \frac{J_b}{J_k + J_b} \quad (3.30)$$

Практическая ценность параметра K_b состоит в определении с его помощью конструктивных мероприятий, которые позволят в процессе доводочных испытаний снизить напряжения в оси при боксовании.

Для конкретного привода при достижении критической скорости скольжения в установившемся режиме $V/V_s = \text{const}$, вследствие чего можно принять

$$(1 - R^2) \frac{D}{2} \left(\frac{V}{V_s} \right)^2 = C_k \quad (3.31)$$

где C_k – постоянная, зависящая от конструктивных параметров привода.

Тогда:

$$K_b = C_k \frac{J_b}{J_k + J_b} \quad (3.32)$$

Виброударный режим наступает при выполнении условия:

$$M_i \geq M_t \quad (3.33)$$

где M_i – приведенный к оси колесной пары момент от инерции полумуфты при угловом ускорении $\ddot{\varphi}_a$;

M_t – приведенный к оси колесной пары тяговый момент двигателя.

Поскольку угловое ускорение $\ddot{\varphi}_a = \omega \dot{\varphi}_a = \frac{2\omega V_s}{D}$, а $M_i = \ddot{\varphi}_a J_b$, получаем,

что виброударный режим наступает при выполнении условия

$$V_s \geq \frac{M_t D}{2\omega J_b} \quad (3.34)$$

Таким образом, приведенный момент инерции фланца полумуфты определяет критическую скорость, при которой начинается виброударное рассеивание энергии автоколебаний.

Для повышения эффективности виброгашения и снижения динамических напряжений в оси колесной пары необходимо увеличивать соотношение $\frac{J_b}{J_k + J_b}$, что можно осуществить за счет увеличения момента инерции полумуфты на входном валу редуктора.

Для различных конструкций тягового привода с осевым редуктором и жесткой зубчатой передачей (включая опорно-осевой), отношение $\frac{J_b}{J_k + J_b}$ колеблется в широких пределах (таблица 3.7.).

Таблица 3.7.

Тип привода	2ТЭ121 с ЖЗК	ЭР22	ЧС4	2ТЭ10Л
$\frac{J_b}{J_k + J_b}$	0,25	0,13	0,04	0,8

В указанных конструкциях привода не было замечено массового выхода из строя колесных пар, в отличие, например, от промышленного электровоза 14КР1 [80], несмотря на возникновение режима боксования при трогании с места. Наличие жесткой зубчатой передачи в тяговом приводе, как правило, обеспечивает достаточно низкий уровень касательных

напряжений при крутильных автоколебаниях колесной пары без дополнительного увеличения момента инерции полумуфты на ведущем валу.

Известно, что массовое появление трещин в осях колес наблюдается при амплитуде переменных напряжений, равной 160 МПа [80]. В [107] рекомендуется для валов тягового привода принимать нижний предел запаса прочности равным 1,4...1,6, что позволяет принять в качестве предельных касательных напряжений в оси, определенных в процессе испытаний, 100...115 МПа. На узкоколейных тепловозах МД54 и ТУ6 касательные напряжения в оси при испытаниях достигали 115 МПа [80], и факт надежной работы осей этих локомотивов подтверждает правильность выбранных запасов прочности.

Упругие элементы в зубчатом колесе резко снижают эффективность ударного виброгашения. Установка упругого самоустанавливающегося зубчатого колеса (УСЗК) в тяговый привод тепловоза 2ТЭ116 с опорно-осевым приводом не вызвала массовых выходов из строя осей, экспериментально определенные касательные напряжения в оси при автоколебаниях не превышают 40...60 МПа. (Привод тепловоза 2ТЭ10Л с жестким ведомым зубчатым колесом - 30 МПа. [80]).

Для УСЗК тепловоза жесткостная характеристика при реализации усилий тяги, близких к предельных по сцеплению, является нелинейной [16], что может приводить к возникновению резонансных явлений на частотах, в несколько раз меньших, чем частота возбуждения. В ходе испытаний опорно-осевого тягового привода с упругим зубчатым колесом и резинометаллической траверсой [86], автоколебания колесной пары при боксовании с частотой $f_0=80...85$ Гц сопровождались интенсивными субгармоническими колебаниями двигателя на резинометаллической траверсе с частотой (19...20 Гц) $\sim f_0/4$, чего не наблюдалось при испытаниях тягового привода тепловоза 2ТЭ10Л и тепловозов с гидropередачей. Обнаруженное явление нельзя объяснить высшими гармониками автоколебаний тягового двигателя вокруг оси колесной пары, поскольку

характерные для такой формы автоколебаний колебания тока якоря с частотой 8...12 Гц в опыте отсутствовали. Появление субгармонических колебаний может быть вызвано только колебаниями в системе вращающихся масс. Это позволяет использовать в тяговом приводе с осевым редуктором ротор ТЭД или фланец полумуфты осевого редуктора в качестве резонансного демпфера (антивибратора), поскольку основная частота автоколебаний колесной пары в таких приводах обычно далека от частот собственных колебаний элементов привода. Субгармонические колебания могут возбуждаться в случае, если крутильная жесткость валопроводов опорно-рамного привода с осевым редуктором имеет существенно нелинейную характеристику, например в случае, когда ТЭД соединен с осевым редуктором через жесткую компенсирующую муфту (зубчатую, кулачковую, шарнирно-поводковую и т.п.), а крутильную податливость валопроводов обеспечивает упругое зубчатое колесо осевого редуктора с нелинейной характеристикой жесткости.

Если в рассматриваемом диапазоне частот колебаний тягового привода демпфирование в резиновом элементе слабо зависит от частоты, то потеря энергии за цикл колебаний составит:

$$T = C_r \sum_{i=1}^n \Delta_i \quad (3.35)$$

где: C_r - потеря энергии в резиновом элементе демпфера за цикл колебаний при амплитуде деформации, равной единице, определяемая экспериментально или расчетным путем;

i -номер гармоники колебаний;

Δ_i - амплитуда деформации резинового элемента при колебаниях на частоте $f_i = f_0/I$;

n - число рассматриваемых парциальных частот колебаний демпфирующей массы.

Эффективность гашения автоколебаний колесной пары при субгармоническом резонансе зависит от амплитуды относительной

деформации упругих резиновых элементов, величина которой при резонансном режиме работы демпфера может быть достаточно велика. Рост амплитуды деформаций в резиновых элементах привода при боксовании ведет к снижению их долговечности. С практической точки зрения наиболее удобным способом демпфирования с помощью конструктивных элементов привода следует считать ударное виброгашение в зубчатой передаче [18, 115, 116]. Использование инерционных масс привода в качестве антивибратора является целесообразным лишь в том случае, если упругое звено в валопроводах привода по конструктивным соображениям не может быть размещено иначе как между колесной парой и зубчатым колесом.

Эффективно решить проблему касательных напряжений в оси при автоколебаниях возможно путем внедрения конструкций тягового привода, интегрированных с системами, исключающих режим боксования за счет регулирования физического коэффициента сцепления путем воздействия на зону контакта колеса и рельса электрического тока и/или магнитного поля, и создания систем предупреждения боксования, прогнозирующих изменение физического коэффициента сцепления.

Положения данного раздела ранее были изложены автором в [58, 70, 104].

3.6. Выводы по разделу 3

3.6.1. Предложена система алгоритмов инженерного анализа, включающая в себя общий алгоритм инженерного анализа, алгоритмы схематизации объекта, создания системы допущений, выбора технологии анализа, жизненного цикла математической модели, построения методики эксперимента и препроектирования эксперимента.

3.6.2. Предложенные теоретические подходы опробованы при проведении практических исследований динамических свойств механической системы тягового привода локомотива. В результате решены следующие проблемы:

- проведена идентификация форм колебаний остова коллекторного ТЭД в опорно-осевом приводе тепловоза в сборе с колесной парой и тяговой передачей. Определены низшие формы колебаний, влияющие на нагруженность и надежность элементов магнитной системы ТЭД;

- выяснены причины консервативности динамических параметров механической системы тягового привода локомотива с осевым редуктором при воздействии возмущений от пути. Определена возможность применения метода базовой точки в процессе оптимизации параметров механической части тягового привода, позволяющего сократить время на проведение оптимизации;

- установлены ограничения возможности использования результатов математического моделирования и полигонных испытаний для прогнозирования надежности узлов и деталей тягового привода локомотива. Путем экспериментальных исследований определены статистические параметры, определяющие нагруженность механической части тягового привода локомотива с осевым редуктором;

- выявлена принципиальная возможность синхронизации автоколебаний привода со второй - третьей гармоникой динамического момента в приводе, определены способы снижения напряжений в оси колесной пары при боксовании за счет ударного рассеяния энергии автоколебаний в тяговой передаче и использования элементов привода в качестве антивибратора.

.

ГЛАВА 4. КЛАССИФИКАЦИЯ КАК ИНСТРУМЕНТ ПОИСКА НОВЫХ РЕШЕНИЙ УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ЛОКОМОТИВА

На основании общих методических принципов инновационики автором диссертации был создан ряд классификаций узлов экипажной части локомотива, а также способов улучшения эксплуатационных свойств локомотива и явлений при эксплуатации локомотива, относящихся к экипажной части, при этом созданные классификации были ориентированы на поиск новых технических решений.

4.1. Анализ существующих классификаций

Для определения метода классифицирования узлов экипажной части автором диссертации был проведен анализ структуры известных к настоящему времени классификаций тяговых приводов, в связи с тем, что для данного узла экипажной части к настоящему времени было предложено больше всего вариантов классификации. Для анализа использовались классификации, имеющие более одного уровня, результаты анализа приведены на рис. 4.1.

А.А. Шацилло в [5] определяет четыре группы только для приводов с опорно-рамным подвешиванием тягового электродвигателя (ТЭД), по признаку места расположения компенсирующих («подвижных» в [5]) элементов (рис. 4.1а). Еще одна группа определена для приводов с иными редко применяемыми конструктивными исполнениями, для каждой из групп приведены примеры конструкций. Таким образом, классификация по А.А. Шацилло имеет неявно определенный верхний уровень с разделением на приводы с опорно-рамным и опорно-осевым подвешиванием ТЭД.

Л.Н. Решетовым в [22] с целью соответствия названий групп приводов их физической сущности (рис. 4.1б), выделена одна группа осевых приводов, три группы рамно-осевых и две группы рамных, при этом фактически определено два уровня. На верхнем уровне группировка производится по

принципу, к каким массам тележки, обрессоренным или необрессоренным, относятся массы основных частей ТЭД и передачи, а на нижнем уровне конструкции группируют по особенностям геометрического расположения и параметров частей привода, определяющих конструктивную схему.

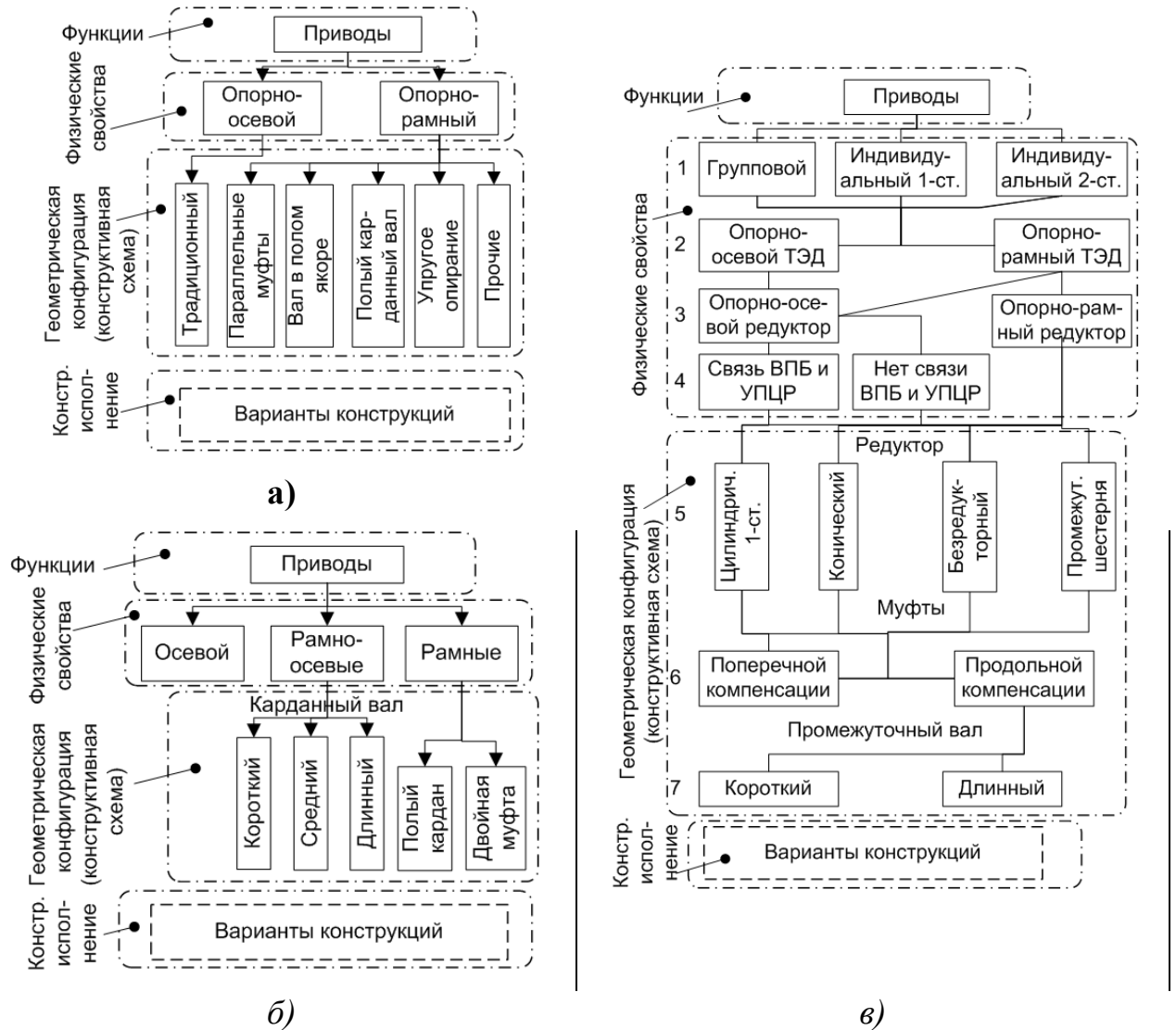


Рисунок 4.1 – Анализ структур классификаций тяговых приводов локомотивов по А.А. Шацилло (а), Л.Н. Решетову (б) и И.В. Бирюкову (в)

И.В. Бирюковым в [7] предпринята попытка определить признаки объединения в классы на основе строгих научных критериев, исходя из представления о динамическом совершенстве тягового привода, как условия обеспечения его надежности (рис. 4.1 в). В качестве признаков используются семь динамических критериев, из которых критерии 1-4 можно условно отнести к характеризующим физические явления в приводе (его динамику), а

для критериев 5-7 степень динамического совершенства конструкции обусловлена геометрической конфигурацией ее конструктивной схемы. Кроме того, в [7] приведены примеры технических решений тяговых приводов. Упрощенный вариант классификации И.В. Бирюкова (привод I класса - опорно - осевое подвешивание ТЭД и редуктора, привод II класса - опорно - рамное подвешивание ТЭД и опорно - осевое редуктора, привод III класса - опорно - рамное подвешивание и ТЭД и редуктора.) является в настоящее время наиболее часто применяемым.

Отнесение конструкции к генеральной совокупности тяговых приводов можно рассматривать, как уровень группировки, где отличительный признак определен на основе функционального назначения привода (преобразование энергии в тяговое усилие, обеспечение приемлемых динамических качеств экипажа в целом и т.п.). Таким образом, общей особенностью классификаций рис.4.1 является переход от общей функциональной схемы к группам, различающихся общностью физических явлений и свойств безотносительно к конструктивной схеме, затем производится разделение на подгруппы по признаку конструктивной схемы, и для низших уровней – по признаку сходства технических решений. Таким образом, автором было установлено, что данная последовательность этапов аналогична последовательности уровней принятия решения в предложенной автором матрице уровней средств управления (см. главу 2 настоящей диссертации), на основании чего автор диссертации принял указанную последовательность этапов в качестве основы для общего алгоритма типологизации узлов экипажной части локомотивов, показанного в виде схемы на рис. 4.2.

Процесс типологизации делится на четыре основных этапа. На первом этапе производится определение совокупности объектов, соответствующих делимому понятию и выбор признаков первого уровня, имеющих наибольшее практическое значение. На основе анализа потребностей (технических требований), определяются основных функции классифицируемого узла, как основной критерий отнесения к совокупности

классифицируемых узлов, а также выявляются проблемы, в основе которых лежат противоречия между требованиями к узлу и возможностями их реализации.

