

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

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

На правах рукописи

ИБРАГИМОВ ОЛЕГ ДАМИРОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИНСТРУМЕНТАРИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ
КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЬНЫХ КОМПОНЕНТОВ В ПРОЦЕССЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ ЭЛЕКТРОМОТОРЕДУКТОРА**

2.5.22 – Управление качеством продукции. Стандартизация.
Организация производства

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Козловский Владимир Николаевич

Самара – 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
Глава 1. СТАНДАРТИЗАЦИЯ ТРЕБОВАНИЙ И РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМОТОРЕДУКТОРА С УЧЕТОМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО КАЧЕСТВА И УНИФИКАЦИИ ...	14
1.1 Этапы развития и современные тенденции разработки и производства электромоторедуктора.....	14
1.2 Обзор науки и практики развития инструментария обеспечения качества конструкций электромоторедуктора.....	21
1.3 Стандартизация в вопросах проектирования электромоторедукторов	28
1.4 Выводы по главе	36
1.5 Цель и задачи диссертационного исследования.....	38
Глава 2. РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТНО-СТАТИСТИЧЕСКОГО И ЭКСПЕРТНОГО ИНСТРУМЕНТАРИЯ ПО АНАЛИЗУ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ЭЛЕКТРОМОТОРЕДУКТОРОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ	40
2.1 Разработка и реализация инструментария анализа основных причин отказов электромоторедукторов для современных автотранспортных средств	40
2.2 Разработка и реализация инструментария анализа основных причин отказов электромоторедуктора привода выдвигающейся подножки.....	45
2.3 Разработка и реализация инструментария анализа основных причин отказов электромоторедуктора привода служебной двери	51
2.4 Разработка и реализация инструментария анализа основных причин отказов электромоторедуктора привода стояночного тормоза.....	55
2.5 Выводы по второй главе	58
Глава 3. МОДЕРНИЗИРОВАННЫЙ ИНСТРУМЕНТАРИЙ РАЗРАБОТКИ УНИФИЦИРОВАННОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМОТОРЕДУКТОРА	61
3.1 Основные обобщения для создания модернизированного инструментария разработки унифицированного автомобильного электромоторедуктора	61
3.2 Определение исходных данных для проектирования унифицированного автомобильного электромоторедуктора.....	63

3.3 Методика определения срока службы проектируемого привода унифицированного автомобильного электродвигателя.....	65
3.4 Методика проектирования двигателя постоянного тока унифицированного автомобильного электродвигателя.....	68
3.5 Методика расчёта зубчатой передачи унифицированного автомобильного электродвигателя.....	69
3.6 Разработка герметичного корпуса унифицированного автомобильного электродвигателя.....	69
3.7 Разработка конструкции механизма аварийного расцепления унифицированного автомобильного электродвигателя.....	71
3.8 Разработка устройства регулировки усилия торможения унифицированного автомобильного электродвигателя.....	72
3.9 Разработка методики прогнозирования влияния технологических погрешностей изготовления электродвигателя на его ключевые выходные характеристики	74
3.10 Выводы по главе	93
Глава 4. РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ ФОРМАЛИЗОВАННОГО ИНСТРУМЕНТАРИЯ ИСПЫТАНИЙ КОНСТРУКЦИИ УНИФИЦИРОВАННОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ	97
4.1 Основные этапы испытаний конструкции унифицированного автомобильного электродвигателя в процессе проектирования для подтверждения соответствия при постановке в производство	97
4.2 Инструментарий испытаний конструкции унифицированного автомобильного электродвигателя.....	102
4.2.1 Проверка габаритных размеров.....	102
4.2.2 Проверка степени защиты от пыли и влаги	105
4.2.3 Проверка работоспособности при воздействии вибрационных и ударных нагрузок	107
4.2.4 Проверка работоспособности в условиях термоцикличности	110
4.2.5 Испытание на ресурс для электродвигателя стояночного тормоза	112
4.2.6 Испытание на ресурс для электродвигателя выдвигающейся подножки	117

4.2.7 Степень уровня эмиссии собственных импульсных помех на выводах питания	121
4.2.8 Испытание на удержание в обесточенном состоянии заданного момента ..	124
4.3 Выводы по главе	126
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	128
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	132
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	133
Приложения.....	144
Приложение 1. Таблица проанализированных работ по теме исследования	144
Приложение 2. Таблица нормативной документации по теме исследования	147
Приложение 3. Методика проектирования двигателя постоянного тока унифицированного автомобильного электромоторедуктора	148
Приложение 4. Методика расчёта зубчатой передачи унифицированного автомобильного электромоторедуктора	184
Приложение 4.1. Определение основных геометрических параметров.....	184
Приложение 4.2. Контролируемые и измерительные параметры червяка	191
Приложение 4.3. Контролируемые и измерительные параметры зубчатого колеса	193
Приложение 4.4. Проверка качества зацепления по геометрическим показателям зубчатого колеса	199
Приложение 4.5. Проверка качества зацепления	201
Приложение 4.6. Кинематический и энергетический расчёт привода	202
Приложение 4.7. Выбор материалов.....	205
Приложение 4.8. Проверочный расчёт контактных напряжений косозубого цилиндрического колеса	206
Приложение 4.9. Проверочный расчёт зубьев косозубого цилиндрического колеса на выносливость при изгибе	209
Приложение 4.10. Проверочный расчёт подшипников входного вала	211
Приложение 4.11. Проверочный расчёт подшипников выходного вала.....	224
Приложение 5. Сборочный чертеж электромоторедуктора	230
Приложение 6. Чертеж червяка.....	233

Приложение 7. Чертеж косозубого цилиндрического колеса.....	234
Приложение 8. Справки о внедрении основных результатов научно-технической деятельности	235
Приложение 9. Патенты на полезную модель	238

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Неоспоримым трендом развития автомобилестроения в последние десятилетия является насыщение конструкций автомобилей компонентами, обеспечивающими безопасность, функциональность, комфорт и экологичность. Компоненты конструктивно усложняются и все чаще совмещают в себе электротехнические и механические элементы. Именно такими конструктивными особенностями обладает автомобильный электромоторедуктор, который в настоящее время может обеспечивать функции привода: тормозной системы, дверей, стеклоочистителя, выдвигающейся подножки, стеклоподъемника и т. д.

Конкурентоспособность современных автомобилей определяет целый комплекс показателей, главные из которых – качество и стоимость. Качество разделяется на базовую часть, связанную с безопасностью, безотказностью и функциональностью продукции в эксплуатации, и потребительскую часть, определяемую удовлетворенностью и лояльностью клиентов. Стоимость определяется сегментной ориентацией продукции на рынке и эффективностью процессов в корпоративной системе автопроизводителя.

Известно, что качество продукции закладывается в процессе проектирования. Также известно, что по уровню дефектности автомобилей в эксплуатации лидирующие позиции занимают конструктивно сложные компоненты. Логично, что совершенствование инструментария процесса разработки продукции в системе менеджмента следует проводить на примере создания таких автокомпонентов. При этом резерв улучшения эффективности процессов и продукции автосборочного производства следует искать в области унификации узлов и агрегатов.