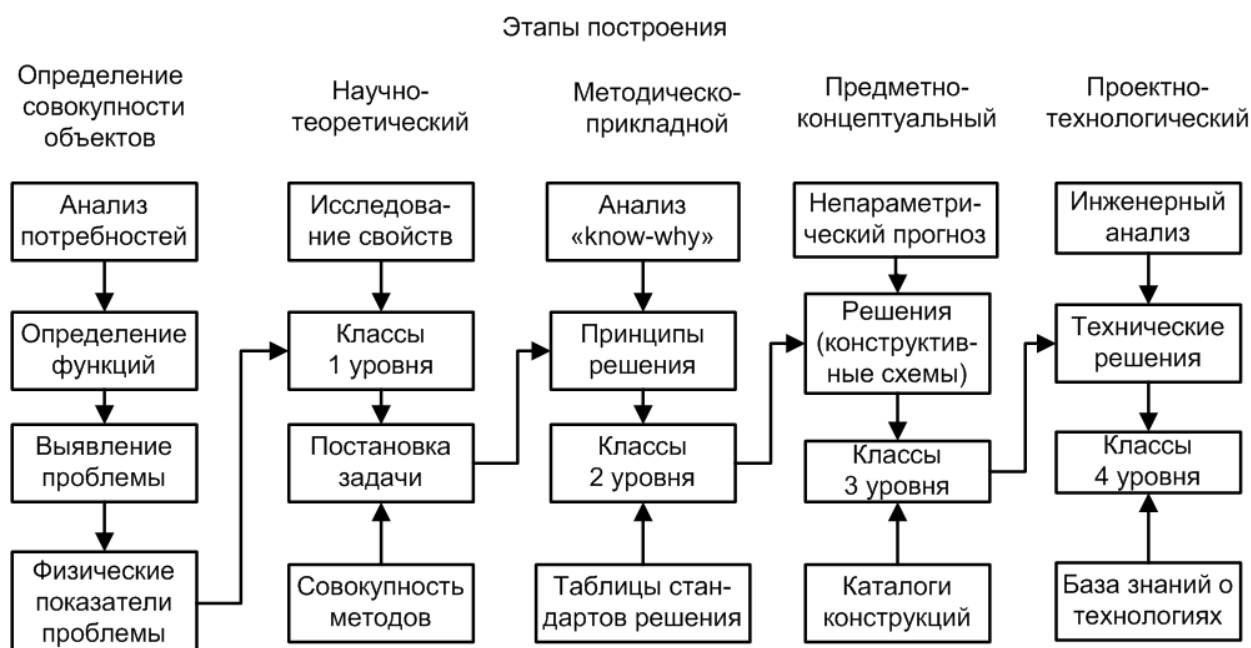


Рисунок 4.2 – Общий алгоритм типологизации узлов экипажной части локомотива

Из совокупности проблем выявляются наиболее приоритетные с точки зрения составителя, и для них производится поиск свойств узла, которые характеризуют состояние проблемы. На втором этапе (научно-теоретическом) на основе различия показателей решения приоритетных проблем узлов определяется число классов первого уровня, их характеристика и критерии отнесения к ним конструкций. На основании ранее полученных результатов исследований свойств узлов производится постановка задачи - конструктивно обеспечить свойства той или иной группы первого уровня. На третьем, методически – прикладном этапе по результатам анализа логики конструкторских решений (анализ «know why» [19]) производится поиск подходящих методов (принципов) решения задач, сформулированных на предыдущем этапе. Эти принципы используются в качестве критериев второго уровня. На четвертом этапе (предметно-концептуальном), 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. На пятом этапе (проектно-технологическом), результаты решения задачи проектирования на основе конструктивных схем, полученных на предыдущем уровне.

На основе данного общего алгоритма автором диссертации был создан ряд классификаций, приведенных ниже.

4.2. Алгоритмическая классификация тяговых приводов

На рис. 4.3. приведена классификация тяговых приводов в виде схемы алгоритма перехода от базовых динамических свойств привода в составе рельсового экипажа к конкретным конструкциям.

К совокупности объектов, соответствующих делимому понятию, предложено отнести механическую часть тягового привода, которая включает в себя в общем случае устройство преобразования энергии (ТЭД), устройство передачи энергии (тяговая передача), устройство создания тягового усилия (колесные пары) и устройства, обеспечивающие связь частей привода друг с другом и с экипажной частью.

На основе анализа [63] автором диссертации установлено, что признаки в виде конструктивных решений не определяют сами по себе динамические свойства привода, а подвеска ТЭД на оси или на раме тележки не определяет, относится ли данный узел к обрессоренным или необрессоренным массам, и не характеризует степень защиты этого узла от динамических нагрузок при прохождении неровностей пути. Так, при буксовом подвешивании с небольшим статическим прогибом (например, Меги), при подвешивании ТЭД на раме тележки динамические воздействия на него могут оказаться выше, чем при упругом подвешивании с опиранием на ось тележки. Кроме того, критерии динамического совершенства неоднозначны.

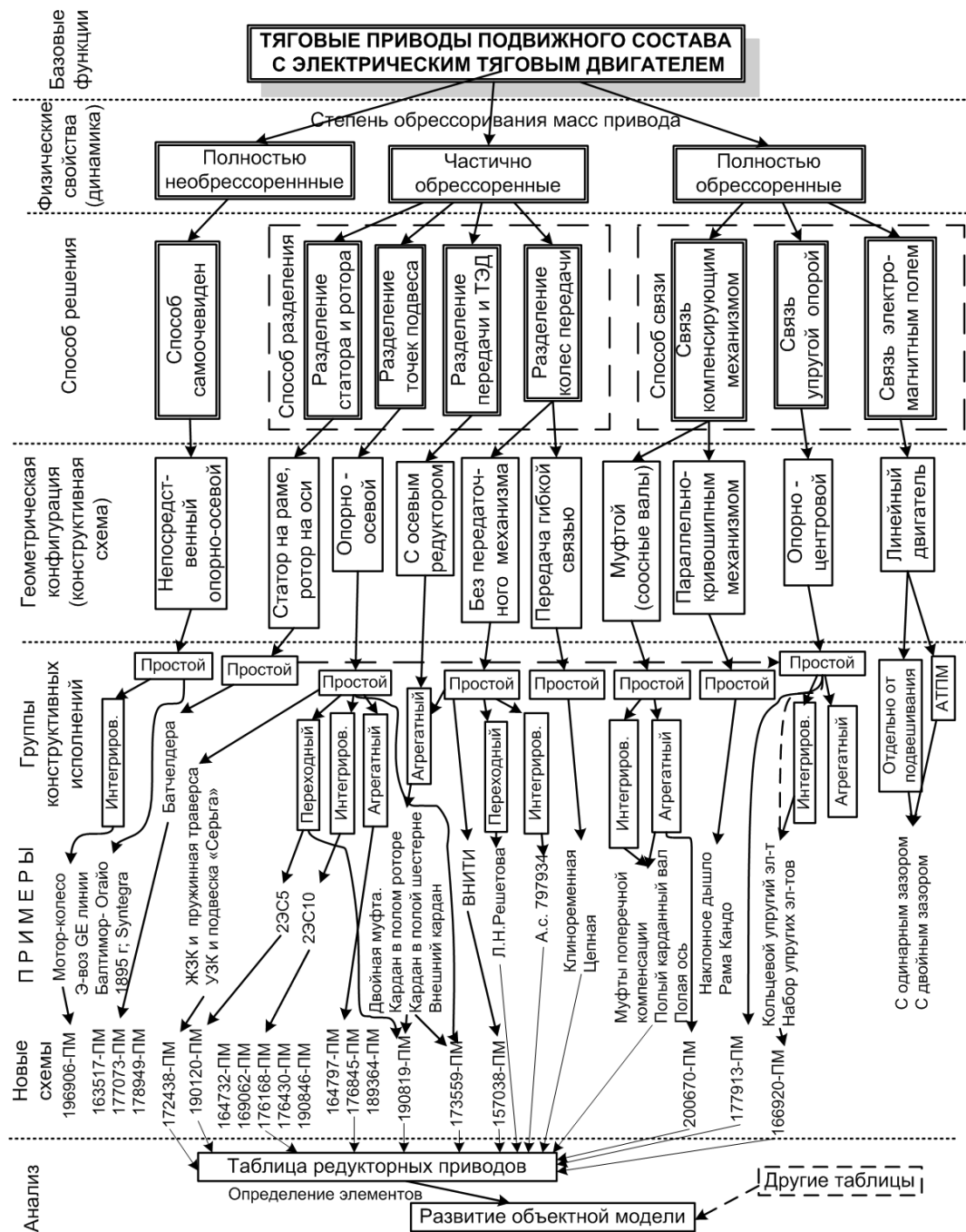


Рисунок 4.3 – Классификация-алгоритм синтеза конструктивных схем тяговых приводов

Например, в приводе с опорно-рамными ТЭД и тяговой передачей надежность ТЭД может оказаться хуже, чем в приводе с опорно-рамным ТЭД и осевым редуктором из-за воздействия зубцовых возмущений на элементы двигателя и изгиба вала якоря под действием реакции ведущей шестерни на валу ТЭД, а касательные напряжения в оси при боксовании могут достичь значений, которые в эксплуатации приведут к поломке оси.

Улучшение динамического совершенства привода может ухудшать динамическое совершенство всего экипажа; так, согласно [15], применение опорно-рамного подвешивания ТЭД увеличивает обрессоренную массу и момент инерции обрессоренной части тележки, что увеличивает воздействие на путь в горизонтальной плоскости.

На основе анализа [63], исходя из основных функций тягового привода (преобразование момента или усилия, создаваемых двигателями подвижного состава, в силу тяги, отсутствие взаимного влияния перемещений экипажа относительно пути и силы тяги и обеспечение соответствия динамических качеств экипажа предъявляемым требованиям), автором диссертации сделан вывод, что достижение динамического совершенства тягового привода следует рассматривать как частную цель, подчиненную более общей - достижению динамического совершенства экипажа, в том числе и за счет рационального соотношения обрессоренной и необрессоренной масс экипажа. Обрессоривание масс привода не является самоцелью, с учетом того, что на практике [19] надежность и долговечность тягового привода обеспечиваются в первую очередь путем совершенствования технологии изготовления, а также введения упругих элементов, снижающих динамическую составляющую нагрузок. Исходя из этого, в качестве классификационного признака первого уровня автором диссертации было принято соотношение обрессоренных и необрессоренных масс привода (степень необрессоренности масс привода). При этом сохраняется преемственность с широко распространенной классификацией И.В. Бирюкова, где разделение приводов на классы связано с отнесением основных элементов привода к обрессоренным или необрессоренным массам. Что касается использованного в классификации И.В. Бирюкова признака степени замкнутости контура кинематической цепи привода (индивидуальный или групповой), то, вследствие наличия упругого скольжения при движения колеса по рельсу, рельс нельзя отнести к жесткой связи между колесами; К тому же тяговые приводы содержат замкнутый

контур кинематической цепи в виде оси, правого и левого колесного центра и основания пути.

Первый уровень классификации, охватывающий все теоретически возможные конструкции, автор диссертации разбивает на три группы: необрессоренные тяговые приводы, для которых при решении практических задач можно пренебречь массой, отнесенной к обрессоренной, частично обрессоренные тяговые приводы, в которых необходимо учитывать как массу, которую можно отнести к необрессоренной, так и массу, которую можно отнести к обрессоренной, и обрессоренные тяговые приводы, в которых величина необрессоренной массы близка к теоретически возможному минимуму и не может быть далее снижена путем изменения конструкции привода.

Для определения признаков второго уровня классификации автором диссертации выявлены возможные методы, которыми можно достичь требуемой степени обрессоренности, т.е. принципы технического решения.

Для полностью необрессоренного привода принцип решения самоочевиден, поскольку все значимые в весовом отношении элементы привода или жестко опираются на ось или связаны с ней непосредственно, либо через другие элементы, также относящиеся к необрессоренным массам. Это определяет переход на третий уровень, в качестве которого предлагается принять уровень конструктивной схемы (непосредственный опорно-осевой привод), а от него – на четвертый уровень, который определить как уровень примеров технических решений (например, привод трамваев с мотор-колесами Variobahn и Cityrunner). Для частично обрессоренного привода необходимо разделить его элементы (детали, узлы, их части), на две группы, одна из которых будет относиться к необрессоренным массам, а другая - к обрессоренным, т.е. метод создания частично обрессоренного привода - это разделение его на обрессоренную и необрессоренную массы.

На втором уровне предлагается выделить четыре известных способа разделения масс привода:

- разделение якоря и остова, что на уровне конструктивной схемы соответствует известному решению «остов на раме, якорь на оси», а на уровне примеров – приводу Батчелдера;

- разделение точек подвеса привода (часть массы привода опирается на ось непосредственно, другая – через раму тележки), что на уровне конструктивных схем соответствует классическому опорно-осевому приводу; на уровне примеров – приводу с жестким зубчатым колесом и траверсой, приводу с упругим зубчатым колесом и жесткой подвеской и т. п.;

- разделение передачи и ТЭД, что на уровне конструктивных схем соответствует опорно-рамному приводу с опорно-осевым редуктором; на уровне примеров – приводу с внешним карданом, с двойной муфтой, с карданом в полом якоря и т.п.;

- разделение колес передачи, соответствующее на уровне конструктивных схем двум разным схемам; первое из них – привод без передаточного механизма (например, предложенный в Л.Н. Решетовым [22]), а другое – привод гибкой связью (клиноременный привод трамвая Сименса, цепной привод).

В приводе, элементы которого полностью обрессорены, при технической реализации существует единая техническая задача – каким образом связать этот привод с необрессоренными массами, чтобы передать на них тяговое усилие. Таким образом, здесь общим принципом технического решения предлагается считать нахождение способа связи привода с необрессоренными массами и приводы разбить соответственно по найденным способам связи. Предлагается выделить три известных способа такой связи:

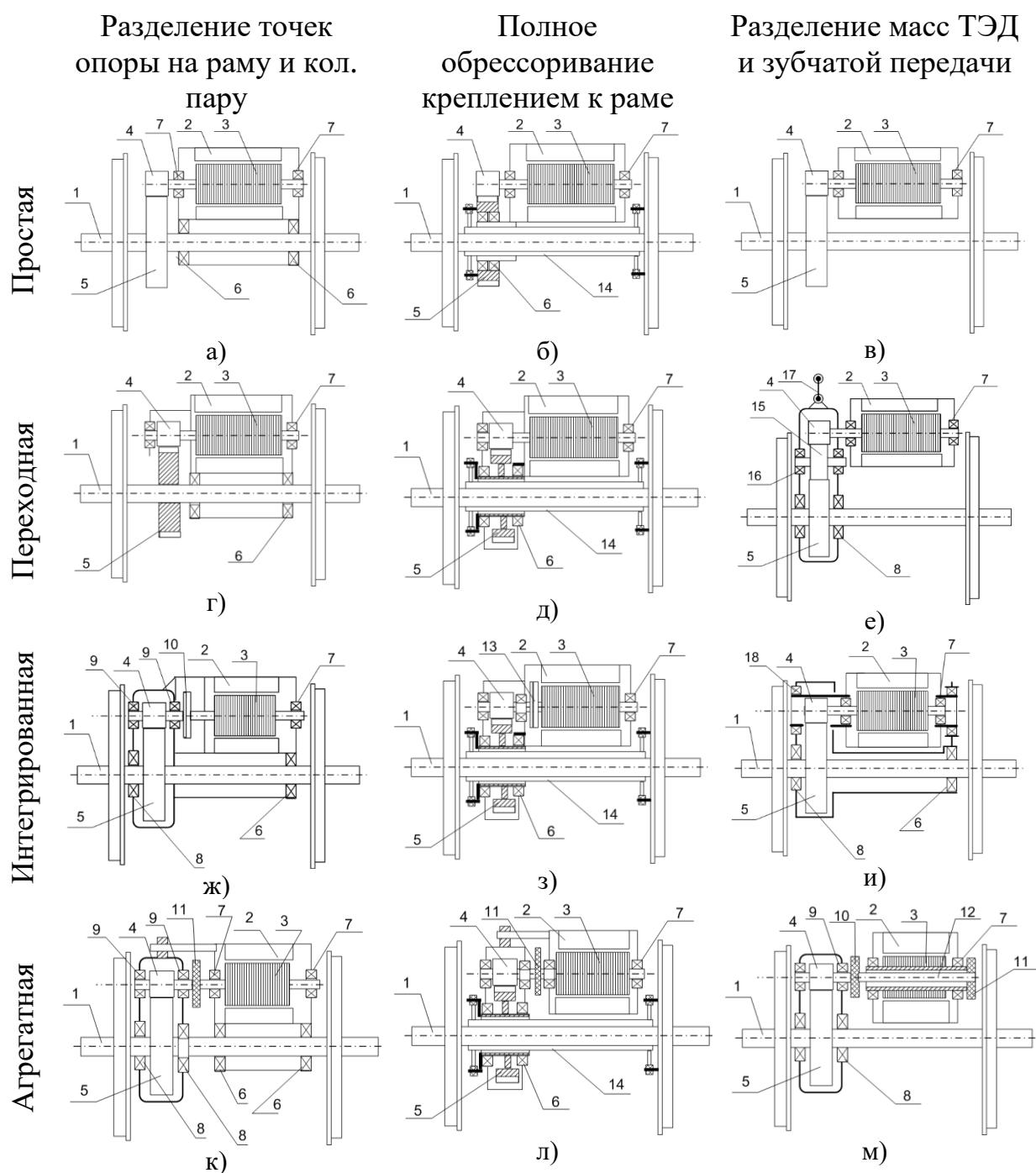
- связь компенсирующим механизмом, что соответствует двум возможным конструктивным схемам: компенсирующим механизмом с соосными валами (поперечная муфта, полый карданный вал и т.п.) и механизмом с несоосными валами (поперечно-кривошипные приводы с наклонным дышлом, с рамой Кандо и т.п.);

- связь упругой опорой, что соответствует конструктивной схеме опорно-центрального привода (с кольцевой опорой, с опорой из отдельных элементов и т.п. [3]);

- связь электромагнитным полем, что соответствует линейному электродвигателю (с одинарным, с двойным зазором и т.п.).

Признаки классификации для третьего уровня определяются эмпирически, по результатам анализа логики проектирования приводов и представляют собой набор вариантов конструктивных схем, обеспечивающих принципы решения, определенные для второго уровня, а четвертый уровень классификации составляют технические модификации конструктивных схем.

Автором диссертации в [109] была предложена и запатентована [110,112] агрегатная конструктивная схема привода. К такой схеме относят приводы, которые содержат несколько узлов с одним и тем же типом опирания, сохраняющих работоспособность по отдельности друг от друга, и связанные друг с другом подвижными соединениями. В дальнейшем автором диссертации было предложено выделить четыре группы приводов по признаку степени интегрированности элементов – простая, переходная интегрированная и агрегатная, на основании чего автором диссертации была создана табличная классификация для подмножества редукторных приводов (рис. 4.4, [102]). На основании этого, а также в связи с тем, что классификация является инструментом поиска решений, автором диссертации, помимо промежуточного (переходного) типа компоновки, добавлены уровни новых решений и анализа. На рис. 4.3. в качестве примеров новых решений приведено более 20 конструкций, предложенных и запатентованных автором настоящей диссертации, в числе которых – мотор-колеса, непосредственные тяговые приводы с разделением ротора и статора, приводы простой и переходной схемы, опорно-рамные приводы без передаточного механизма и приводы, использующие ТЭД с осевым магнитным потоком.



1 – колесная пара, 2 – статор ТЭД, 3 – ротор ТЭД, 4 – малое зубчатое колесо, 5 – большое зубчатое колесо, 6 – моторно-осевой подшипник, 7 – подшипник ротора ТЭД, 8 – осевой подшипник редуктора, 9 – подшипник оси малого зубчатого колеса, 10 – дисковая муфта; 11 – упруго-компенсирующая муфта; 12 – торсионный вал; 13 – мембранная муфта; 14 – полый вал; 15 – промежуточное зубчатое колесо; 16 – подшипник промежуточного зубчатого колеса; 17 – тяга; 18 – подшипник опоры на вал ТЭД

Рисунок 4.4 – Табличная классификация конструктивных решений редукторных приводов

Для снятия противоречий между иерархической и табличной формами систематизации решений автором диссертации в классификацию введен

уровень анализа, который включает в себя совокупность создаваемых проектировщиком таблиц конструктивных решений, аналогичных приведенной на рис. 4.4. При этом иерархическая часть классификации используется для типологизации всех известных конструкций, то табличная - для выделения групп, наиболее интересующих разработчика, и ранжированных по нескольким признакам, что позволяет определить новые возможные области поиска новых решений и упрощает задачу разбиения конструкции на элементы для дальнейшего построения объектных моделей.

Предложенная классификация позволяет охватить все известные схемы и исполнения привода, не имея ограничений на включение любых новых, однозначно определяет выбор решения на основе принятой конструктором совокупности признаков, и делит процесс принятия решений на ряд последовательных шагов, интуитивно понятных конструктору (требования к динамическим качествам, принцип решения, конструктивные схемы и их исполнения), что, в свою очередь, создает необходимые предпосылки для разработки строгих алгоритмов принятия решения.

4.3. Классификация узлов экипажной части локомотива на примере компенсирующих муфт

Автором диссертации установлено [15, 19], что компенсирующие муфты для соединения валов тягового привода (далее «муфты») являются одним из наиболее проблемных узлов экипажной части. При известных попытках систематизации конструкций муфт часть муфт определялась прототипу из других отраслей (зубчатые, кулачковые, шинные муфты и т.п.), а другая часть – по типу привода, в котором применялась (Броун-Бовери, Шкода, Альстом и др.). Муфты с одинаковой кинематической схемой получали разные названия и наоборот, отсутствовали четких критерии выбора признаков деления. Автором диссертации создана классификация муфт на основе сетевой модели данных (рис. 4.5) в виде двух иерархических моделей, для объектов которых определены взаимные связи.

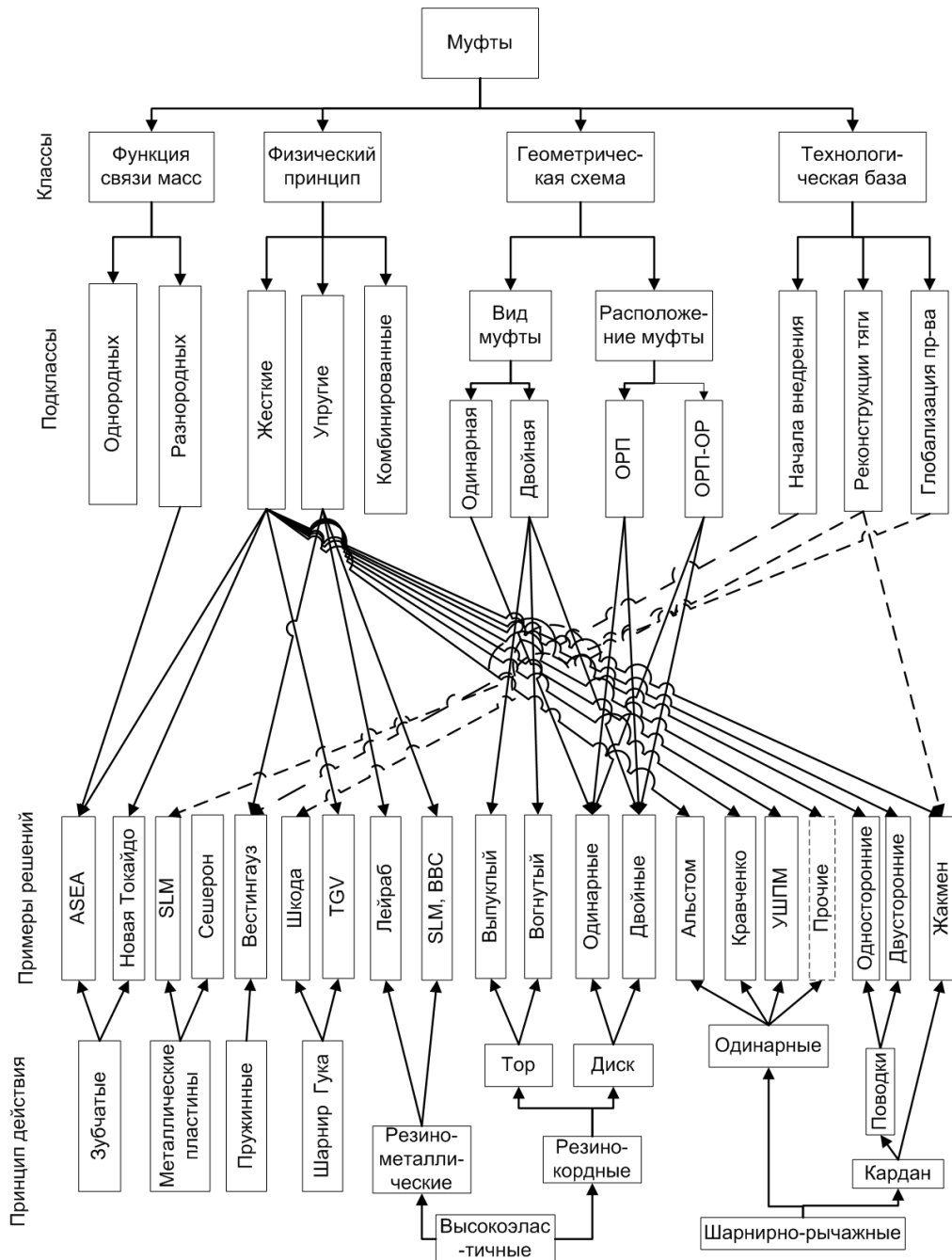


Рисунок 4.5 – Принципы построения сетевой модели данных при систематизации технических решений муфт тягового привода

Для верхнего уровня классификации первой иерархической модели, согласно предложенной автором диссертации матрице уровней средств управления, использованы три признака. Признак функции связи определяет, для связи каких масс привода служат муфты: связывающие разнородные массы (неподдрессоренные и поддрессоренные), и связывающие однородные массы привода. К первому подклассу относятся почти все компенсирующие муфты, ко второму – муфты, связывающие якорь тягового двигателя с

зубчатой передачей при интегрированном исполнении привода [19]. По признаку физического принципа муфты разделены на жесткие (компенсация поперечных, продольных и угловых смещений производится без существенного изменения размеров деталей), упругие (компенсация смещений производится преимущественно за счет деформации деталей) и комбинированные. Третий признак - разделение по особенностям геометрической (кинематической) схемы муфты – ее виду (одинарная или двойная) и расположению (между зубчатой передачей и колесной парой и между тяговым электродвигателем и зубчатой передачей либо между ступенями зубчатой передачи). Наконец, четвертый признак - разделение по особенностям технологической базы, на которой создается муфта, с дальнейшим разделением на подклассы на основе периодизации, предложенной автором диссертации в [19].

Технологическая база этапа начала внедрения отличается тем, что в качестве основного конструкционного материала деталей муфты используется сталь, а перемещения деталей реализуются либо за счет узлов трения, либо деформацией упругих стальных деталей. Этап реконструкции тяги отличается возможностью обеспечивать перемещения в муфте за счет деформации деталей из высокоэластичных материалов, например, резины. Наконец, на современном этапе появляется возможность использовать для создания муфты неопределенно широкую номенклатуру конструкционных материалов и технологических способов изготовления деталей.

В основу системы признаков второй иерархической части классификации, которая на рис. 4.5. показана снизу схемы, положена общепринятая в машиностроении типизация конструкций соединительных муфт, которой сопоставлены конкретные известные конструкции муфт привода. Так, класс шарнирно-рычажных муфт делится на одинарные муфты, которые компенсируют как поперечные, так и угловые смещения, и карданные, которые компенсируют только угловые смещения. К классу одинарных шарнирно-рычажных муфт отнесены описанные в [19] муфты

Альстом, Кравченко и т.п., а карданы поделены на поводковые (односторонние и двусторонние) и карданы Жакмен по схеме Гука. Муфты с шарнирами Гука с парами скольжения или качения, имеющие много разнообразных исполнений, предлагается выделить в отдельный класс. Упругие муфты, содержащие элементы из высокоэластичного материала, предлагается разделить на классы резинометаллических и резинокордных, а последние, в свою очередь, на торовые, дисковые и т.п. Соответственно, в отдельные классы выделены зубчатые муфты, упругие пластинчатые, пружинные и другие типы муфт.

Между объектами в виде подклассов муфт и объектами в виде примеров технических решений определяются логические связи, которые означают принадлежность технического решения к тому или другому подклассу (на рис. 4.5. для упрощения показана лишь часть связей). Таким образом, данная модель данных позволяет однозначно охарактеризовать отличительные признаки любого из возможных технических решений как применительно к требованиям, продиктованным ранее выбранной конструктивной, схемой привода, так и применительно к множеству известных технических решений.

4.4. Алгоритм синтеза новых технических решений компенсирующих муфт, основанный на классификации

Для использования данной классификации для поиска новых технических решений муфты тягового привода предложен алгоритм решения инженерной задачи, созданного на основе описанной в [19] схемы проектирования подобных алгоритмов. Ход решения представлен на схеме рис. 4.6.

Для примера возьмем одинарную муфту для передачи момента с тихоходной части подрессоренной зубчатой передачи к колесной паре, которая должна обеспечивать компенсацию перемещений при колебаниях

надрессорного строения во время прохождения неровностей пути и осевое смещение колесной пары при вписывании в кривые участки пути.

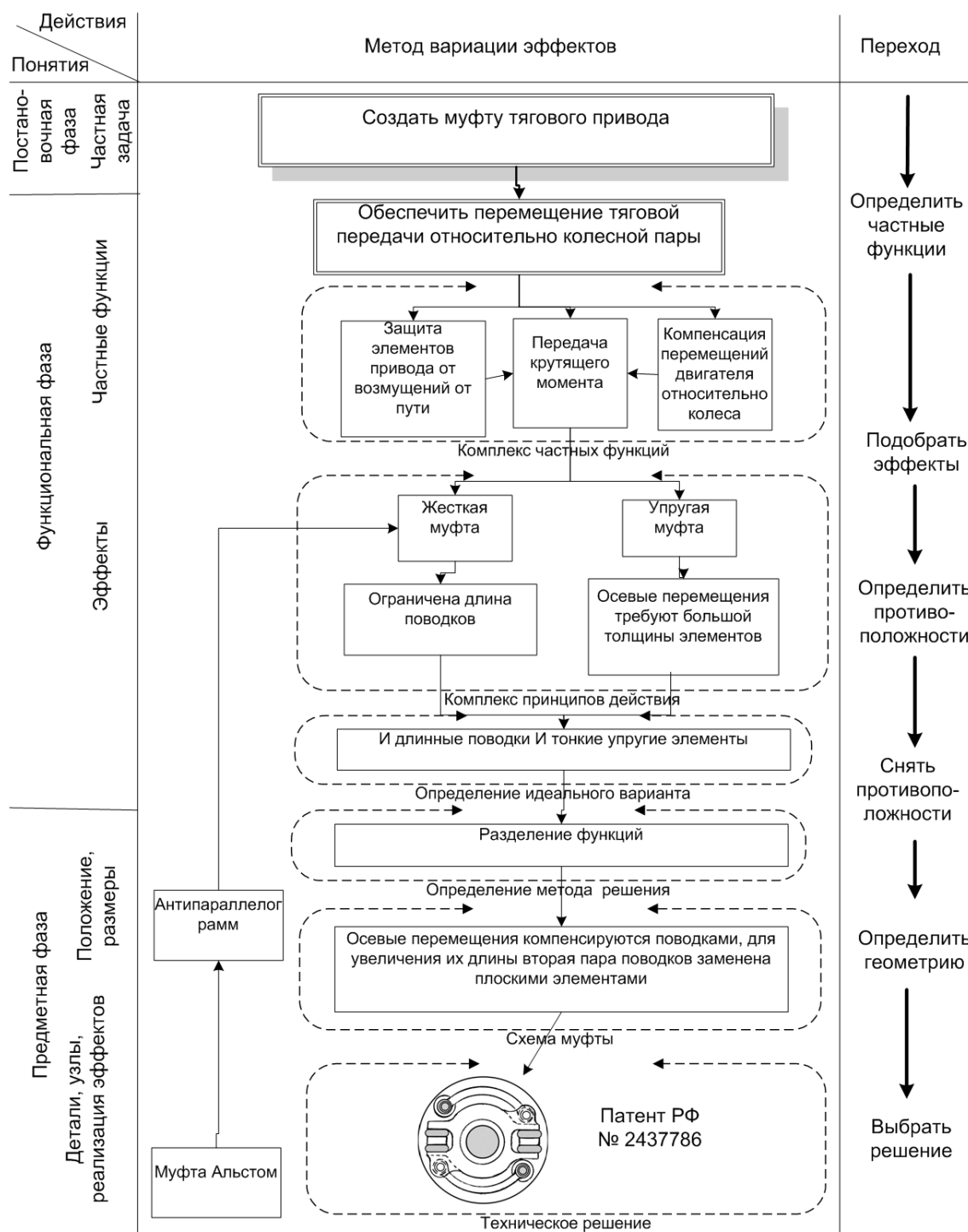


Рисунок 4.6 – Алгоритм поиска патентоспособных конструкций муфт

Недостаток прототипа в виде муфты Альстом ([19] – большой износ втулок резинометаллических шарниров при их угловом перемещении.

Снизить износ теоретически путем снижения угла поворота шарниров при увеличении длины поводков невозможно, т.к. длина поводков ограничена габаритами. На основе общей задачи (обеспечение перемещения тяговой зубчатой передачи привода относительно колесной пары) функции муфты определены как защита элементов привода от возмущений от пути, передача крутящего момента и компенсация перемещений двигателя. На основании классификации, приняты два возможных физических принципа действия муфты: муфта, компенсирующие способности которой реализуются за счет перемещения жестких звеньев, и муфта, где то же самое достигается за счет деформаций упругих элементов.

В первом случае физический принцип может быть реализован путем использования решений, относящихся к шарнирно-поводковым муфтам, а во втором случае – к резинометаллическим. Оба физических принципа создают противоположные условия при проектировании муфты.

Для жесткой шарнирно-поводковой муфты это противоположность между условием снижения угла поворота шарнира при компенсации поперечных перемещений за счет удлинения поводков и ограничением длины поводков в габаритах муфты, а для упругой муфты – это противоположность между необходимостью увеличивать размеры упругих элементов для компенсации осевых перемещений и теми же самыми ограничениями габаритов муфты. Идеальным решением является муфта, которая позволяет разместить поводки с длиной, существенно большей, чем у прототипа, и/или резинометаллические элементы, деформация которых сводится к минимуму. Идеальные условия реализации обоих физических принципов различны, что позволяет использовать для устранения противоположностей принцип разделения функций: компенсация перемещений в муфте должна быть реализована и за счет поворота шарнирно-поводковых звеньев, и за счет деформации упругих элементов, при этом габариты упругих элементов можно сократить, компенсируя осевые перемещения только за счет перекоса поводков, а длину поводков увеличить

за счет того, что упругие элементы для компенсации одного и того же радиального перемещения требуют меньшей длины по окружности муфты, чем поводки. Таким образом, при замене в антипараллелограммной муфте одной из пар поводков плоскими упругими элементами выявленные противоположности можно снять. После уточнения геометрического расположения плоских упругих элементов (по оси промежуточной рамки) и выбора известных способов технического решения отдельных деталей муфты новой схемы была получена конструкция муфты, защищенная патентом РФ [71].