Довольно острым вопросом развития российской экономики является импортозамещение, которое накладывает существенные требования в области развития процессов жизненного цикла продукции, особенно в

высокотехнологичных наукоемких отраслях, таких как автомобилестроение. Требуется создание образцов продукции, имеющих технические и экономические показатели как минимум не хуже, чем у зарубежных аналогов.

Все вышесказанное определяет необходимость улучшения процесса проектирования автомобильных компонентов, таких как электромоторредуктор, за счет совершенствования инструментария разработки, который должен быть нацелен на решение ключевых проблем качества серийно выпускаемых образцов, с учетом возможной унификации разрабатываемых конструкций. Именно поэтому научно-техническая задача, связанная с совершенствованием инструментария обеспечения качества автомобильных компонентов в процессе проектирования является актуальной.

Степень разработанности темы. Значительный вклад в развитие фундаментальных вопросов науки об управлении качеством внесли ученые: Г.Г. Азгальдов, В.В. Бойцов, Б.В. Бойцов, Г.П. Воронин, В.Я. Белобрагин, А.В. Гличев, В.В. Окрепилов, В.А. Лapidус, И.И. Чайка, Э. Деминг, Дж. Джуран, П. Друкер, К. Исикава, Н. Кано, Р. Каплан, Ф. Котлер, Ф. Кросби, Г. Тагути, Ф. Тейлор, А. Фейгенбаум, В. Шухарт.

Существенный вклад в развитие научно-прикладных вопросов управления качеством машиностроения (автомобилестроения) внесли отечественные ученые и специалисты: Ю.П. Адлер, В.Н. Азаров, И.З. Аронов, В.А. Васильев, С.А. Васин, Д.В. Антипов, В.Ф. Безъязычный, В.Е. Годлевский, Е.А. Горбашко, О.А. Горленко, А.Я. Дмитриев, А.В. Зажигалкин, А.Г. Ивахненко, М.А. Полякова, Х.А. Фасхиев, А.Д. Шадрин, А.П. Шалаев, В.Л. Шпер, В.В. Щипанов, Г.Л. Юнак, С.И. Клейменов и т. д.

Целью исследования является совершенствование инструментария обеспечения качества проектирования автомобильных компонентов с учетом практики эксплуатации на примере электромоторредуктора, направленное на развитие конкурентоспособности продукции автосборочного производства.

Задачи исследования:

1. Обзор научно-технических достижений в области создания конструкций электромоторедукторов с точки зрения обеспечения унификации и эксплуатационного качества, а также анализ действующей нормативной базы стандартов, определяющей требования к созданию автомобильных электромоторедукторов.

2. Разработка и реализация расчетно-статистического и экспертного инструментария анализа отказов и определения параметров надежности серийно выпускаемых автомобильных электромоторедукторов, с выделением наиболее значимых причин эксплуатационных отказов.

3. Модернизация инструментария разработки автомобильного электромоторедуктора под задачи, направленные на преодоление наиболее значимых эксплуатационных отказов, с формированием взаимосвязанных методик проектирования электродвигателя и моторедуктора, разработка конструкции унифицированного автомобильного электромоторедуктора, а также создание расчетно-статистического инструментария прогнозирования воспроизводимости ключевых характеристик автокомпонента по методу Монте-Карло, направленное на улучшение процесса конструкторско-технологической подготовки производства.

4. Разработка и реализация формализованного инструментария испытаний разработанной конструкции унифицированного автомобильного электромоторедуктора.

5. Апробация и внедрение разработанных научно-технических решений в практике автомобильного производства.

Область исследования соответствует п. 3 «Научные основы и совершенствование методов стандартизации и менеджмента качества (контроль, управление, обеспечение, повышение, планирование качества) объектов и услуг на различных стадиях жизненного цикла продукции», п. 9 «Разработка и совершенствование научных инструментов оценки, мониторинга и

прогнозирования качества продукции и процессов», п. 12 «Научно-практическое совершенствование направлений подтверждения соответствия продукции (услуг), систем качества, производств», п. 20 «Анализ и синтез организационно-технических решений. Стандартизация, унификация и типизация производственных процессов и их элементов», п. 23 «Разработка и совершенствование методов и средств планирования и управления производственными процессами и их результатами» паспорта специальности 2.5.22 – Управление качеством продукции. Стандартизация. Организация производства.

Объектом исследования являются виды деятельности процесса проектирования автомобильных компонентов, направленные на первичную оценку разрабатываемых конструкций с формированием ключевых требований исходя из эксплуатационной практики, а также виды деятельности, направленные на разработку и испытания конструкций автомобильных компонентов, действующие на предприятиях автомобильной отрасли.

Предметом исследования являются методы, методики, инструменты разработки и испытаний автомобильных компонентов на примере электромоторредуктора.

Методы исследования. Решение задач диссертационного исследования проведено на основе принципов Всеобщего управления качеством (TQM), положений теории качества, теории вероятности, методов математической статистики, процессного и системного подходов, теории электрических машин, прикладной механики, а также экспериментальных исследований с целью проверки адекватности теоретических положений.

Разработка научно-прикладных программ поддержки предложенных решений осуществлялась в приложениях Microsoft Excel, Mathcad, SMath Studio и Matlab.

Научная новизна диссертационного исследования заключается в разработке и реализации комплексного инструментария обеспечения качества

автомобильных компонентов в процессе проектирования на примере электродвигателя-редуктора. Предлагаемый комплекс включает в себя:

1. Расчетно-статистический и экспертный инструментарий анализа эксплуатационных дефектов электродвигателей-редукторов в составе автомобилей, отличающийся возможностью ранжирования основных типов отказов, по параметрам количественного уровня проявления и затратам на их устранение (п. 9).

2. Модернизированный инструментарий разработки автомобильного электродвигателя-редуктора, отличающийся нацеленностью на решение основных проблем качества конструкции в эксплуатации (п. 3), возможностью прогнозирования воспроизводимости ключевых характеристик в процессе производства (п. 23), а также обеспечением унификации конструкции для возможно широкого применения в составе автомобиля (п. 20).

3. Формализованный инструментарий испытаний унифицированной конструкции автомобильного электродвигателя-редуктора, отличающийся учетом ключевых характеристик качества конструкции, возможных эксплуатационных отказов, направленный на подтверждение соответствия продукции в процессе постановки в массовое производство (п. 12).

Теоретическая значимость работы заключается в создании комплексного научно-технического инструментария направленного на обеспечение качества автомобильного компонента в процессе проектирования, учитывающего: безотказность на эксплуатационном этапе жизненного цикла, вопросы унификации технических решений, а также применение инструментов прогнозирования воспроизводимости ключевых характеристик новой продукции автомобилестроения в процессе производства.