Предложенная компенсационная муфта тягового привода локомотива также имела недостатки. При вертикальных перемещениях колесной пары относительно рамы тележки, возникающих при колебаниях наддрессорного строения, в известном приводе возникают динамические моменты (см. схему рис. 4.7).

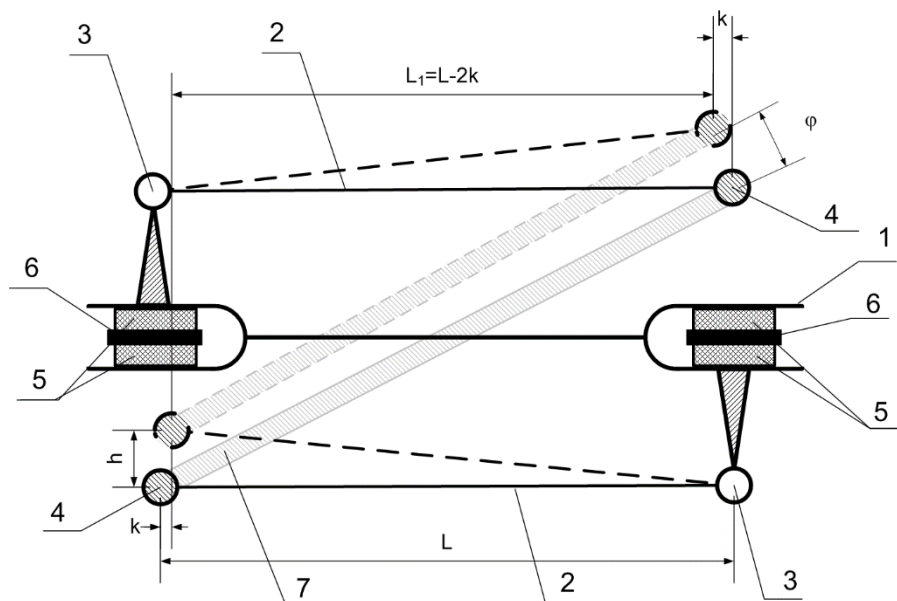


Рисунок 4.7 – К объяснению возникновению динамического момента в шарнирно-поводковой муфте

Когда фланец 7 полого вала перемещается в вертикальном направлении на величину h относительно колесной пары, выступы 6 которой через плоские упругие элементы 5 связаны с промежуточной рамкой 1, то это перемещение вызывает поворот поводков 2 длиной L вокруг шарнира 4,

связывающего поводок 2 с промежуточной рамкой 1, что уменьшает проекцию поводков 2 на продольную ось промежуточной рамки на величину k , равную

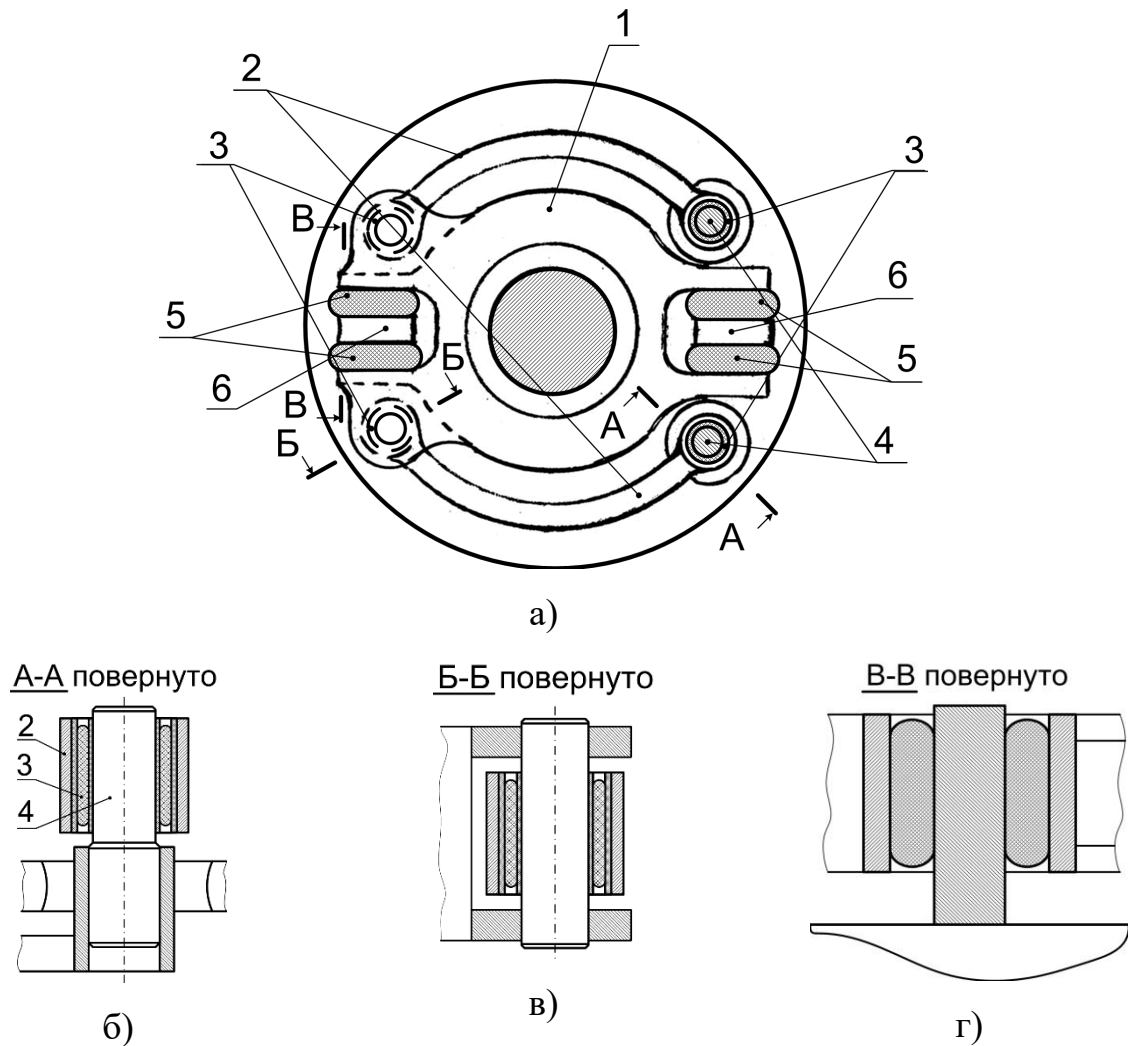
$$k = L - \sqrt{(L^2 - h^2)} \quad (4.1)$$

Поводки 2 направлены в одну сторону по окружности, то есть, в разные стороны относительно промежуточной рамки 1, вследствие чего перемещения вертикальных проекций каждого из шарниров 4 на продольную ось промежуточной рамки 1 равны k и направлены встречно друг другу.

Поводки 2, как твердые тела, не могут менять свою длину, шарниры 3 жестко закреплены на противоположных концах промежуточной рамки 1, и шарниры 3 не могут перемещаться навстречу друг другу. Навстречу друг другу могут перемещаться только шарниры 4 (проекция расстояния между которыми на горизонтальную ось станет равной $L_1 = L - 2k$), что возможно только при повороте полого вала 7 (условно показан на схеме серым заштрихованным прямоугольником) на угол, обозначенный на схеме рис. 4.7 буквой φ . Вертикальные колебания наддрессорного строения локомотива при прохождении неровностей пути приводят к крутильным колебаниям полого вала тягового привода и связанных полым валом деталей привода, снижая надежность и долговечность зубчатых передач и подшипников привода.

Таким образом, муфта содержала противоположность требований: шарниры 3 должны перемещаться навстречу друг другу для компенсации вертикальных перемещений наддрессорного строения при постоянстве длины поводков 2, и одновременно не должны перемещаться навстречу друг другу вследствие того, что шарниры 3 жестко закреплены на противоположных концах промежуточной рамки 1. Непротиворечивой конструкцией в этом случае является муфта, в которой шарниры 3 должны перемещаться горизонтально для компенсации вертикальных перемещений, но при этом они не перемещаются навстречу друг другу. Это возможно в случае, если шарниры 3 перемещаются в одну сторону, что возможно при использовании

для компенсации перемещений параллелограммного механизма вместо антипараллелограммного (рис.4.8.).



1 – промежуточная рамка; 2 – шатуны; 3 – сайлентблоки; 4 – пальцы 4 полого вала;
5 – плоские упругие элементы; 6 – выступы колесной пары

Рисунок 4.8 – Усовершенствованная конструкция компенсационной муфты с плоскими и цилиндрическими упругими элементами

На кинематической схеме (рис. 4.9.) черной линией показаны детали предлагаемой муфты в исходном положении, серой пунктирной линией – при вертикальном перемещении полого вала относительно оси колесной пары, обозначения деталей и их перемещений те же, что и на схеме рис. 4.7.

Как видно из схемы рис. 4.9, вертикальное перемещение полого вала величиной h приводит к уменьшению проекции поводков 2 на плоскость, проходящую через продольную ось промежуточной рамки 1, на величину k .

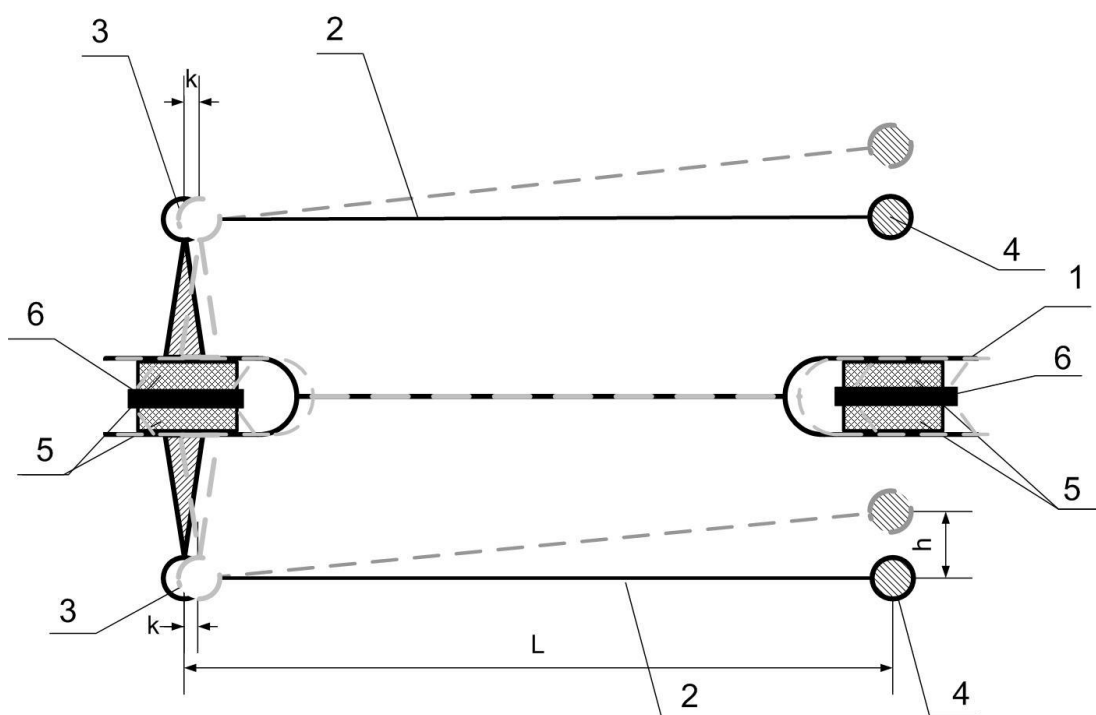
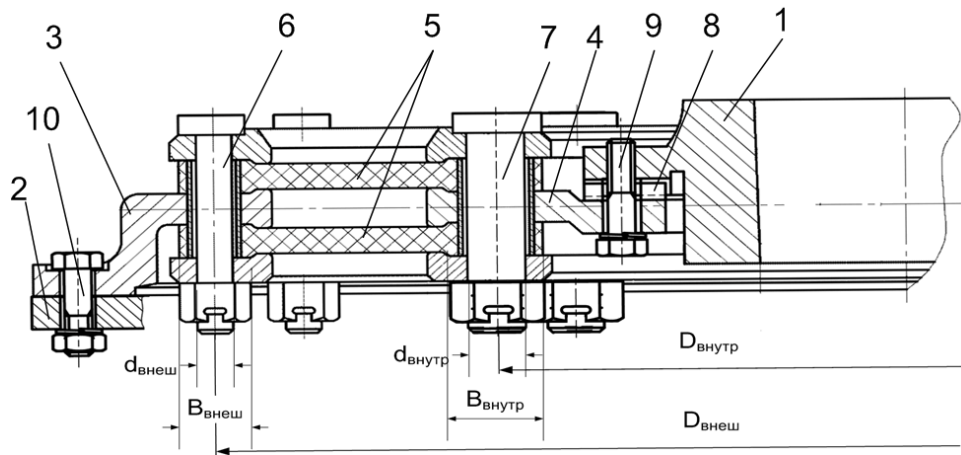


Рисунок 4.9 – Кинематическая схема усовершенствованной муфты

Поводки 2, направленные в разные стороны по окружности, и в одну сторону относительно промежуточной рамки 1, связаны с промежуточной рамкой 1 шарнирами 3 на одном из ее концов, промежуточная рамка 1 может перемещаться вдоль своей оси за счет деформации упругих элементов 5. Перемещение шарниров 3 в горизонтальной плоскости на величину k обеспечивается за счет перемещения промежуточной рамки 1 на ту же величину k за счет деформации упругих элементов 5. При этом шарниры 4 (рис 4.9), связывающие поводки 2 с полым валом, не перемещаются в горизонтальной плоскости, поворота полого вала вокруг продольной оси колесной пары не происходит, и колебания надрессорного строения не приводят к крутильным колебаниям полого вала, что позволяет повысить эксплуатационную надежность и долговечность зубчатой передачи и подшипниковых опор привода вследствие отсутствия крутильных колебаний полого вала при вертикальных колебаниях надрессорного строения во время прохождения неровностей пути. На усовершенствованную конструкцию муфты получен патент на полезную модель № 149213 [91].

В настоящее время на железных дорогах России эксплуатируются электровозы ЭП1 и ЭП10, в тяговом приводе которых используется компенсационная муфта с резинокордными элементами в виде плоских дисков, размещенных по обе стороны внутреннего и наружного фланцев. Для создания предварительной деформации резины используются прижимные кольца и болты с гайками и дистанционными втулками, при этом наружный фланец муфты имеет дополнительные отверстия для разъемного соединения с другими деталями привода. Как показала практика эксплуатации указанных локомотивов [33], недостатком данной муфты является возможность выхода из строя в эксплуатации, обусловленная сложностью монтажа. Нарушения технологии затяжки приводят к проскальзыванию резинокордных элементов по фланцам при передаче крутящего момента с последующим разрушением резинокордных элементов и болтов.

К противоречивым требованиям в данном случае можно отнести требование обеспечивать нормированное усилие затяжки болтов при монтаже муфты под локомотивом и требование технологической простоты монтажа муфты, противоречие вызвано тем, что болты одновременно выполняют функции деталей, обеспечивающих предварительную деформацию резиновых элементов и деталей крепления муфты к фланцам. Непротиворечивой конструкцией будет являться та, у которой эти функции выполняют различные детали (рис. 4.10). Передача крутящего момента осуществляется за счет трения между резинокордными элементами и фланцами муфты, а также торцевыми шлицами внутреннего фланца и болтовым соединением внешнего фланца. Наличие торцевых шлицов на внутреннем фланце и дополнительного болтового соединения на внутреннем и наружном фланце позволяет производить затяжку резинокордных элементов и проверки несущей способности муфты до монтажа с тяговым приводом, что снижает вероятность выхода из строя в процессе эксплуатации. Появляется возможность автоматизации процесса затяжки [55].



1 – фланец на валу ТЭД; 2 – фланец на валу редуктора; 3 – наружный фланец муфты;
 4 – внутренний фланец муфты; 5 – резинокордные элементы; 6 – болты наружного
 фланца; 7 – болты внутреннего фланца; 8 – шлицы; 9 – болт крепления муфты к фланцу
 на валу ТЭД; 10 – болт крепления муфты к фланцу на валу редуктора

Рисунок 4.10 – Предложенная конструкция резинокордной муфты

Конструкция муфты защищена патентом РФ на изобретение № 2527254 [32], а ее модификация с центрирующим пояском для фланца 4 – патентом РФ на полезную модель № 166918 [92].

Дальнейшим развитием конструкции резинокордной муфты является разрешение противоречия между необходимостью повышения несущей способности муфты и ограничениями по условиям проскальзывания нажимных колец по муфте, при этом лимитирующими оказываются внутренние бортовые зоны резинокордных элементов. В связи с этим предложено для повышения величины передаваемых нагрузок муфтой площади поверхностей внутренней и внешней бортовой зон резинокордного элемента выполнять равными друг другу, а диаметры болтов, соединяющих внешние и внутренние прижимные кольца соответственно с внешним и внутренним фланцами, выполнять обратно пропорциональными средним диаметрам бортовых зон, на которых расположены болты. Усовершенствованная конструкция резинокордного элемента защищена патентами РФ на полезную модель № 157519 и 173560 [93, 94].

В порядке решения проблемы создания конструкций муфт, работающих в условиях низких температур, была предложена конструкция муфты с металлическими упругими элементами, получен патент РФ на полезную модель № 166897 [95].