Практическая значимость работы заключается в разработке научно-прикладных решений, направленных на развитие инженерной практики решения задач в области обеспечения качества проектирования сложных автомобильных компонентов на примере электродвигателя-редуктора. В работе проведен детальный

статистический и экспертный анализ основных причин эксплуатационных отказов электродвигателей автотранспортных средств. Предложен комплекс научно-инженерных методик, ориентированный под задачи разработки конструкций электродвигателя. Комплекс включает в себя взаимосвязанные методики расчета электродвигателя: определения срока службы, проектирования двигателя постоянного тока, расчета зубчатой передачи, разработки герметичного корпуса, разработки конструкции механизма аварийного расцепления, разработки устройства регулировки усилия торможения, разработки инструментария прогнозирования влияния технологических погрешностей изготовления электродвигателя на его ключевые выходные характеристики. Также в работе предложена конструкция запатентованного унифицированного автомобильного электродвигателя, отвечающего на основные запросы автосборочных производств с точки зрения обеспечения эксплуатационного качества. Разработана и реализована методика испытаний спроектированной конструкции электродвигателя.

Предложенный в работе унифицированный электродвигатель с улучшенными характеристиками успешно внедрен в конструкцию автомобилей «Соболь НН 4×4», «Газель Next», «Газель НН» производства «Группы ГАЗ». Ряд технических решений внедрены в практику ООО «НижКомАвто», ООО «Автозавод «НАЗ», ООО «Объединенный инженерный центр», г. Нижний Новгород, с экономическим эффектом 7,5 млн руб. в ценах 2024 г.

Положения, выносимые на защиту:

1. Расчетно-статистический и экспертный инструментарий анализа эксплуатационных дефектов электродвигателей в составе автомобилей.
2. Модернизированный инструментарий разработки автомобильного электродвигателя.
3. Формализованный инструментарий испытаний унифицированной конструкции автомобильного электродвигателя.

4. Результаты комплексного внедрения полученных научно-технических решений в практику предприятий.

Апробация работы. Результаты работы обсуждались на профильных совещаниях в производственных подразделениях «Группы ГАЗ», а также на научных семинарах ФГБОУ ВО «СамГТУ».

Основные положения и результаты работы докладывались на Всероссийской научно-технической конференции «Отечественный и зарубежный опыт обеспечения качества в машиностроении» (Тула, 2023 г.), Национальной научно-технической конференции с международным участием «Автоматизация, проблемы, идеи, решения (АПИР)» (Тула, 2023, 2024 гг.), Международной научно-практической конференции «Актуальные и перспективные исследования» (Пенза, 2024 г.), Всероссийской научно-технической конференции «Наука молодых – будущее России» (Пенза, 2024 г.).

Личный вклад автора. Постановка задач осуществлялась совместно с научным руководителем. Теоретические и практические исследования автором выполнены самостоятельно.

Работа выполнена в рамках научной школы «Обеспечение конкурентоспособности, качества и эффективности продукции автомобилестроения» (основатель и руководитель научной школы: д.т.н., профессор В.Н. Козловский).

Автор работы имеет награды за научные и практические достижения: победитель областного конкурса «Молодой учёный» в номинации «Аспирант», 2024 г.; памятный знак «За служение людям», учреждённый распоряжением Губернатора Самарской области.

Связь работы с научными программами, темами, грантами. Работа выполнена при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (тема №FSSE-2023-0003) в рамках государственного задания Самарского государственного технического университета.

Достоверность полученных результатов подтверждается корректным применением математического и статистического аппарата, экспериментальными исследованиями, обсуждением результатов диссертации на международных и отечественных конференциях, форумах и семинарах.

Публикации. Содержание диссертации отражено в 26 работах, из них 8 статей опубликовано в изданиях, входящих в перечень ВАК при Минобрнауки России, 3 – в изданиях, индексируемых базой Scopus, а также 3 авторских свидетельства на патенты и программу для ЭВМ (авторский вклад объемом 6,2 п. л.).

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объем диссертации – 239 страниц, включая 56 рисунков, 25 таблиц, список литературы из 83 наименований.

Глава 1 СТАНДАРТИЗАЦИЯ ТРЕБОВАНИЙ И РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМОТОРЕДУКТОРА С УЧЕТОМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО КАЧЕСТВА И УНИФИКАЦИИ

1.1 Этапы развития и современные тенденции разработки и производства электромоторедуктора

Первое упоминание устройства, в котором электродвигатель и редуктор представляют собой единый агрегат, встречается в начале двадцатого века. Стремление к механизации труда на фоне продолжающейся индустриализации привело к широкому внедрению электродвигателей в производственный процесс, что породило целый ряд серьезных проблем. Несколько станков приводились в движение с помощью центрального электродвигателя. Повышенный риск травматизма, большие потери и высокий уровень шума являлись следствием габаритного и малоэффективного привода, состоящего из системы промежуточных валов и ремней. В поисках варианта устранения перечисленных недостатков компанией Vodine Electric в 1927 году была предложена конструкция компактного червячного моторедуктора с асинхронным электродвигателем. Однако документальное подтверждение изобретения устройства, ставшего предшественником современных моторедукторов, встречается лишь спустя год в патенте немецкого инженера Альберта Обермозера от 11 августа 1928 года [1]. Данное техническое решение, в основе которого лежит идея объединения электродвигателя и тихоходного приводного механизма, получило название Vorgelegemotor. Внешний вид упомянутого изделия продемонстрирован на рисунке 1.1.



Рисунок 1.1 – Vorgelegemotor

Несмотря на очевидные преимущества Vorgelegemotor, в том числе компактные размеры, а также более плавный и точный ход, явление индивидуального привода получило широкое распространение в промышленности только спустя время. Это было обусловлено тем, что данные электромоторредукторы обладали исключительно цилиндрической зубчатой передачей, вследствие чего область их применения была весьма ограниченной.

Следующим важным этапом стало растущее разнообразие комбинаций редукторной части и электродвигателя, появление которых позволило сделать моторредукторы более универсальными, однако ключевой проблемой являлась высокая стоимость проектирования и производства новых конструкций. К 1960 году немецкой компанией SEW-Eurodrive была разработана идея модульного производства, что позволило существенно снизить затраты [2]. Большое количество стандартизированных вариантов комбинации позволяло максимально точно и быстро подстроиться под требования заказчика, а локальное производство и децентрализованная сборка давали преимущество по стоимости.

Во второй половине двадцатого века с распространением персональных компьютеров появились системы автоматизированного проектирования. Устойчивая тенденция к автоматизации процессов и объединение электрических компонентов в комплексные системы преобразовали принцип управления приводом. Контроль за состоянием и управление электромоторредуктором стали осуществляться через блоки управления. К тому же появление станков с числовым программным обеспечением (ЧПУ) повысило качество и позволило

увеличить объём выпускаемой продукции. Вследствие этого наблюдается тенденция к росту конкуренции, что приводит к постепенному снижению стоимости электродвигателей.

В 1997 году на Ганноверской промышленной выставке компанией SEW-Eurodrive был представлен первый моторедуктор со встроенным преобразователем частоты MOVIMOT [3]. Данное решение послужило началом дальнейшего развития децентрализованных приводных технологий и снизило затраты на обеспечение соответствия требованиям электромагнитной совместимости в ряде отраслей промышленности.

Внедрению электродвигателей в конструкцию автомобильных транспортных средств предшествует ряд важных событий, происшедших на всём протяжении двадцатого века.

Изобретение в 1903 году механических стеклоочистителей и применение их спустя пять лет в конструкции первого в мире серийного автомобиля компании Ford привлекло широкое внимание общественности. В 1926 году немецкой компанией Bosch было предложено использование электродвигателя в качестве наиболее эффективного привода. Данное изобретение обладало целым рядом достоинств, к которым можно отнести компактные размеры и низкое энергопотребление. В основном упомянутые электрические стеклоочистители устанавливались исключительно со стороны водителя, что существенно снижало видимость. Связано это с высокой стоимостью установки дополнительного электродвигателя по причине комбинированной конструкции. В 1964 году Робертом Кернсом была предложена компоновка стеклоочистителя прерывистого действия, которая используется до сих пор [4]. В патенте автором предложено использование в качестве привода пневматических, гидравлических и электрических двигателей, что свидетельствует об отсутствии на тот период времени оптимального варианта. В 1967 году разрабатывается конструкция червячного электродвигателя стеклоочистителя, продемонстрированного на рисунке 1.2 [5].

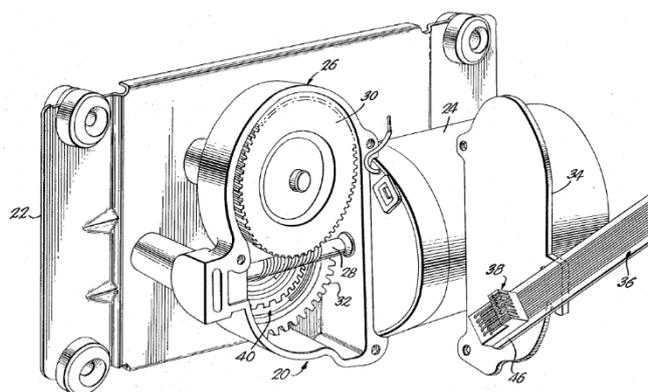


Рисунок 1.2 – Управление стеклоочистителем ветрового стекла

Указанное выше устройство состояло из электродвигателя и редукторной части, расположенных на опорной пластине, которая крепилась к брандмауэру в моторном отсеке автомобильного транспортного средства. Спустя семь лет компанией Bosch было предложено решение, позволяющее использовать более компактные электродвигатели с большими крутящими моментами [6]. К тому же отсутствие опорной пластины позволило сделать данную конструкцию более универсальной и менее габаритной.

Не менее важным стало внедрение электрических мотор-редукторов в конструкцию автомобильных стеклоподъемников. Появившиеся в 1923 году механические устройства опускания боковых стёкол быстро завоевали популярность и стали неотъемлемым элементом транспортных средств. В поисках наиболее комфортной альтернативы ручному приводу американским производителем Packard была предложена конструкция автоматического электрогидравлического стеклоподъемника, устанавливаемая на автомобиль в качестве дополнительной опции. Наиболее существенными недостатками упомянутого изобретения являлись высокая стоимость и внушительные габаритные размеры. В 1956 году в рамках совместной работы над флагманским автомобилем Continental Mark II компаниями Brose и Ford Motor Company был представлен механизм автоматического стеклоподъемника с электроприводом. Начиная с этого момента электрические стеклоподъемники стали постепенно доминировать на рынке премиальных автомобилей, внедрение которых впоследствии поддержали многие крупные производители транспортных средств.

Однако для их серийного производства и более глубокой интеграции в автомобильный рынок требовалось значительное снижение стоимости. Решением стало использование в качестве приводного механизма мотор-редуктора, который к тому же позволял облегчить конструкцию. Данная идея встречается в 1973 году в патенте, принадлежащем немецкой компании Metallwerk Max Brose GmbH and Co KG [7]. Изобретение описывается автором как механизм для поднятия стекла автомобильного транспорта, который содержит электродвигатель и редуктор, заключенные в едином корпусе и разделённые перегородкой, а также цельную опорную пластину из цинкового сплава. Данная конструкция позволяет повысить надёжность и срок эксплуатации по сравнению с предложенными ранее аналогами. Общий вид электромоторредуктора стеклоподъёмника продемонстрирован на рисунке 1.3.

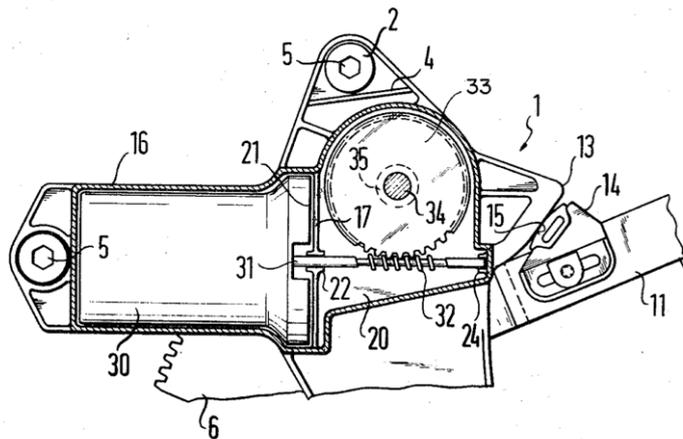


Рисунок 1.3 – Электромоторредуктор стеклоподъёмника

Впоследствии с развитием мехатроники в 1985 году был разработан электронный блок управления, что существенно повысило комфорт благодаря появлению таких функций, как защита от защемления и автоматические доводчики. К концу двадцатого века моторредукторы стеклоподъёмников уже устанавливались на многие серийные автомобильные транспортные средства и стали постепенно вытеснять альтернативные варианты.

Еще одной областью применения электродвигателей является центральный замок автомобиля. Впервые централизованная электромеханическая система запирания дверей была применена на автомобиле Packard Clipper в 1956 году. Принцип работы данного устройства заключался в генерировании электромагнитного поля на соленоиде при поступлении сигнала, что позволяло управлять замком в зависимости от направления электрического импульса. Несмотря на большой потенциал, рост интереса к электрическим центральным замкам произошёл намного позднее, что обусловлено более высокой стоимостью по сравнению с механическими аналогами. Новым этапом развития является разработка французской компанией Neiman в 1978 году дистанционной системы, позволяющей владельцу с помощью пульта, содержащего радиопередатчик малой дальности, открывать и закрывать транспортное средство на расстоянии. Данное изобретение получило название P1ir и впервые было установлено на автомобиль Renault Fuego в 1982 году. К концу двадцатого века дистанционные центральные замки стали применяться многими крупными автоконcernами, которыми впоследствии были предложены различные конструктивные варианты исполнения систем безопасности транспортного средства. В настоящий момент затруднительно ответить на вопрос, когда именно моторедукторы впервые использовались в качестве элементов привода центрального замка. Пример такого устройства встречается в патенте от 11 октября 2001 года [8].