4.5. Классификация подгруппы тяговых приводов низкопольных железнодорожных экипажей

Для механической части привода низкопольного транспорта набор базовых функций отличается от привода локомотива, в первую очередь, необходимостью наличия свободного пространства между колесами. Это порождает новое противоречие требований к приводу – между требованием снижения объема, занимаемого приводом и его узлами, что ведет к интегрированной компоновке, и требованием снижения неподрессоренной массы для снижения воздействия на путь не только по условиям сокращения расходов на содержание и ремонт пути, но и для снижения сейсмического воздействия на здания и сооружения на тех участках линии, которые проходят по городским улицам. В связи с этим автором диссертации предложена дополнительная классификация подгруппы тяговых приводов для низкопольного транспорта (рис. 4.11), построенная по тем же принципам, что и описанная выше.

На уровне функций в классификации отражено противоречие между требованием делать привод более компактным и требованием снижать воздействие на путь. Соответственно, на уровне физических явлений и свойств (в таблице для упрощения - «физические эффекты») для группировки приняты критерии уменьшения объема и уменьшения неподрессоренной массы, а на уровне принципа решения – соответственно, объединение масс деталей и узлов, выполняющих разные частные функции привода и разделение масс этих деталей и узлов.

На уровне конструктивных схем для группы приводов, построенных на принципе объединения масс, возможна группировка по признаку наличия

или отсутствия редуктора при передаче момента. При этом редукторные и безредукторные приводы могут иметь внешнее сходство и подобные геометрические соотношения, отличаясь наличием и отсутствием конструктивного элемента в виде редуктора.

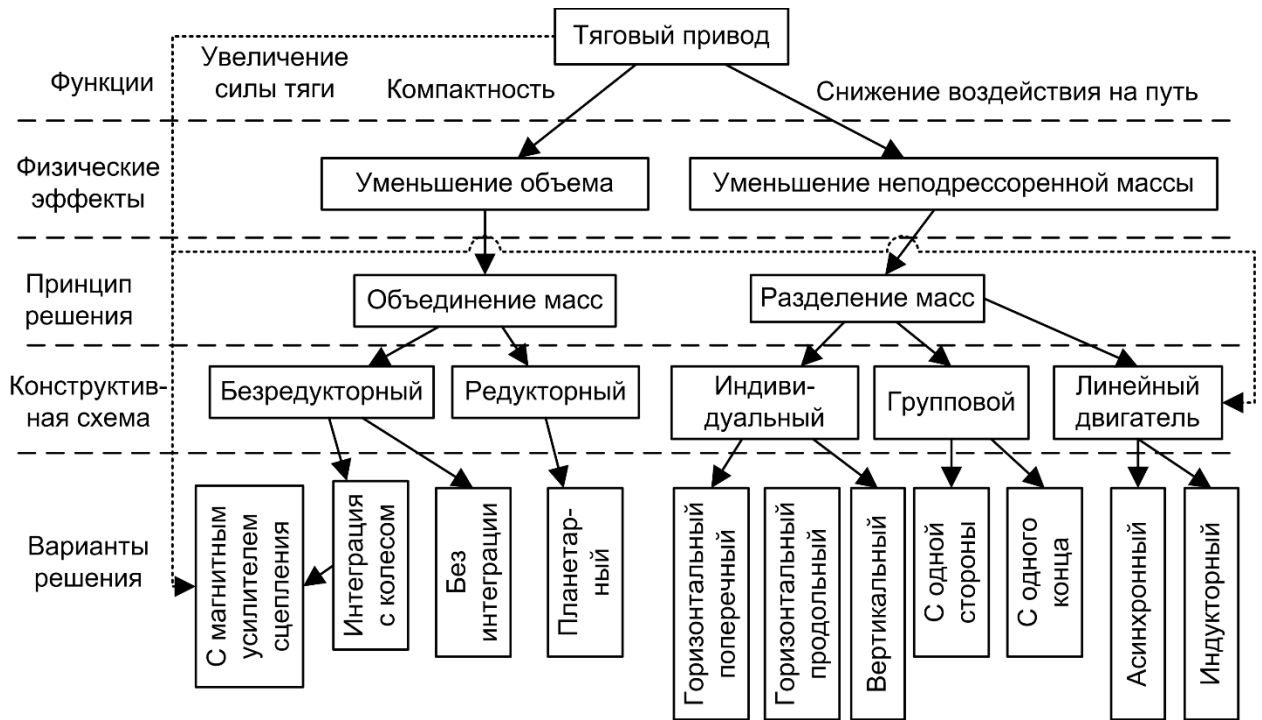
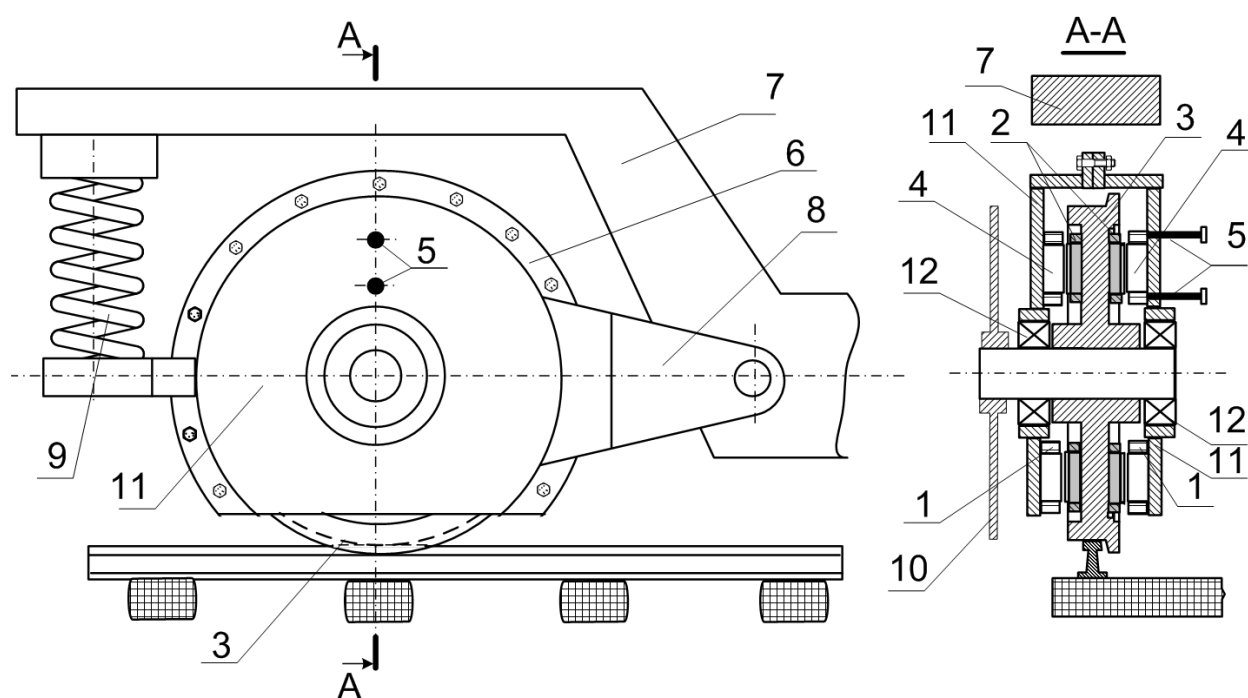


Рисунок 4.11 – Классификация подгруппы тяговых приводов низковольтного транспорта

В группу приводов, для которой использован отличительный признак «разделение масс», вошли три вида конструктивных решений: индивидуальные приводы, групповые приводы, а также приводы, использующие линейный электродвигатель. В последнем случае используется разделение масс между статором и ротором. Подгруппа индивидуальных приводов делится по признаку расположения ТЭД относительно колесной пары на группы с горизонтальным расположением ТЭД, поперечным и продольным, и вертикальным расположением. К групповым приводам отнесены приводы с расположением ТЭД с одной стороны (как в трамвае Combino фирмы «Siemens») и с одного конца (как в трамвае, предложенном фирмой «Voith» для трамваев AEG-MAN).

Соответственно, для приводов, использующих линейный электродвигатель, дальнейшее разделение ведется по виду двигателя (линейный, индукторный).

С помощью данной классификации автором диссертации предложены и запатентованы конструкции тягового привода, например рис. 4.12.



1 – фазные обмотки статора; 2 – короткозамкнутые обмотки; 3 – колесо; 4 – активные части статора; 5 – система охлаждения; 6 – узел электродвигателя; 7 – рама тележки; 8 – буксовый поводок; 9 – упругий элемент; 10 – тормозной диск; 11 – полукожуха; 12 – подшипники.

Рисунок 4.12 – Мотор-колесо с вращающейся осью

Благодаря тому, что подшипники расположены в полукожухах, момент, который создается при воздействии боковых сил на колесо, в данной конструкции приводит к меньшим усилиям, воздействующим на подшипники по сравнению с известной конструкцией, где колесо опиралось через подшипники на неподвижную ось. На предложенную конструкцию получен патент РФ на полезную модель [101].

4.6. Классификация способов повышения тяговых свойств локомотива путем изменения конструкции экипажной части

Автором диссертации разработана классификация способов улучшения сцепных свойств путем изменения конструкции экипажной части (рис. 4.13). Факторы, которые влияют на коэффициент сцепления и одновременно зависят от конструкции экипажной части, разделены на три группы: кинематические, статические и динамические.

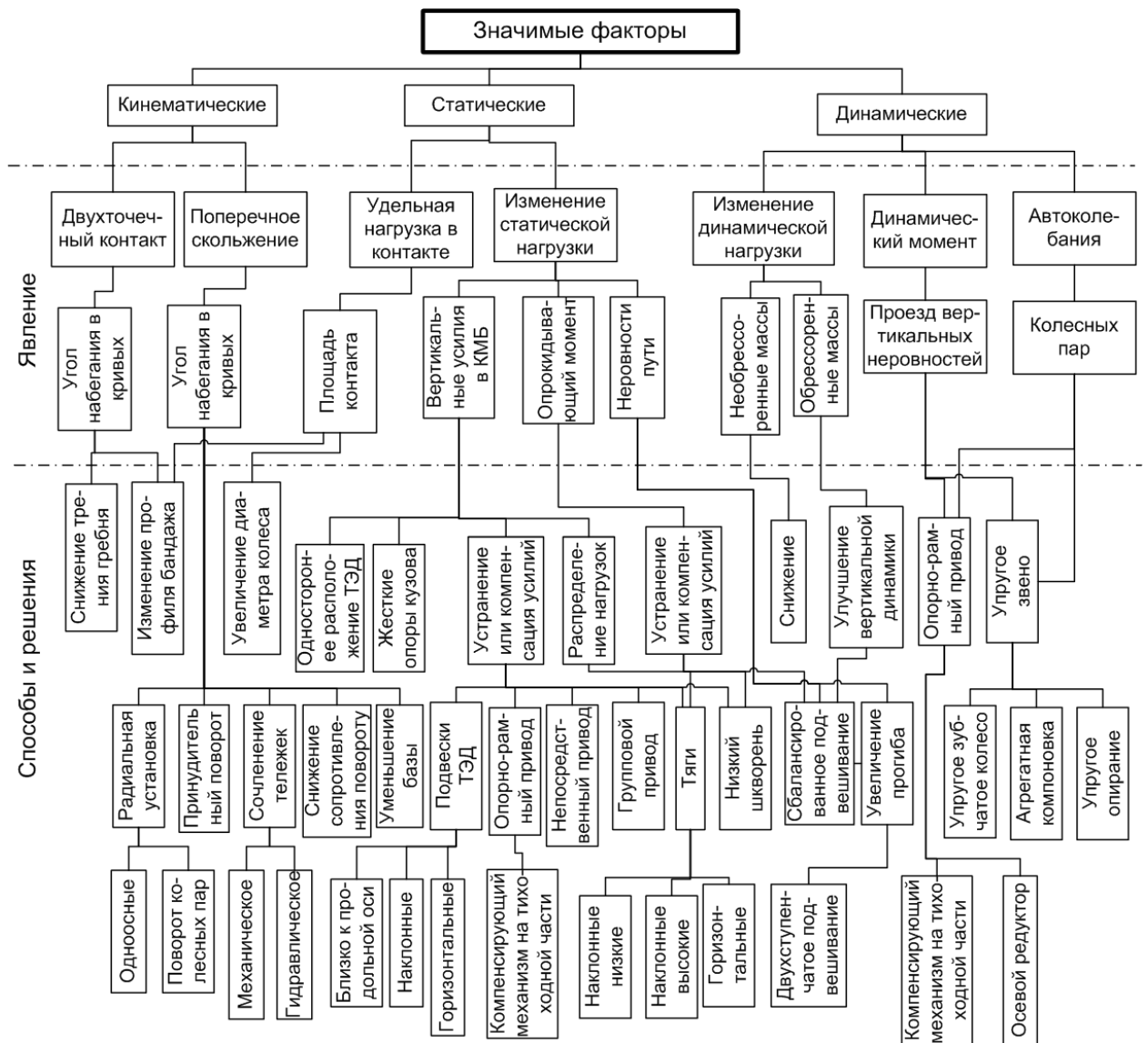


Рисунок 4.13 – Классификация способов улучшения сцепных свойств путем изменения конструкции экипажной части

К кинематическим факторам отнесены зависящие от скорости элементов системы «колесо-рельс» в режиме тяги: наличие двухточечного

контакта колеса с рельсом и поперечной составляющей скольжения колесной пары, проявляющиеся в кривых участках пути. (при трогании с места в кривой снижение силы тяги может составить 40...50%, однако это объясняется не только двухточечным контактом, но и перераспределением нагрузки по колесам).

Двухточечный контакт колеса с рельсом – это касание колеса гребнем боковой поверхности головки рельса. Поскольку поверхность касания на гребне лежит на радиусе колеса, большем, чем поверхность катания, это увеличивает проскальзывание колес и, соответственно, снижает предел тяги по сцеплению (на практике – при прохождении кривых участков пути). Данная проблема частично решается снижением трения между гребнем колеса и поверхностью рельса с помощью лубрикации, а также путем попыток изменения профиля колес. Возможность размещения устройств смазывания гребней, и это обычно не вызывает трудностей.

Снижение вероятности касания колеса гребнем в кривых напрямую зависит от угла набегания колеса на рельс. Снижение угла набегания колеса на рельс в кривых относится к мероприятиям по снижению воздействия на путь в кривых и реализуется уменьшением базы тележки, снижением сопротивления повороту тележки, сочленением тележек, применением механизма радиальной установки колесных пар в кривых и принудительным поворотом тележек колесных пар.

Наиболее простым в техническом отношении способом снижения поперечного скольжения в кривых и одновременно уменьшения вероятности возникновения двухточечного контакта является максимальное сокращение базы тележек, то есть, применение двухосных тележек с базой 2250...2600 мм.

К статическим факторам в классификации отнесены те, которые определяются усилиями взаимодействия колеса и рельса и которые мало изменяются за период времени, соответствующий периоду собственных вертикальных и горизонтальных колебаний экипажа в движении.

Прежде всего, к статическим факторам относится удельная нагрузка в контакте, которая зависит от площади контакта. Площадь контакта можно менять двумя путями: увеличением диаметра колеса и изменением профиля бандажа. Более определенным статическим фактором является изменение статической нагрузки на ось при движении локомотива в режиме тяги. Перераспределение нагрузки по осям может происходить по причинам наличия вертикальных составляющих усилий в колесно-моторных блоках в режиме тяги, наличия опрокидывающего момента вследствие того, что передача силы тяги сцепными устройствами производится выше уровня головки рельса и прохождением вертикальных неровностей пути.

Снижение вертикальных усилий может быть достигнуто исключением поворота рамы тележки в вертикальной плоскости за счет применения жестких опор кузова на тележку, односторонним расположением ТЭД в трехосных тележках, что ведет к встречной направленности усилий, приложенных к раме тележки через подвески ТЭД, расположенные по разные стороны от оси поворота в вертикальной плоскости, компенсацией усилий в двухосных тележках за счет расположения точек подвешивания ТЭД к центру поворота, применением тяговых приводов, не создающих некомпенсированных усилий реакции в вертикальной плоскости и компенсацией вертикальных усилий за счет уменьшения расстояния между точкой передачи усилия с тележки на кузов и уровнем головки рельс, что также может использоваться для компенсации опрокидывающего момента. Для многоосной тележки в жесткой раме целесообразно применение сбалансированного рессорного подвешивания, коэффициент использования сцепного веса также может быть повышен за счет использования опорно-рамных тяговых приводов с компенсирующим механизмом на тихоходной части привода или непосредственного тягового привода, в частности, опорно-осевого при горизонтальном расположении реактивной тяги, передающей усилия со статора на тележку. Для двухосных тележек, как правило, использующих встречное расположение ТЭД, основным способом

увеличения коэффициента использования сцепного веса является компенсация вертикальных усилий и опрокидывающего момента за счет снижения уровня точки приложения силы тяги, передаваемой с тележки на кузов с помощью низко расположенного шкворня (в том числе и низко расположенной промежуточной рамы), либо горизонтальных или наклонных тяг. Для двухосных тележек автором диссертации предложены и запатентованы конструкции подвешивания ТЭД, снижающие опрокидывающий момент [99,100].

Отдельным вопросом является целесообразность применения группового привода для электровозов и тепловозов с электропередачей. С одной стороны, механическое сочленение осей компенсирует неравномерность распределения сцепных свойств в пределах тележки, что упрощает регулирование силы тяги. С другой стороны, такой привод требует увеличения мощности применяемых ТЭД и усложнения ремонта экипажной части.