Начиная со второй половины двадцатого века электродвигатели также применяются в качестве привода двери общественного и грузового транспорта. Один из первых вариантов конструкции такого устройства принадлежит компании Valeo Electrical Systems [9]. Внедрение электронных блоков управления позволяло водителю автоматически открывать и закрывать дверь. Важным требованием стала функция аварийного открывания. Позднее моторедукторы стали применяться и в легковых транспортных средствах в качестве привода крышки багажника.

Современные тенденции в области электродвигателей включают в себя оптимизацию массогабаритных показателей, а также улучшение характеристик, качества и надёжности. Внимание производителей сосредоточено на применении более эффективных и долговечных материалов, внедрении инноваций в дизайн и исследовании новых технологий. Одним из наиболее перспективных и быстрорастущих сегментов рынка мотор-редукторов является автомобилестроение. На сегодняшний день мотор-редукторы применяются в качестве элементов трансмиссии на гибридных и электрических транспортных средствах, усилителей рулевого управления (ЭУР), электрических стояночных тормозов (EPB), стеклоочистителей, стеклоподъёмников, блокировки замков двери.

Как видно из полученных результатов исследования, конструкции автомобильных электродвигателей имеют следующие основные недостатки: большие массогабаритные характеристики, негерметичный корпус и отсутствие механического тормоза.

Таким образом, из исторического обзора развития конструкций электродвигателей можно выделить актуальную научно-техническую задачу, которая заключается в необходимости совершенствования инструментария обеспечения качества современных электродвигателей на этапах жизненного цикла и в первую очередь в процессе проектирования. Именно при проектировании закладываются основные показатели качества продукции. Кроме этого, в настоящее время в связи с номенклатурным расширением применения электродвигателей в качестве вспомогательного привода механизмов автомобильной техники уже просматривается проблема, связанная с необходимостью унификации конструкций для обеспечения наилучшей эффективности в процессах проектирования, производства и эксплуатации продукции.

1.2 Обзор науки и практики развития инструментария обеспечения качества конструкций электродвигателя

В результате исследования опыта развития электродвигателей было выявлено, что начиная с середины двадцатого века наблюдается устойчивая тенденция к их более глубокой интеграции в автомобильные транспортные средства. Для оценки целесообразности предложенного в рамках данной работы решения необходимо провести анализ научно-технических публикаций по теме диссертации.

Ряд работ сосредоточен на вопросах снижения отказов и диагностики эксплуатационных неисправностей редукторов. В исследовании, посвящённом оценке надёжности электродвигателя, авторами Абдуллаевым А.И. и Чалаби И.Г. было предложено использование Марковской модели для моделирования состояния системы в непрерывном времени [10]. Полученные дифференциальные уравнения решаются аналитически с помощью преобразования Лапласа, что позволяет определить предположительную вероятность безотказной работы на протяжении всего периода эксплуатации и произвести сравнительный анализ коэффициентов готовности.

В статье [11] произведён анализ основных причин дефектности электрического стеклоподъёмника автотранспортного средства. Авторами подчёркивается недопустимость отклонения от параметров, установленных в технических условиях, по причине дальнейших существенных изменений электромеханических характеристик устройства, что впоследствии влияет на периодичность отказов.

В учебном издании Тимофеева Б.П. и Сачкова М.Ю. подчёркивается отсутствие унифицированной методики расчёта «сервис фактора», использование которого даёт предварительную оценку ресурса электродвигателя и подразумевает применение различных параметров при решении задач, связанных с выбором типа электродвигателя, установленного на входном валу механизма, типа используемого редуктора [12]. В процессе проектирования

электромоторедукторов использование «сервис фактора» подразумевает расчет количества повреждающих циклов. На сегодняшний день количество таких параметров и коэффициентов, учитывающих количество повреждающих циклов, может варьироваться от трёх до семи в зависимости от страны производства и фирмы изготовителя электромоторедукторов.

В исследовании [13] авторами предложен способ диагностики дефектов зубчатого колеса с помощью анализа сигналов токов электродвигателя. Методология основана на комплексном подходе, который приводит к уникальному набору уравнений состояния, представляющих электромеханические взаимодействия. Представлен ряд результатов, которые иллюстрируют возможность обнаружения неисправностей зуба с помощью измерений тока статора в отношении положения и размеров дефекта.

В статье [14] исследовано виброакустическое поведение оконного электромоторедуктора для автомобильного транспортного средства с помощью метода динамического моделирования. Авторами было установлено, что поперечная составляющая нагрузки оказывает значительное влияние на характер шума механизма стеклоподъемника. К тому же эксцентриситет зубчатого колеса в стандартном диапазоне режимов работы электродвигателя создаёт усилие высокой амплитуды, передаваемое на несущую конструкцию с очень низкой частотой. Приведенный в исследовании расчёт может быть полезен для оценки общего уровня шума моторедуктора, создаваемого в салоне автомобиля.

Проведём обзор актуальных диссертационных работ по выделенной проблеме в рамках последних десяти лет (основные сведения о диссертациях с указанием элементов научной новизны продемонстрированы в Приложении 1). В ходе анализа диссертаций, близких по теме исследования, можно выделить ряд основных вопросов, поднимаемых авторами: повышение качества и надёжности электромоторедукторов для автотранспортных средств, снижение шума и вибраций в процессе работы, оценка условий самоторможения червячной передачи.

В работе Бондаренко В.А. решается задача снижения шума и вибрации редукторов на этапе проектирования за счет совершенствования подшипниковых узлов [16]. Стоит отметить, что разработанная акустическая модель ориентирована в большей степени на промышленные приводные механизмы.

Автор Кузьмин А.В. в своей работе предложил методику для предварительной оценки выполнения условий самоторможения для спироидной и червячной передачи [18]. Свойство самоторможения широко используется в приводе двери и подножки автотранспортного средства.

В диссертационной работе Муркина С.В. были предложены новые методы расчёта внешней нагрузки, смещения оси плоскости стыка и угла перекоса винтовых соединений приводов, основанные на разработанной математической модели [17].

Среди исследований, в которых решаются задачи контроля качества и оценки надёжности электромеханического оборудования автотранспортных средств, стоит отметить работы Заятрова А.В., Крицкого А.В., Нгуена Ч.З.

В работе Заятрова А.В. был предложен количественный критерий, позволяющий реализовать взаимосвязь между качеством и эмпирическими моделями, разработанными по данным об отказах [15]. Автором было отмечено, что электромеханические преобразователи являются наименее надёжной группой электрического оборудования автомобиля по причине нестабильности размерных параметров при производстве.

В диссертационной работе Крицкого А.В. был разработан программный комплекс инструментов контроля качества электрических компонентов автомобиля в сборе [20].

В работе Нгуена Ч.З. было разработано программное обеспечение, позволяющее произвести динамический анализ машинного агрегата с червячным редуктором [19].

В ходе анализа научно-технических публикаций и диссертационных работ было выявлено отсутствие комплексных исследований в области автомобильных

электромоторедукторов, связанных с решением задач, направленных на обеспечение качества конструкции таких устройств. Анализ научно-технических работ позволяет сделать вывод о том, что проблема обеспечения качества и надежности электромоторедукторов является актуальной. Также анализ диссертационных работ выделяет недостаточный уровень проработанности вопросов, связанных с решением задачи по обеспечению качества современных электромоторедукторов на этапе проектирования. Выделенная ранее тенденция на расширение применения электромоторедукторов и более глубокую интеграцию их в автомобильный транспорт требует разработки унифицированного инструментария в процессе проектирования современных автомобилей. Данный инструментарий должен учитывать современное состояние развития конструкций автомобильной техники, а также в полной мере обеспечивать качество создаваемых образцов с учетом проблемных вопросов, возникающих эксплуатации. В то же время необходимо учитывать специфику проектирования электропривода, предназначенного для автомобильной отрасли. Отсюда острая отраслевая задача, заключающаяся в необходимости совершенствования инструментария проектирования автомобильных компонентов, особенно имеющих в составе конструкции электрическую и механическую части, с позиции обеспечения требуемого уровня качества. Такая задача может быть решена только при совместном применении расчетных инструментов проектирования, компьютерного моделирования, расчетно-статистического прогнозирования, а также инструментов испытаний, в том числе эксплуатационных.

Современные электромоторедукторы, устанавливаемые на автомобильные транспортные средства, могут иметь различное конструктивное исполнение и характеристики в зависимости от требуемых функций [73]. Для дальнейшей оценки тенденций в их проектировании целесообразно провести анализ наиболее актуальных патентов.

В патенте на полезную модель от 27 февраля 2008 года российской компанией ООО «Автоприбор» описан двухступенчатый электромоторедуктор

стеклоочистителя автомобильного транспортного средства [21]. Отличительной особенностью является возможность взаимозаменяемости с червячными одноступенчатыми аналогами, что даёт возможность устанавливать его на те же крепления. Отсутствие необходимости разработки и производства новых специальных кронштейнов позволяет значительно сократить расходы и снизить массогабаритные показатели агрегата. Упомянутая выше конструкция моторедуктора продемонстрирована на рисунке 1.4.

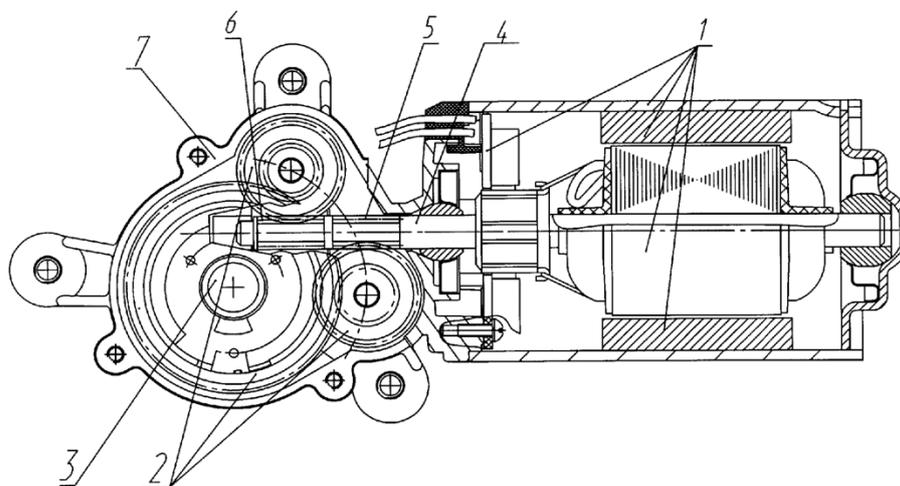


Рисунок 1.4 – Электромоторедуктор стеклоочистителя ООО «Автоприбор»

В редукторной части вторая ступень представляет собой цилиндрическую передачу, а первая состоит из двух однозаходных червяков различных вариантов исполнений. Ключевыми недостатками данной конструкции являются трудоёмкость сборки, обусловленная необходимостью центровки оси электрического двигателя и редукторной части, а также низкая ремонтпригодность. Возможный путь решения данных проблем встречается в патенте Комарова С.Г., в котором автором предложено устанавливать валы электродвигателя и редуктора, связанные соединительной муфтой, на отдельных опорах, размещенных на разных торцевых крышках [22]. Данная конструкция позволяет осуществить замену одного из элементов моторедуктора в случае его отказа и упрощает центровку валов.

В патенте от 12 декабря 2010 года компанией ООО «Регион» предложена конструкция червячного электромоторедуктора с эластичной муфтой, предназначенного для применения в качестве привода электростеклоподъемников автомобильного транспортного средства [23]. Основным преимуществом упомянутого технического решения является возможность сокращения ударных нагрузок, которые могут возникнуть в случаях пуска или примерзания бокового стекла автомобиля при отрицательных температурах окружающей среды, что позволяет предотвратить отказ электродвигателя. Конструкция данного электромоторедуктора продемонстрирована на рисунке 1.5.

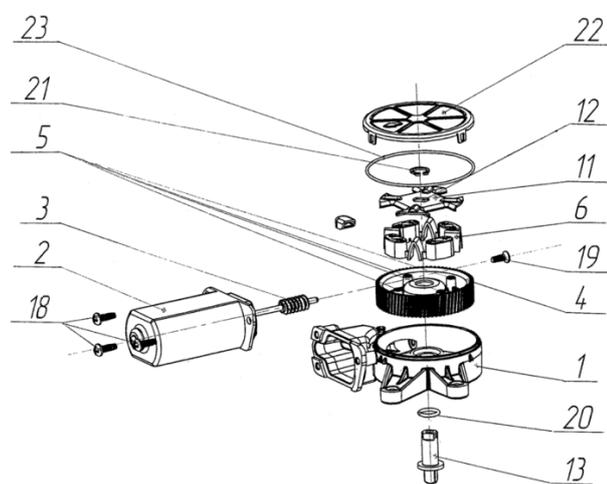


Рисунок 1.5 – Электромоторедуктор стеклоподъёмника ООО «Регион»

Эластичная муфта моторедуктора разделена секциями, выполненными со специальными овальными отверстиями под выступы червячного колеса и гибкими перемычками между ними, что позволяет арочным вставкам взаимодействовать с впадинами в маховике. К недостаткам данной конструкции можно отнести относительно большие массогабаритные показатели муфты и малый крутящий момент.

В патенте на полезную модель Агеева А.А. и Ефимова С.В. авторами описана конструкция червячного электромоторедуктора, который может

применяться в качестве привода двери или выдвигающейся подножки автомобильного транспортного средства [24]. Отличительной особенностью является наличие устройства аварийного расцепления, что позволяет в случае возникновения чрезвычайной ситуации разъединить электромоторедуктор с исполнительным механизмом. Необходимо отметить, что наличие механизма аварийного открывания является обязательным требованием к приводу двери транспортного средства. На рисунке 1.6 продемонстрирована конструкция описанного выше электромоторедуктора.