К динамическим факторам отнесены те, которые определяются не только геометрическими размерами, статическими усилиями и величинами перемещения элементов конструкции, но также и массой элементов, и упруго-диссипативными свойствами связей между ними. Динамические факторы разделены на группы, соответствующие явлениям, выступающих в качестве причины их проявления: наличие динамической (переменной) составляющей осевой нагрузки при движении по неровностям пути; наличие динамической составляющей крутящего момента в валопроводах тягового привода и развитие фрикционных автоколебаний при скольжении колесной пары по рельсам.

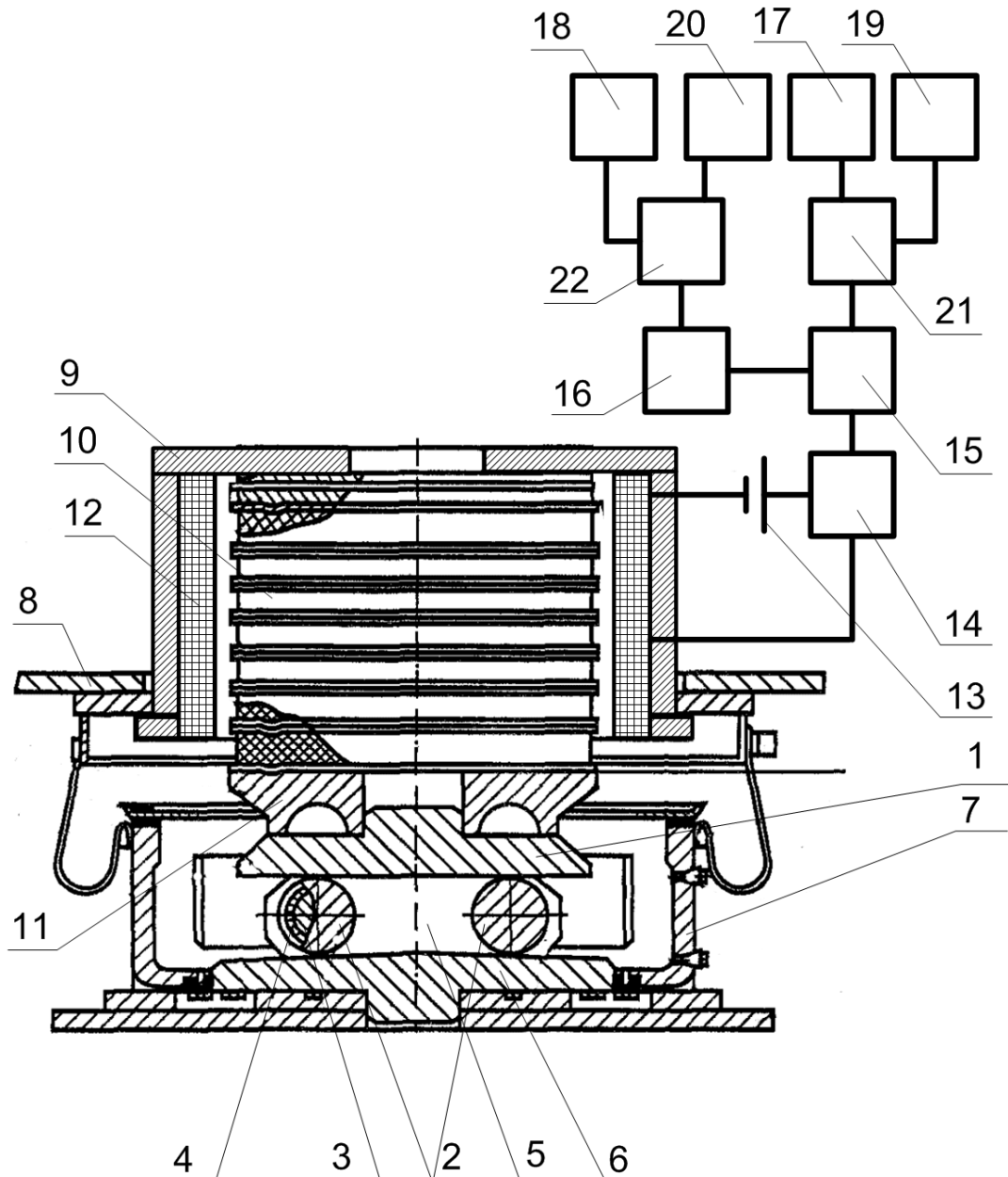
Динамическая составляющая осевой нагрузки, в свою очередь, складывается из динамических усилий при колебании необрессоренных и обрессоренных масс. В настоящее время вопрос влияния колебаний необрессоренных масс локомотива на сцепные свойства изучен недостаточно для определения точных количественных оценок, но можно сделать вывод о

целесообразности снижения доли неподрессоренной массы в общей массе локомотива. Нагрузку на ось при ее изменении вследствие колебаний обрессоренных масс, происходящих с частотой 1,5...2,5 Гц (кузова) и 4...6 Гц (тележки) по отношению к динамическим процессам в тяговом приводе при скольжении колеса по рельсу можно считать квазистатической. Уменьшить влияние вертикальных колебаний возможно за счет улучшения вертикальной динамики экипажа (применение сбалансированного рессорного подвешивания, увеличение статического прогиба). Также при колебаниях обрессоренных масс тележки на сцепление колеса с рельсом может оказывать влияние трение в челюстных буксах.

Известно, что динамическая составляющая крутящего момента в тяговом приводе, возникающая при проезде вертикальных неровностей пути и колебаний надрессорного строения, оказывает значительное влияние на сцепные свойства локомотива. Так, было установлено, что на тепловозе 2ТЭ10Л, имеющем опорно-осевой привод с жесткой зубчатой передачей, при проезде участков пути с волнообразным износом наблюдалось снижение коэффициента сцепления на 20% и более [98]. Известно также, что при начавшемся боксовании коэффициент трения между колесом и рельсом увеличивается, если в системе экипажной части привода возникают фрикционные автоколебания [34,97].

В качестве меры исключения поворота рамы тележки в вертикальной плоскости и перераспределения силы тяги по осям тележки автором диссертации предложена боковая резинометаллическая опора кузова с регулируемой жесткостью (рис. 4.14), в которой упругие элементы изготовлены из магнитореологических эластомеров и помещены внутрь катушки электромагнита, создающей магнитное поле. При движении тепловоза на руководящем подъеме с максимальной силой тяги и небольшой скоростью (20...30 км/ч) по катушке пропускается ток, создаваемое магнитное поле увеличивает жесткость магнитореологического эластомера и уменьшает разность вертикальных деформаций опоры.

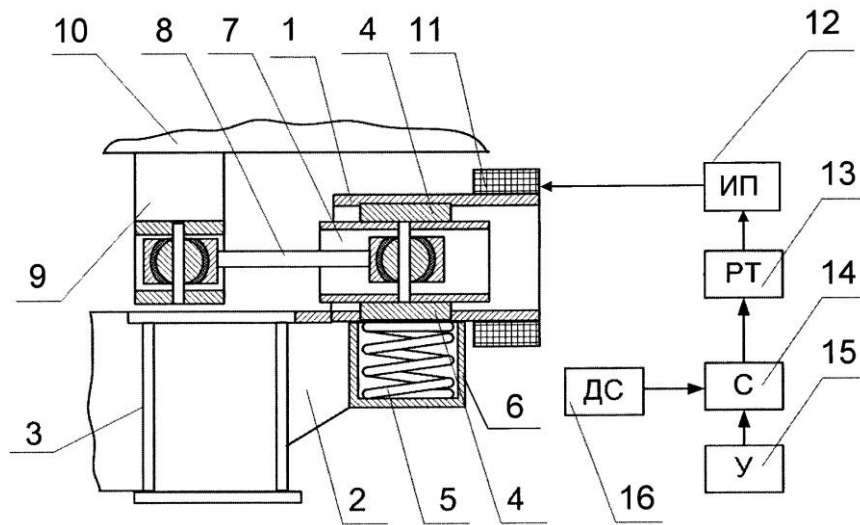
При движении на площадке со скоростью вплоть до конструкционной и меньшей силы тяги по катушке ток не пропускается, вследствие чего жесткость опоры снижается до значений, позволяющих эффективно препятствовать передаче вибрационных нагрузок в тележки на кузов. На конструкцию опоры получен патент РФ на полезную модель [96].



1 – верхняя опорная плита; 2 – цилиндрические ролики; 3 – хвостовики; 4 – отверстия; 5 – обоймы; 6 – нижняя опорная плита; 7 – корпус; 8 – кузов; 9 – стакан; 10 – пакет плоских резинометаллических элементов из магнитореологических эластомеров; 11 – опорное кольцо; 12 – катушка электромагнита; 13 – источник тока; 14 – ключ; 15 – логический элемент «И»; 16 – логический элемент «НЕ»; 17 – датчик силы тяги локомотива; 18 – датчик скорости движения локомотива; 19 – блок уставки силы тяги локомотива; 20 – блок уставки скорости движения локомотива; 21, 22 – блоки сравнения

Рисунок 4.14 – Боковая опора кузова из магнитореологических эластомеров с регулируемой вертикальной жесткостью

Для снижения поперечного скольжения колес по рельсу двухосных тележек маневровых тепловозов автор диссертации предлагает использовать управляемые гасители поперечных колебаний (рис. 4.15).



1 – корпус из диамагнитного материала; 2 – кронштейн; 3 – рама тележки;
4 – фрикционные вкладыши; 5 – пружина; 6 – стакан; 7 – фрикционный стакан; 8 – тяга;
9 – кронштейн; 10 – главная рама; 11 – обмотка электромагнита; 12 – источник питания;
13 – регулятор тока; 14 – сумматор; 15 – блок установки заданной скорости движения;
16 – датчик скорости движения

Рисунок. 4.15 – Управляемый гаситель поперечных колебаний

Управляемый гаситель горизонтальных колебаний имеет минимальную силу сопротивления перемещению при прохождении крутых кривых с небольшими скоростями, что способствует уменьшению угла набегания колеса на рельс, а при увеличении скорости движения в прямых сила сопротивления перемещению увеличивается, что предотвращает развитие колебаний виляния и отбоя тележки и улучшает горизонтальное воздействие на путь. Принцип действия данного гасителя основан на увеличении коэффициента трения под действием магнитного поля и на увеличении прижатия фрикционных вкладышей к фрикционному стакану за счет магнитного притяжения. На предложенную конструкцию гасителя получен патент на полезную модель [69]. Автором диссертации также предложены боковые опоры кузова с регулируемым сопротивлением перемещению (например, [48,107]) и регулируемые гасители вертикальных

колебаний (например, [41, 105, 106]), позволяющие уменьшить изменение осевой нагрузки при вертикальных колебаниях надрессорного строения.

Положения, приведенные автором в данном разделе, были ранее изложены им в [35, 18, 39]

4.7. Выводы по разделу 4

4.7.1. Проведен анализ известных классификаций тягового привода и выявлены общие принципы их построения. Предложен общий алгоритм создания классификаций тягового привода.

4.7.2. Предложено деление конструктивных схем тягового привода на простые, переходные, интегрированные и агрегатные.

4.7.3. Предложена классификация компенсирующих муфт механической части тягового привода железнодорожного локомотива и алгоритм поиска новых патентоспособных конструкций муфт.

4.7.4. Предложена классификация узлов низкопольного транспорта, учитывающая необходимость наличия свободного пространства между колесами.

4.7.5. Предложена классификация способов улучшения сцепных свойств путем изменения конструкции экипажной части, позволяющая выявлять резервы повышения тяговых свойств локомотивов за счет рационального выбора узлов экипажа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Предложены критерии выбора методологической базы для моделирования синтеза технических решений узлов экипажной части локомотива.

2. В качестве базовой модели-алгоритма поиска технических решений предложена универсальная последовательность творческих решений в виде матрицы уровней средств управления явлениями природы. Предложен метод проектирования алгоритмов решения изобретательских задач при поиске технических решений.

3. С применением предложенных моделей и алгоритмов решены следующие теоретико-прикладные проблемы динамики узлов экипажной части локомотива:

- решена проблема идентификации форм колебаний остова коллекторного тягового двигателя в опорно-осевом приводе тепловоза в сборе с колесной парой и тяговой передачей. Определены низшие формы колебаний, влияющие на нагруженность и надежность элементов магнитной системы тягового электродвигателя;

- выяснены причины консервативности динамических параметров механической системы тягового привода локомотива с осевым редуктором при воздействии возмущений от пути. Определена возможность применения метода базовой точки для оптимизации параметров механической части тягового привода, что сокращает время на проведение оптимизации. Для тягового привода локомотива с опорно-рамным подвешиванием ТЭД, осевым редуктором и упругими элементами компенсирующего механизма (торсионный вал и/или упругие муфты) предложено выполнять большое зубчатое колесо осевого редуктора жестким, для снижения напряжений в оси колесной пары при автоколебаниях во время боксования. Правильность рекомендации подтверждена эксплуатацией тепловозов 2ТЭ121 и электровозов ЭП1 и ДС3.;

- установлены ограничения возможности использования результатов математического моделирования и полигонных испытаний для прогнозирования надежности узлов и деталей тягового привода локомотива. Экспериментально определены статистические параметры, определяющие нагруженность механической части тягового привода локомотива с осевым редуктором. Результаты исследования применены для проведения во ВНИКТИ полнокомплектных испытаний тягового привода тепловоза 2ТЭ121 и резинокордной муфты электровоза ЭП1;

- выявлена возможность синхронизации автоколебаний привода со второй - третьей гармоникой динамического момента в приводе, определены способы снижения напряжений в оси колесной пары при боксовании за счет ударного рассеяния энергии автоколебаний в тяговой передаче и использования элементов привода в качестве антивибратора.

4. Предложен общий алгоритм создания классификаций тягового привода, основанный на выявленной в процессе анализа связи между последовательностью этапов типологизации конструкций тягового привода и последовательностью синтеза технического решения.

5. Предложена объектная модель конструкции тягового привода, позволяющая автоматизировать поиск прототипов проектируемых конструкций, а также отнесение их к определенным классам. Использование объектной модели позволило предложить и запатентовать новую конструкцию подвески ТЭД.

6. Предложена классификация способов повышения тяговых свойств локомотива в зависимости от конструкции экипажной части, позволяющая находить рациональные решения узлов экипажной части и их параметров для улучшения сцепления колеса с рельсом в эксплуатационных условиях.

7. Предложена система поиска новых решений механической части тягового привода и узлов локомотива в виде классификаций и алгоритмов, позволившая создать и защитить патентами РФ на изобретения и полезные модели более 150 новых конструкций узлов экипажной части локомотива,

что доказывает корректность предложенных методов поиска новых технических решений и эффективность их применения при проектировании тягового привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зюберкрюб М. Тяговые передачи локомотивов: монография / М. Зюберкрюб – М.: Госжелдориздат, 1933, 208 с. – Текст : непосредственный.
2. Машиностроение. Энциклопедический справочник, т. 13. Под ред. Мартенса Л.К. Государственное научно-техническое издание машиностроительной литературы, М., 1949 – 732 с. – Текст : непосредственный.
3. Медель В.Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Т.1. Конструкция и динамика: учебное пособие / В.Б. Медель. - М.: Трансжелдориздат, 1957, 343 с. – Текст : непосредственный.
4. Медель В.Б. Подвижной состав электрических железных дорог: Конструкция и динамика: учебное пособие / В. Б. Медель. – М.: Транспорт, 1974. - 232 с. – Текст : непосредственный.
5. Шацилло А.А. Тяговый привод электроподвижного состава: учебное пособие / А.А. Шацилло. - М.: Трансжелдориздат. 1961. - 222 с. – Текст : непосредственный.
6. Калихович В.Н. Тяговые приводы локомотивов. (Устройство, обслуживание, ремонт): монография / В.Н. Калихович. - М.: Транспорт, 1983. - 111 с. – Текст : непосредственный.
7. Бирюков И.В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог: монография / И.В. Бирюков, А.И. Беляев, Е.К. Рыбников Е.К. - М.: Транспорт, 1986. – 256 с. – Текст : непосредственный.
8. Бирюков И.В. Механическая часть подвижного состава: Учебник для вузов ж.д.трансп. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; Под ред. И.В. Бирюкова. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с. – Текст : непосредственный.
9. Павленко, А.П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов: монография. / А.П. Павленко. М.: Машиностроение, 1991. - 192 с. – Текст : непосредственный.

10. Конструкция и динамика тепловозов: учебное пособие / Под ред. проф., д-ра техн. наук В. Н. Иванова. - 2-е изд., доп. – М.: Транспорт, 1974. - 336 с. – Текст : непосредственный.

11. Апанович Н.Г. Конструкция, расчет и проектирование тепловозов: учебное пособие. / Н. Г. Апанович и др. - М.: Машиностроение, 1969. - 388 с. – Текст : непосредственный.

12. Камаев А.А. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: учебное пособие / А.А. Камаев, Н.Г. Апанович, В.А. Камаев и др. Под ред. А.А. Камаева - М., Машиностроение, 1981. - 351 с. – Текст : непосредственный.

14. Михальченко Г.С. Теория и конструкция локомотивов: учебное пособие / Г.С. Михальченко, В.Н. Кашников, В.С. Коссов, В.А. Симонов; под ред.

Г.С. Михальченко — М.: Маршрут, 2006. — 584 с. – Текст : непосредственный.

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

16. Евстратов А.С. Экипажные части тепловозов: монография / А.С. Евстратов. - М.: Машиностроение, 1987. – 136 с. – Текст : непосредственный.

17. Горбунов М.И. Теорія та практична реалізація системного підходу при створенні екіпажної частини локомотива: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. / М.И. Горбунов. - Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, Луганск, 2006. – 24 с. – Текст : непосредственный.