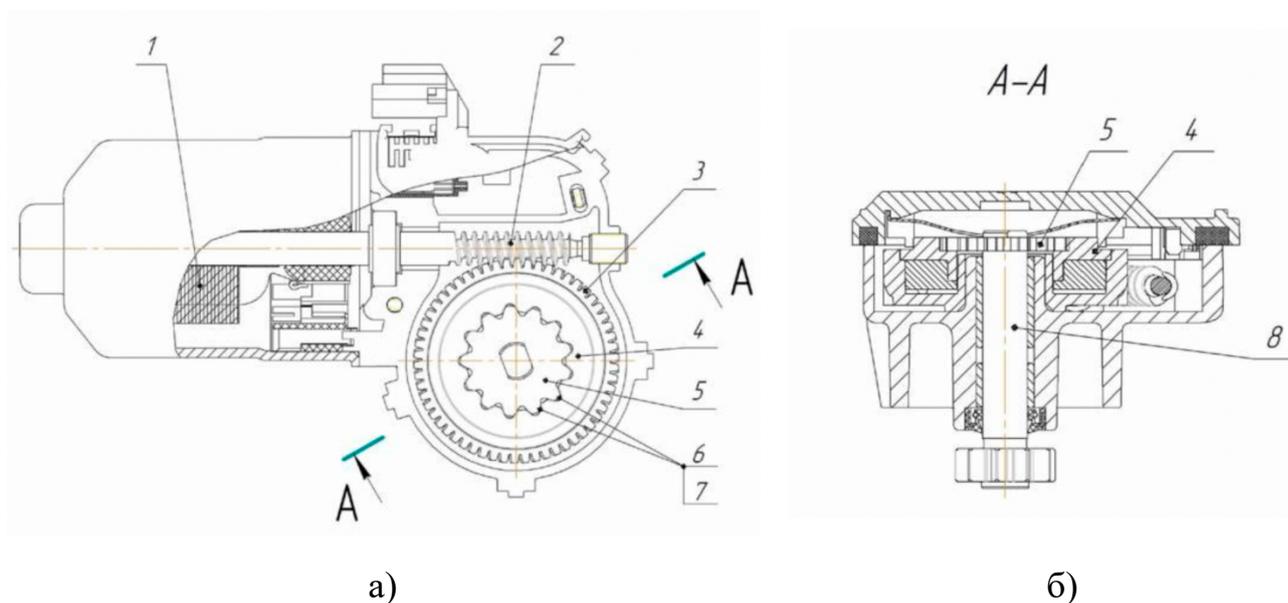


Рисунок 1.6 – Электромоторедуктор привода двери и подножки: а) общий вид; б) механизм аварийного расцепления

Принцип работы продемонстрированного червячного моторедуктора заключается в том, что крутящий момент, создаваемый на валу электродвигателя, передаётся на выходной вал через зубчатое колесо, которое находится в зацеплении с пластиковой полумуфтой и диском сцепления. Механизм аварийного расцепления реализован с помощью особой конструкции муфты, которая позволяет при определённом внешнем усилии на выходной вал разблокировать привод путём вывода из зубчатого зацепления диска сцепления и полумуфты, при этом переход обратно в рабочее состояние обеспечивается

наличием упругого элемента. К недостаткам данной полезной модели можно отнести отсутствие уплотнителей для повышения пылевлагозащиты и тормоза для предотвращения возникновения свободного хода. В качестве прототипа авторами рассматривается альтернативная конструкция, в которой дисковое сцепление находится в зацеплении с муфтой с помощью штифтов, что обеспечивает их синхронное вращение [25]. Важно подчеркнуть, что каждый из приведённых выше вариантов исполнения механизма аварийного расцепления обладает рядом достоинств и недостатков, поэтому целесообразность оптимального выбора на этапе проектирования исходит в первую очередь из предъявляемых к электромоторедуктору технических требований.

Таким образом, можно отметить, что каждая из рассматриваемых выше конструкций электромоторедукторов, применяемых в транспортных средствах, имеет существенные отличия, что обусловлено различиями в требованиях к механизмам, в составе которых применяется данный электропривод. Данные требования необходимо учитывать при разработке унифицированного инструментария для проектирования автомобильных электромоторедукторов. В то же время наличие конструктивных особенностей подчеркивает острую необходимость унификации, что обусловлено тенденцией более глубокого внедрения электромоторедукторов в автомобильный транспорт и, как следствие, увеличения количества механизмов, в которых они применяются. Иными словами, патентный анализ еще раз подчеркнул необходимость решения проблемы обеспечения качества создаваемых электромоторедукторов на этапе проектирования с учетом необходимости унификации образцов рассматриваемых автокомпонентов.

1.3 Стандартизация в вопросах проектирования электромоторедукторов

На территории Российской Федерации согласно ГОСТ Р 50370–92 под мотор-редуктором подразумевается комбинация двигателя и редуктора, соединённая в самостоятельное изделие [26]. В то же время допускается наличие

или отсутствие промежуточной муфты между ними. В данном государственном стандарте описаны основные определения и термины, применяющиеся при проектировании и производстве редукторов и электромоторредукторов общемашиностроительного применения. В то же время зубчатая передача и её элементы отдельно рассматриваются в ГОСТ 16530–83 [27]. Исходя из определения, зубчатое колесо предназначено для непрерывной передачи движения от одного зубчатого звена, представляющего собой замкнутую систему зубьев, к другому. Общие термины, относящиеся к электрическим вращающимся машинам, описаны в государственном стандарте ГОСТ 27471–87 [28].

Классификация мотор-редукторов общемашиностроительного применения с постоянным передаточным числом осуществляется в соответствии с государственным стандартом ГОСТ 29067–91 [29]. В данном документе электромоторредукторы не рассматриваются отдельно от зубчатых редукторов и классифицируются по единому принципу. Примечательно, что, согласно данному документу, графическое изображение электродвигателя на условном обозначении мотор-редуктора не является обязательным. Классификация электромоторредукторов в зависимости от вида применяемых передач, количества ступеней и расположения осей входного и выходного вала продемонстрирована в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Классификация мотор-редукторов

№	Редуктор	Число ступеней	Расположение осей входного и выходного валов
1	Цилиндрический	Одноступенчатый	Параллельное
		Двухступенчатый	Параллельное или соосное
		Трёхступенчатый	Параллельное или соосное
		Четырёхступенчатый	Параллельное
2	Конический	Одноступенчатый	Пересекающееся
3	Червячный	Одноступенчатый	Скрещивающееся
		Двухступенчатый	Параллельное
4	Планетарный	Одноступенчатый	Соосное
		Двухступенчатый	
		Трёхступенчатый	
5	Волновой	Одноступенчатый	Соосное

Необходимо отдельно отметить, что указанные в таблице типы передач могут комбинироваться.