18. Космодамианский А.С. Техническая инновационика. Классификации в технике : монография / А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, Д.В. Воробьев, С.Н. Злобин, О.В. Измеров, М.И. Борзенков, А.А. Пугачев : Министерство науки и высшего образования Российской Федерации,

Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева. – Орёл: ОГУ имени И.С. Тургенева, 2023. – 186 с. – Текст : непосредственный.

19. Космодамианский А.С. Техническая инновационика. Повышение тяговых свойств локомотивов: монография / А.С. Космодамианский, М.И. Борзенков, В.И. Воробьев [и др.] : Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, ОГУ имени И.С. Тургенева. – Орёл : ОГУ имени И.С. Тургенева, 2024. – 242 с. – Текст : непосредственный.

20. Якобсон П.В. История тепловоза в СССР: монография / П.В. Якобсон. М.: ВИПО МНС, 1960. - 209 с. – Текст : непосредственный.

21. Раков В. А. Локомотивы отечественных железных дорог (1845—1955 гг.): монография / В.А Раков. — М.: Транспорт, 1995.— 564 с. – Текст : непосредственный.

22. Решетов, Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: справочник / Л.Н. Решетов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с. – Текст : непосредственный.

23. Динамико-прочностные испытания электропоезда ЭР-1. Труды Московского института инженеров железнодорожного транспорта. Вып. 121: сборник статей / Под ред. И.П. Исаева. - М.: Трансжелдориздат, 1960. – Текст : непосредственный.

24. Раков В. А. Локомотивы отечественных железных дорог (1956-1975 гг.): монография / В.А. Раков – М.: Транспорт, 1999. – 441 с. – Текст : непосредственный.

25. Результаты динамических испытаний тепловозов ТЭ7 и ТЭ3. Отчет ВНИТИ И-25-58 / Коломна, 1958, 27 с. – Текст : непосредственный.

26. Динамические и прочностные испытания мотовоза МД-54. Отчет ВНИТИ № И-32-59 / Коломна, 1959, 63с. – Текст : непосредственный.

27. Добрынин Л.К. Исследование эластичного привода колесных пар тепловоза ТЭП60: статья / Л.К. Добрынин, С.М. Королев, А.А. Рыбалов – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ – 1964. - Вып. 20. - С. 106-141.

28. Добрынин Л.К. Динамические нагрузки в трансмиссии тепловоза ТГМ10 с гидропередачей: статья / Л.К. Добрынин, В.А. Лысак. – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ – 1964. - Вып. 20. - С. 142-169.

29. Исследование динамики тягового привода тепловоза 2ТЭ10Л с опорно – осевым подвешиванием электродвигателя ЭД107 в эксплуатационных условиях. Отчет ВНИТИ И-103-68 / Коломна, 1968. – 120 с. – Текст : непосредственный.

30. Применение дискретных измерений при испытаниях локомотивов. Тр. ВНИТИ, вып. 25: сборник статей. / Под ред. А.А. Петрожицкого. - Коломна, 1966. – Текст : непосредственный.

31. Гмошинский В.Г. Теоретические основы инженерного прогнозирования: монография / В.Г. Гмошинский, Г.И. Флиорент. - М.: «Наука», 1973. – 304 с. – Текст : непосредственный.

32. Патент № 2527254 Российская Федерация МПК F61D 3/78 (2006.01) Компенсационная муфта тягового привода локомотива : № 2012154982/11 : заявлено 19.12.2012 : опубликовано 19.12.2012 / Луков Н.М., Ромашкова О.Н., Космодамианский А.С., Попов Ю.В., Стрекалов Н.Н., Серин С.А., Михальченко Г.С., Воробьев В.И., Новиков В.Г., Измеров О.В., Пугачев А.А. – 5 с.: ил. - Текст : непосредственный.

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

34. Измеров О.В. Проблема воспроизводимости результатов натурных экспериментальных исследований трибологических свойств системы "колесо-рельс" в условиях глобализации рынка рельсовых транспортных средств: статья / О.В.Измеров, А.В.Кошелев, А.Н. Чвала. – Текст : непосредственный // "Мир транспорта и технологических машин", № 3(34) - 2011, июль-сентябрь. Госуниверситет-УНПК, С. 28-34.

35. Пугачев А.А. Анализ и разработка конструктивных решений экипажной части для повышения тяговых свойств локомотивов / А.А. Пугачев, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, Е.В. Николаев. – Текст : непосредственный // Транспортное машиностроение, Том № 6 (18), Брянск, БГТУ, 2023 – С. 52-62.

36. Голдовский Б.И. Рациональное творчество. О направлении поиска новых технических решений: монография / Б.И. Голдовский, М.И. Вайнерман. - М.: Речной транспорт, 1990. – 120 с. – Текст : непосредственный.

37. Голдовский Б.И. Комплексный метод поиска решений технических проблем: монография / Б.И. Голдовский, М.И. Вайнерман. - М.: Речной транспорт, 1990. – 112 с. – Текст : непосредственный.

38. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества: учебное пособие / А.И. Половинкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с. – Текст : непосредственный.

39. Воробьев В.И. Применение классификаций для поиска новых технических решений : монография / В. И. Воробьев, С. Н. Злобин, О. В. Измеров [и др.] : Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Орловский государственный университет имени И. С. Тургенева. – Орёл : ОГУ имени И.С. Тургенева, 2022. – 189 с. – Текст : непосредственный.

40. Орлов П.И. Основы конструирования (в 2 томах): справочное пособие / П.И. Орлов. - М.: Машиностроение, 1988. – 560 с. – Текст : непосредственный.

41. Патент № 2529066 Российская Федерация, МПК В61F 5/06 (2006.01), В61G 11/14 (2006.01), F16F 11/00 (2006.01). Фрикционный гаситель колебаний. № 2012154980/11: заявлено 19.12.2012: опубликовано 27.06.2014 / Луков Н.М., Ромашкова О.Н., Космодамианский А.С., Попов Ю.В., Стрекалов Н.Н.,

Серин С.А., Измеров О.В., Михальченко Г.С., Воробьев В.И., Пугачев А.А., Новиков В.Г. – 6 с. : ил. - Текст : непосредственный.

42. Конструкторско-технологическое проектирование электронной аппаратуры: учебное пособие / Под ред. Шахнова В.А. - М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – 568 с. – Текст : непосредственный.

43. Таленс Я.Ф. Работа конструктора: монография / Я.Ф. Таленс. - Л.: Машиностроение, 1987. - 255 с. – Текст : непосредственный.

44. Альтшуллер Г.С. Алгоритм изобретения: монография / Г.С. Альтшуллер. - М.: Московский рабочий, 1973. – 296 с. – Текст : непосредственный.

45. Альтшуллер Г.С. Творчество как точная наука: монография / Г.С. Альтшуллер. - М.: Сов. радио, 1979. - 174 с. – Текст : непосредственный.

46. Альтшуллер Г.С. Найти идею. Введение в теорию решения изобретательских задач: монография / Г.С. Альтшуллер. Новосибирск: Наука, 1986. – Текст : непосредственный.

47. Орлов М.А. Основы классической ТРИЗ. Практическое руководство для изобретательного мышления: монография / М.А. Орлов. - М.: СОЛОН-ПРЕСС, 2006. – 432 с. – Текст : непосредственный.

48. Патент № 2529305 Российская федерация, МПК В61F 5/14 (2006.01), В61F 5/24 (2006.01). Боковая опора кузова на тележку: № 2012154977/11: заявлено 19.12.2012: опубликовано 27.09.2014 / Луков Н.М., Ромашкова О.Н., Космодамианский А.С., Попов Ю.В., Стрекалов Н.Н., Серин С.А., Михальченко Г.С., Измеров О.В., Воробьев В.И., Пугачев А.А. – 6 с. : ил. – Текст : непосредственный.

49. Беляев А.И. Проектирование кинематических схем рычажных компенсирующих механизмов для тягового привода локомотивов: статья / А.И. Беляев, В.Н. Перепелкин, В.В. Перепелкин – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. -1984. - Вып. 60. - С. 136-140.

50. Арсеньев Ю.Д. Инженерно-экономические расчеты в обобщенных переменных: учебное пособие / Ю.Д. Арсеньев - М.: Высшая школа, 1979, 215 с. – Текст : непосредственный.

51. Михайлов Г.И. Повышение надежности и несущей способности зубчатых тяговых передач: монография / Г.И. Михайлов – Казань: Алгоритм, 2023 – 560 с. – Текст : непосредственный.

52. Кудрявцев Н.Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов. Тр. ВНИИЖТ, выпуск 287 / Н.Н. Кудрявцев - М.: Транспорт, 1965. – Текст : непосредственный.

53. Добрынин Л.К. Нагруженность элементов колесно-моторного блока грузового тепловоза с опорно-осевым подвешиванием редуктора и опорно-рамным подвешиванием электродвигателя в условиях эксплуатации на Северной железной дороге: статья / Л.К. Добрынин, В.С. Коссов, О.В. Измеров, Ю.Н. Соколов Ю.Н, В.С. Авраменко – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. – 1989. - Вып. 69. С. 3-14.

54. Литвинов А.Т. Динамические нагрузки в тяговом приводе тепловоза 2ТЭ121: статья / А.Т. Литвинов, Е.П. Акишин, Ф.Г. Вербер, В.А. Лысак, В.С. Авраменко, В.И. Власов, О.В. Измеров, В.В. Кочергин – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. – 1985. - Вып. 62. - С. 119-130.

55. Злобин С.Н. Принцип системности при модернизации тягового привода электровозов с коллекторными электродвигателями: статья / С.Н. Злобин, О.В. Измеров, О.В. Дорофеев, М.А. Маслов – Текст : непосредственный // Мир транспорта и технологических машин. Орел, ОГУ имени И.С. Тургенева, – 2017. № 4 (59), С. 71-79.

56. Авраменко В.С. Исследование частот и форм собственных колебаний статора тягового электродвигателя методами спектрального анализа: статья / В.С. Авраменко, О.В. Измеров, В.А. Лысак, С.М. Королев – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. – 1984. - Вып. 60. С. 115-122.

57. Кондратов В.А. Экспериментальные исследования динамики опытного опорно-рамного привода на стенде и локомотиве: статья / В.А. Кондратов, В.А. Лысак, А.А. Рыбалов – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. – 1980. - Вып. 52. С. 116-133.

58. Воробьев В.И. Фрикционные автоколебания тягового привода при внешнем возмущении: статья / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, М.И. Борзенков, С.О. Копылов – Текст : непосредственный // Мир транспорта и технологических машин. Орел, ГУ-УНПК (Госуниверситет-УНПК). – 2016. - № 1(52), С. 76-86.

59. Кочергин В.В. Экспериментальное исследование тяговых приводов локомотивов: статья / В.В. Кочергин – Текст : непосредственный // Вестник ВНИИЖТ. – 1977. - № 8. – С. 7-10.

60. Добрынин Л.К. Методика и основные результаты ускоренных испытаний колесно-моторного блока тепловоза 2ТЭ121 на полнокомплектном вибростенде: статья / Л.К. Добрынин, В.С. Коссов, В.А. Кондратьев, Ю.Н. Соколов, В.А. Лысак, С.П. Авдеев, В.П. Колесников – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. – 1989. - Вып. 69. - С. 15-28.

61. Соколов Ю.М. О ресурсе резинокордных элементов муфты тягового привода пассажирского электровоза ЭП1: статья / Ю.М. Соколов, П.М. Суровцев, В.Е. Дегтярев, А.С. Пономарев – Текст : непосредственный // Труды ВНИКТИ. – 2011. - Вып. 93. - С. 40-51.

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

63. Измеров О.В. Классификация как инструмент синтеза механической части тяговых приводов железнодорожного подвижного состава: статья. / О.В. Измеров, Г.С. Михальченко. – Текст : непосредственный // Мир транспорта и технологических машин. – 2012. - №4 (39). - С. 53-60.

64. Бетс, Грэхем. Толковый словарь бизнес-терминов / Грэхэм Бетс, Барри Брайндли, С. Уильямс и др. Общая редакция: д.э.н. Осадчая И.М. - М.: ИНФРА-М, Изд-во "Весь Мир". – 1998. - 115 с. – Текст : непосредственный.

65. Вахромеева Т.О. Снижение динамических нагрузок в тяговых проводах электровозов с рамным подвешиванием тяговых двигателей и карданными муфтами : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Вахромеева Татьяна Олеговна; МГУПС. - Москва, 2014. – 24 с. – Текст : непосредственный.

66. Измеров О.В. Выявление уинформации для планирования инженерного анализа использования магнитного поля при трении металлических тел: статья / О.В. Измеров, В.С. Авдащенко, С.Г. Волохов. – Текст : непосредственный // Совершенствование энергетических машин, сб. научн. тр. под ред. В.В. Рогалева. – Брянск: БГТУ, 2013. – С. 180-189.

67. Воробьев В.И. Планирование инженерного анализа при создании устройств, использующих магнитное поле для снижения потерь энергии в системе "колесо-рельс" / В.И. Воробьев, О.В. Измеров, С.Г. Волохов. – Текст : непосредственный // Доклад на XI Международной научно-практической интернет-конференции "Энерго- и ресурсобережение – XXI век". – Орел: ФГБОУ ВПО «Госуниверситет - УНПК». - 2013.

68. Глушков В.М. Энциклопедия кибернетики : в 2 т. / В.М. Глушков, Н.М. Амосов, И.А. Артеменко. - Киев : Сов. энц., 1974. Т. 1 : Абс-Мир. 1974. 608 с, Т. 2 : Мих-Яч. 1974. – 624 с. – Текст : непосредственный.

69. Патент на полезную модель № 196110, Российская Федерация, СПК В61F 5/12 (2019.08); F16F 7/09 (2019.08). Фрикционный гаситель горизонтальных колебаний тележки локомотива: № 2019134867 : заявлено 28.10.2019 : опубликовано 17.02.2020 / Воробьев В.И., Злобин С.Н., Измеров О.В., Дорофеев О.В., Борзенков М.И., Новиков А.С., Новиков С.Н. – 6 с. : ил. – Текст : непосредственный.

70. Борзенков М.И. Исследования процесса фрикционных автоколебаний с внешним гармоническим возмущением: статья / М.И. Борзенков, В.И. Воробьев, С.О. Копылов, О.В. Измеров. – Текст : непосредственный // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2015. Орел.- № 6(314). - С. 11-16.

71. Патент № 2437786 Российская Федерация, МПК В61С 9/40 (2006.01), В61С 9/44 (2006.01), F16D 3/60 (2006.01). Компенсационная муфта тягового привода локомотива : № 2009147492/11 : заявлено 21.12.2009 : опубликовано 27.12.2011 / Михальченко Г.С., Измеров О.В., Воробьев В.И., Новиков В.Г., Воробьев А.С., Космодамианский А.С. Новиков А.С. – 8 с. : ил. – Текст : непосредственный.

72. Качурин А.А. Исследование фрикционных автоколебаний тяговых приводов локомотивов / специальность 05.05.01 : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Качурин Анатолий Аркадьевич; Брянский. ин-т транспортного машиностроения - Брянск, 1975, - 21 с. – Текст : непосредственный.

73. Ван-дер-Поль, Балтазар. Нелинейная теория электрических колебаний: монография / Балтазар Ван-дер-Поль ; Пер. Я. А. Копиловича. – М.: Связьиздат, 1935. - 42 с. – Текст : непосредственный.

74. Теодорчик К.Ф. Автоколебательные системы: монография / К.Ф. Теодорчик. - М.: Гостехиздат. – 1952. - 272 с. – Текст : непосредственный.

75. Хохлов Р.В. К теории захватывания при малой амплитуде внешней силы: статья / Р.В. Хохлов. – Текст : непосредственный // Доклады АН СССР. – 1954. - 97, №3(1954). - С. 411-414.

76. Бутенин Н.В. Введение в теорию нелинейных колебаний. / Н.В. Бутенин, Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука. - 384 с. – Текст : непосредственный.

77. Бутенин Н.В. Теория колебаний / Н.В. Бутенин. - М.: Высшая школа. – 1963. - 282 с. – Текст : непосредственный.

78. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. Изд. 4-е, исп. и доп. / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. - М.: Наука. - 1974. - 503 с. – Текст : непосредственный.

79. Митропольский Ю.А. Метод усреднения в нелинейной механике / Ю.А. Митропольский. – Киев: Наукова думка. – 1971. - 440 с. – Текст : непосредственный.

80. Лысак В.А. Исследование фрикционных автоколебаний колесных пар локомотивов : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Лысак Владимир Акимович: Харьк. политехн. ин-т им. В. И. Ленина. - Харьков, 1972, - 22 с. – Текст : непосредственный.

81. Кобринский А.Е. Виброударные системы (Динамика и устойчивость): монография / А.Е. Кобринский, А.А. Кобринский. - М.: «Наука», 1973. - 592 с. – Текст : непосредственный.

82. Динамические и прочностные испытания мотовоза МД-54. Отчет ВНИТИ № И-32-59 / Коломна, 1959. - 63с. – Текст : непосредственный.

83. Лысак В.А. Крутильные колебания колесных пар локомотивов, возникающие при боксовании: статья / В.А.Лысак. – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. – Коломна. - 1966. Вып. 22. - С. 101-108.

84. Добрынин Л.К. Динамические нагрузки в трансмиссии тепловоза ТГМ10 с гидропередачей: статья / Л.К. Добрынин, В.А. Лысак. – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. Коломна. – 1964. Вып. 20. - С. 142-169.

85. Кочергин В.В. Экспериментальное исследование тяговых приводов локомотивов: статья / В.В. Кочергин. – Текст : непосредственный // Вестник ВНИИЖТ / ВНИИЖТ. М.: 1977. № 8. - С. 7...10.

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

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

88. Запорожцев А.В. Моделирование технических систем: статья / А.В. Запорожцев. – Текст : непосредственный. // Фундаментальные исследования. – Нижний Новгород. – 2014. – № 8. – С. 1288-1294.

89. Буч, Гради. Объектно-ориентированный анализ и проектирование с примерами приложений, 3-е изд: Пер. с англ. / Гради Буч, Роберт А. Максимчук, Майкл У. Энгл, Бобби Дж. Янг, Джим Коналлен, Келли А. Хьюстон // М.: ООО «И.Д. Вильямс», 2008. – 720 с. – Текст : непосредственный.

90. Маслов М.А., Измеров О.В., Копылов С.О. Методы комплексного анализа динамической системы тягового привода локомотива: статья / М.А. Маслов, О.В. Измеров, С.О. Копылов. – Текст : непосредственный // Совершенствование транспортных машин [Текст] + [Электронный ресурс]: сб. науч.тр. / под ред. В.В. Рогалева. – Брянск: БГТУ, 2017. – С. 139-146.

91. Патент на полезную модель № 149213, Российская Федерация, МПК B61C 9/00 (2006.01). Компенсационная муфта тягового привода локомотива : № 2014120704/11: заявлено 23.05.2014: опубликовано 27.12.2014 / Самотканов А.В., Пугачев А.А., Измеров О.В., Космодамианский А.С., Воробьев В.И. – 16 с.: ил. – Текст : непосредственный.

92. Патент на полезную модель № 166918, Российская Федерация, МПК F16D 3/78 (2006.01), B61C 9/00 (2006.01). Компенсационная муфта тягового привода локомотива: № 2016112633/11: заявлено 04.04.2016: опубликовано 10.12. 2016 / Антипин Д.Я., Воробьев В.И., Бондаренко Д.А., Пугачев А.А., Цыганков С.Г., Измеров О.В., Шорохов С.Г. – 8 с.: ил. – Текст : непосредственный.

93. Патент на полезную модель № 157519, Российская Федерация, МПК F16D 3/78 (2006.01). Оболочка резинокордная для высокоэластичной муфты: № 2015119063/11: заявлено 20.05.2015: опубликовано 10.12.2015 / Воробьев В.И., Измеров О.В., Дорофеев О.В., Злобин С.Н. – 5 с.: ил. – Текст : непосредственный.

94. Патент на полезную модель № 173560, Российская Федерация, МПК B61C 9/00 (2006.01), F16D 3/78 (2006.01).. Компенсационная муфта тягового привода локомотива: № 2017105539: заявлено 20.02.2017: опубликовано 30.08.2017 / Воробьев В.И., Антипин Д.Я., Измеров О.В., Новиков А.С., Космодамианский А.С., Шорохов С.Г., Мануева М.В. – 8 с.: ил. – Текст : непосредственный.

95. Патент на полезную модель № 166897, Российская Федерация, МПК F16D 3/79 (2006.01). Компенсационная муфта тягового привода железнодорожного экипажа: № 2016112626/11: заявлено 04.04.2016: опубликовано 10.12. 2016 / Воробьев В. И., Новиков В. Г., Космодамианский А. С., Козловский В. Н., Борисов А. А., Бондаренко Д. А., Измеров О. В. – 9 с.: ил. – Текст : непосредственный.

96. Патент РФ на полезную модель № 222895. МПК B61F 5/14 (2006.01), B61F 5/08 (2006.01). Боковая опора кузова на тележку: № 2023127594: заявлено 26.10.2023: опубликовано 23.01.2024 / Космодамианский А.С., Воробьев В. И., Измеров О.В., Копылов С.О., Николаев Е.В., Самотканов А.В., Баташов С.И., Корчагин В.О., Пугачев А.А., Капустин М.Ю., Шевченко Д.Н., Карпов А.Е. – 8 с.: ил. – Текст : непосредственный.

97. Лысак В.А. Крутильные колебания колёсных пар локомотивов, возникающие при боксовании / В.А. Лысак. – Текст : непосредственный // Труды ВНИТИ. – 1966. Вып. 22. - С.108-113.

98. Фуфрянский Н.А. Развитие локомотивной тяги / Н.А. Фуфрянский, А.С. Нестрахов, А.Н. Долганов, Н.Н. Каменев, Э.А. Пахомов; Под ред. Н.А. Фуфрянского и А.И. Бевзенко. – М.: Транспорт, 1982 – 303 с. – Текст : непосредственный.

99. Патент на полезную модель № 187685, Российская Федерация, СПК B61C 9/38 (2006.01). Устройство для крепления тяговых электродвигателей локомотива к раме двухосной тележки: № 2018115107: заявлено 23.04.2018: опубликовано 14.03.2019 / Антипин Д.Я., Космодамианский А. С., Измеров

О.В., Борзенков М.И., Маслов М.А., Новиков А.С., Самотканов А.В. – 7 с.: ил. – Текст : непосредственный.

100. Патент на полезную модель № 185449, Российская Федерация, СПК В61С 9/38 (2006.01). Устройство для крепления тягового электродвигателя локомотива к раме тележки: № 2017119960: заявлено 06.06.2017: опубликовано 05.12.2018 / Воробьев В.И., Антипин Д.Я., Копылов С.О., Измеров О.В., Шорохов С.Г., Маслов М.А., Ашуркова С.Н. – 6 с.: ил. – Текст : непосредственный.

101. Патент на полезную модель № 196906, Российская Федерация, СПК В61С 9/48 (2019.08); В60К 7/0007 (2019.08); В60К 2007/0092 (2019.08). Электромотор-колесо: №2019117489: заявлено 05.06.2019: опубликовано 19.03.2020 / Воробьев В.И., Измеров О.В., Пугачев А.А., Космодамианский А.С., Капустин М.Ю., Стрекалов Н.Н., Самотканов А.В., Шевченко Д.Н., Корчагин В.О. – 9 с.: ил. – Текст : непосредственный.

102. Расширенная классификация механической части тяговых приводов локомотивов. / Космодамианский А.С., Воробьев В.И., Измеров О.В., Шевченко Д.Н., Николаев Е.В. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта, 2. - М.: Российский университет транспорта (МИИТ). - 2022. – С. 60-68.

103. Воробьев В.И. Техническая инновационика. Применение физико-технических эффектов при конструировании транспортных машин : монография / В.И. Воробьев, С.Н. Злобин, О.В. Измеров [и др.] ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, ОГУ имени И.С. Тургенева. – Орёл : ОГУ имени И.С. Тургенева, 2023. – 208 с. – Текст : непосредственный.

104. Злобин С.Н. Вопросы снижения фрикционных автоколебаний в нелинейной системе тягового привода транспортного средства: статья / С.Н. Злобин, О.В. Измеров, С.О. Копылов. – Текст : непосредственный //

Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева. - 2017. - №1 (321). - С. 75-83.

105. Патент на полезную модель № 153297, Российская Федерация, МПК B61F 5/12 (2006.01). Дисковый фрикционный гаситель колебаний: №2014150118/11: заявлено 10.12.2014: опубликовано 10.07.2015 / Волохов С.Г., Пугачев А.А., Борзенков М.И., Злобин С.Н., Дорофеев О.В., Измеров О.В., Воробьев В.И. – 7 с.: ил. – Текст : непосредственный.

106. Патент на полезную модель № 157096, Российская Федерация, МПК F61F 7/08 (2006.01), B61F 5/12 (2006.01). Дисковый фрикционный гаситель колебаний: № 2015107856/05: заявлено 06.03.2015: опубликовано 20.11.2015 / Космодамианский А.А., Самотканов А.В., Воробьев В.И., Измеров О.В., Пугачев А.А., Бондаренко А.А., Волохов С.Г., Фомина Е.В., Сеницын С.В., Сеницына Т.П., Иванова С.Н. – 15 с.: ил. – Текст : непосредственный.

107. Патент на полезную модель № 156680, Российская Федерация, МПК B61F 5/14 (2006.01). Боковая опора кузова на тележку: № 2015109507/11: заявлено 18.03.2015: опубликовано 10.11.2015 / Воробьев В.И., Антипин Д.Я., Новиков В.Г., Пугачев А.А., Бондаренко Д.А., Измеров О.В. – 6 с.: ил. – Текст : непосредственный.

108. Антипин Д.Я. Объектная модель технических решений для проектирования тягового привода колесно-моторного блока: статья / Д.Я. Антипин, М.И. Борзенков, В.И. Воробьев, О.В. Дорофеев, С.Н. Злобин, О.В. Измеров, А.В. Самотканов. - Текст : непосредственный // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева.- 2019. - 6 (338). - С. 118-126.

109. Воробьев В.И. Поиск новых конструктивных схем редукторного и безредукторного тягового привода локомотива с частичным обрессориванием масс: статья / В.И. Воробьев, А.Г. Стриженов, О.В. Измеров. – Текст : непосредственный // Вестник Брянского государственного технического университета. - Брянск, БГТУ. – 2016. - № 1 (49). С. 16-21.

110. Патент на полезную модель № 176845, Российская Федерация, МПК B61C 9/48 (2006.01), B61C 15/00 (2006.01), B60L 9/02 (2006.01). Тяговый привод локомотива: № 2017105535: заявлено 20.02.2017: опубликовано 30.01.2018 / Воробьев В.И., Антипин Д.Я., Измеров О.В., Новиков А.С., Пугачев А.А., Бондаренко Д.А., Шорохов С.Г. – 9 с.: ил. – Текст : непосредственный.

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

112. Патент на полезную модель № 164797, Российская Федерация, МПК B61C 9/48 (2006.01). Тяговый привод локомотива: № 2015144911/11: заявлено 19.10.2015: опубликовано 20.09.2016 / Воробьев В.И., Измеров О.В., Новиков В.Г., Вдовин А.В., Бондаренко Д.А., Новиков А.С., Воробьев Д.В. – 9 с.: ил. – Текст : непосредственный.

113. Космодамианский А.С. Проблемы создания тепловозов для линий с небольшой интенсивностью движения: статья / А.С. Космодамианский, В.И. Воробьев, О.В. Измеров, С.О. Копылов, Е.В. Николаев. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – М.: РОАТ. – 2023. - № 2. - С. 22-31.

114. Антипин Д.Я. Поиск рациональной экипажной части тепловоза с повышенной нагрузкой на ось: статья / Д.Я. Антипин, О.В. Измеров, Д.Г. Надточей. – Текст : непосредственный // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. - Ростов-на Дону. - 2018. - №4. - С. 9-11.

115. Antipin D Ya. Influence of locomotive traction drive design on main forms of self-oscillations during spinning: статья / D.Ya. Antipin, O.V. Izmerov,

S.O. Kopylov . – Текст : непосредственный // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 87 (2017) 082005. – 2017.

116. Antipin D Ya. Friction self -oscillation decrease in nonlinear system of locomotive traction drive: статья / D.Ya. Antipin, V.I. Vorobiyov, O.V. Izmerov, S.G. Shorokhov and D.A. Bondarenko. – Текст : непосредственный // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 17 7 (2017) 012137. – 2017.

117. B. Birnfeld, B. Mayer. Glasers Annalen: статья. – Текст : непосредственный // 2005. – № 6/7. – S. 226 – 244.

118. B. Benes et al. Elektrische Bahnen: статья. - Текст : непосредственный // 1999. – № 4. – S. 150 – 157.

119. T. Endo. Railway Gazette International: статья. – Текст : непосредственный // 2002. – № 4. – P. 201 – 203.

120. H. Neudorfer. Glasers Annalen: статья. – Текст : непосредственный // 2001. – № 6/7. – S. 237 – 242.

121. H. Hondius. Metro Report: статья. – Текст : непосредственный // 1999. – P. 21 – 25.

122. FANG Xiaochun. CAD software for traction drive system of high speed train led by top-level technology goals: статья / Xiaochun FANG, Zhongping YANG, Kun ZHAO and Ke LI.A. – Текст : непосредственный // The 1st International Workshop on High-speed and Intercity Railways (IWHIR 2011).2011(7), Springer-Verlag Berlin Heidelberg. - 2011. - Volume 1. - P. 441-450.

123. E. Gärtner. Glasers Annalen: статья. – Текст : непосредственный // 2000. - № 10. - S. 541 – 559.

124. G. Haller. Glasers Annalen: статья. – Текст : непосредственный // 2002. - 126 Tagungsband SFT Grazю - S. 22 – 27.

125. Dietrych, Janusz. System i konstrukcja: монография / Janusz Dietrych.- Warszawa : Wydaw. Nauk. - Techn., 1985. – 422с. – Текст : непосредственный.

126. Dixon, John R. Design engineering: inventiveness, analysis, and decision making: монография / John R. Dixon. - McGraw-Hill. – 1966. - 354 с. – Текст : непосредственный.

127. Hill, Percy H.. The Science of Engineering Design: монография. / Percy H. Hill. - Holt, Rinehart and Winston. – 1970. - 372 с. – Текст : непосредственный.

128. Koller, R. Konstruktionsmethode fur den Maschinen-, Gerate- und Apparatebau: монография / R. Koller. - Springer –Verlag. – 1976. – 191с. – Текст : непосредственный.

129. Roth, K. Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Band 1: Konstruktionslehre: монография / Roth, K. - 3.Aufl. Springer, Berlin. – 2000. - 440 с. – Текст : непосредственный.

130. Jones, John Christopher, Design Methods: seeds of human futures: монография / John Christopher Jones. - John Wiley & Sons Ltd.. – 1992. - 472 с. – Текст : непосредственный.

131. Smith, John M.. Mathematical Modeling and Digital Simulation for Engineers and Scientists: монография / John M. Smith. - John Wiley & Sons. – 1977. – 332 с.

132. Schenck, Hilbert. Theories of Engineering Experimentation: монография / Hilbert Schenck. - Taylor & Francis Group. – 1979. - 302 с. – Текст : непосредственный.

133. Wiener N. Cybernetics or Control and Communication in the Animal and the Machine: монография / N. Wiener. – New York: The Technology Press and John Wiley & Sons, Inc. – Paris: Hermann et Cie. - 1948. – 194 s. – Текст : непосредственный.

134. Bendat, Julius S., Piersol, Allan G.. Engineering applications of correlation and spectral analysis: монография / Julius S. Bendat, Allan G. Piersol. - J. Wiley. – 1993. – 458 с. – Текст : непосредственный.

135. Clough, Ray W., Penzien, Joseph. Dynamics of structures: монография / Ray W. Clough, Joseph Penzien. - McGraw-Hill. – 1975. – 634 с. – Текст : непосредственный.

136. Spiryagin, Maksym. Design and Simulation of Heavy Haul Locomotives and Trains: монография / Maksym Spiryagin, Peter Wolfs, Colin Cole, Valentyn Spiryagin, Yan Quan Sunю - Tim McSweeney CRC Press, London, New York. - 2016. – 477 с. – Текст : непосредственный.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

документ о внедрении результатов работы в учебный процесс
кафедры «Подвижной состав железных дорог»
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»

УТВЕРЖДАЮ



Первый проректор ФГБОУ ВО «Брянский
государственный технический университет»

к.т.н., доц. Сканцев В.М.

АКТ о внедрении

Настоящим подтверждаем, что материалы диссертации соискателя по кафедре «Подвижной состав железных дорог» О.В. Измерова «Синтез узлов экипажной части локомотива методами технической инновационики» внедрены в учебный процесс на кафедре «Подвижной состав железных дорог».

Материалы диссертации использованы при проведении занятий по дисциплинам «Теория и конструкция локомотивов», «Электрические машины» и «Общий курс железнодорожного транспорта» и опубликованы в учебных пособиях «Теоретические основы изобретательской деятельности», «Техническая инновационика в машиностроении», «Теоретические основы и прикладные методы изобретательской деятельности», «Тяговые приводы локомотивов. Поиск и выбор инновационных решений», «Теория создания изобретений», «Практические методы создания изобретений» и «Техническая инновационика в машиностроении и изобретательской деятельности».

Зав. каф. «Подвижной состав
железных дорог»
ФГБОУ ВО «Брянский
государственный
технический университет»

к.т.н., доц. А.А. Лагутина

СОБСТВЕННОРУЧНАЯ ПОДПИСЬ
УДОСТОВЕРЯЕТСЯ «*В. Сканцев*» 2017
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Брянский государственный технический университет»
Начальник отдела кадров
Подпись: *В. Сканцев*



ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

документ о внедрении результатов работы в ОП ООО «ТМХ Инжиниринг»
в г. Брянск «Конструкторское бюро «Локомотивы»

Ф 7.5-533

Обособленное подразделение ООО «ТМХ Инжиниринг»
в г. Брянск «Конструкторское бюро «Локомотивы»
ул. Ульянова, д. 26, Брянск,
Брянская обл., Россия, 241035
Тел.: +7 495 539 22 05
Email: op_brk@tmh-eng.ru

№ _____

На № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ
Директор

А.Ю. Бойко

АКТ о внедрении

Настоящим актом подтверждается, что предложенные в диссертационной работе Измерова О.В. «Синтез узлов экипажной части локомотива методами технической инноватики» рекомендации по рациональному выбору узлов экипажной части локомотивов использованы при разработке перспективных конструкций локомотивов ТЭМ23, ТЭ26.

Главный конструктор

В.С. Титомир

Система менеджмента предприятия
сертифицирована на соответствие
требованиям ISO 9001:2015,
ГОСТ Р ИСО 9001-2015, EN 15085-2