Технические условия, предъявляемые к общемашиностроительным и специальным мотор-редукторам, отражены в межгосударственном стандарте ГОСТ 31591–2012 [30]. В документе также отражены основные технические характеристики электромоторредукторов, вводится описание главного параметра, под которым подразумевается нагрузочная способность и габаритные размеры редукторной части. Стоит отметить, что требования в данном стандарте в большей степени предназначены для промышленных мотор-редукторов, работающих от сети переменного тока. Применение асинхронных короткозамкнутых электродвигателей переменного тока, рекомендованных в документе, в автомобилестроении целесообразно в электромеханических преобразователях, которые устанавливаются в качестве тягового электродвигателя и привода электроусилителя рулевого управления. При выборе вращающейся электрической машины для автомобильного мотор-редуктора необходимо в первую очередь руководствоваться нормативными документами, устанавливающими общие технические условия на двигатели конкретных видов.

Таким образом, автомобильные электромоторредукторы прежде всего должны соответствовать критериям, предъявляемым к автотракторному электрооборудованию в целом. Электрические мотор-редукторы для автотранспортных средств изготавливаются по ГОСТ 15150–69 в климатических исполнениях, продемонстрированных в таблице 1.2 [31].

Таблица 1.2 – Климатическое исполнение электромоторредукторов

Климатические исполнения	Буквенное обозначение
Для умеренного климата	У
Для холодного климата	ХЛ
Для тропического климата	Т
Общеклиматическое исполнение	О

Важно подчеркнуть, что допускается изготовление электромоторредукторов для эксплуатации сразу в нескольких климатических районах.

Общие технические условия требования для автотракторного электрооборудования описаны в ГОСТ Р 52230–2004 [32].

В зависимости от рабочего режима автотракторное электрооборудование изготавливают в трёх исполнениях: продолжительном номинальном (S1), кратковременном номинальном (S2) и повторно-кратковременном (S3). Отдельно отмечено, что продолжительность одного цикла работы определённого вида изделия устанавливается отдельно в конструкторской документации или стандартах. На сегодняшний день нормативно-правовыми документами, действующими на территории Российской Федерации, в сфере электромоторредукторов для автотранспортных средств данное требование не регламентировано. Таким образом, продолжительность одного цикла работы должна быть установлена в конструкторской документации, утверждённой в установленном порядке, на мотор-редукторы конкретных видов.

В соответствии с упомянутым выше стандартом металлические покрытия автомобильного электрооборудования в зависимости от места установки детали и климатического исполнения должны выдерживать воздействие соляного тумана в течение времени, указанного в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Требования к устойчивости на воздействие соляного тумана

Деталь	Требуемое время для изделий исполнений	
	У, ХЛ	Т, О
Наружные детали изделий, монтируемых снаружи машины (соответствует эксплуатации на открытом воздухе)	72 ч	96 ч
Наружные детали изделий, монтируемых под капотом или в закрытых кабинах и кузовах (соответствует эксплуатации в помещениях без искусственно регулируемых климатических условий)	48 ч	72 ч
Внутренние детали изделий в зависимости от их назначения и степени защиты от проникновения посторонних тел и воды	24 ч	48 ч

Конкретное время проведения испытания на воздействие соляного тумана по ГОСТ 20.57.406–81 устанавливается в стандартах и технических условиях [33]. Во время эксплуатации автомобильного транспортного средства моторедуктор подвергается воздействию целого ряда внешних агрессивных факторов, которые могут привести к нарушению герметичности корпуса и преждевременному отказу. К таким факторам можно отнести загрязнение воздуха, пыль, грязь и противогололедные средства. Реагенты, применяемые для борьбы со снегом и льдом на проезжей части, являются одной из наиболее распространённых причин коррозионных повреждений. Применение многокомпонентных смесей, содержащих ингибиторы коррозии, снижает агрессивное воздействие, но не исключает его. К тому же для обработки дорожного полотна до сих пор могут применяться устаревшие виды противогололедных материалов, такие как техническая соль и смесь соли с песком. Вследствие чего большинство производителей легковых и коммерческих транспортных средств в настоящее время предъявляют более жёсткие требования к испытаниям электромоторедуктора на воздействие соляного тумана. Пристальное внимание уделяется деталям, монтируемым снаружи. Зачастую время проведения испытания электромоторедуктора выдвигающейся подножки превышает значение стандарта в два раза.

Отдельно необходимо рассмотреть требования государственного стандарта общих технических условий к гарантийным обязательствам, предъявляемым к изготовителям автотранспортных средств, согласно которым гарантийный срок эксплуатации автомобильного электромоторедуктора должен быть не ниже, чем у изделия, на котором оно установлено. Под изделием в данном случае подразумевается непосредственно автомобиль. Законом предусмотрен обязательный минимальный гарантийный период исключительно для транспортных средств, предназначенных для личного пользования, который составляет два года со дня передачи его потребителю [34]. В остальных случаях гарантийный срок эксплуатации устанавливается производителем. Однако в

последнее время наблюдается устойчивая тенденция к увеличению гарантийного периода в связи с высокой конкуренцией на рынке автомобильного транспорта.

В случае наличия действующих на территории Российской Федерации нормативных документов, описывающих требования к конкретному изделию автомобильного электрооборудования, при проектировании электрического мотор-редуктора необходимо опираться на данные стандарты, что обусловлено наличием специальных требований. В качестве примера следует рассмотреть государственный стандарт ГОСТ 18699–2017, описывающий технические требования к электрическому стеклоочистителю автотракторных средств [35]. В документе устанавливается режим работы стеклоочистителя (S1), минимальный уровень защиты от попадания пыли и влаги не ниже IP40 по ГОСТ 14254–2015, требования к показателям надёжности, перечень необходимых испытаний и проверок при проведении периодических испытаний и основной критерий отказа [36]. Отдельно стоит отметить необходимость установки защиты от перегрузки, что актуально для большинства электромоторредукторов, применяемых в автотранспортных средствах. Наибольшее распространение получили термобиметаллические предохранители, однако конкретный тип защиты выбирается при проектировании и указывается в конструкторской документации.

Другим примером является отраслевой стандарт ОСТ 37.001.034–72, в котором представлены технические требования, предъявляемые к рычажным стеклоподъёмникам для автобусов и автомобилей [37]. Обязательным является наличие в конструкции устройства тормозного механизма, обеспечивающего удержание груза с заданным моментом в зависимости от передаточного числа. Также в документе указаны минимальные требования к испытаниям стеклоподъёмника на надёжность и дано определение одного цикла его работы. Отмечено, что конструкция испытательных стендов согласовывается предприятием – изготовителем компонента непосредственно с заказчиком.

В дополнение к рассмотренным стандартам, перечень действующей государственной и международной нормативной документации,

регламентирующей проектирование и производство мотор-редукторов для автомобильных транспортных средств, продемонстрирован в Приложении 2.

В ходе исследования нормативно-правовой базы было установлено, что при проектировании электромоторредуктора для автотранспортных средств необходимо в первую очередь руководствоваться стандартами, распространяющимися на автомобильную промышленность. Приведены примеры наличия специальных требований, несоблюдение которых может привести к преждевременному отказу изделия, несоответствию заданным параметрам или несчастным случаям в процессе эксплуатации [75].

На основании проведённого обзора отраслевых, государственных и международных стандартов была составлена блок-схема, продемонстрированная на рисунке 1.7.

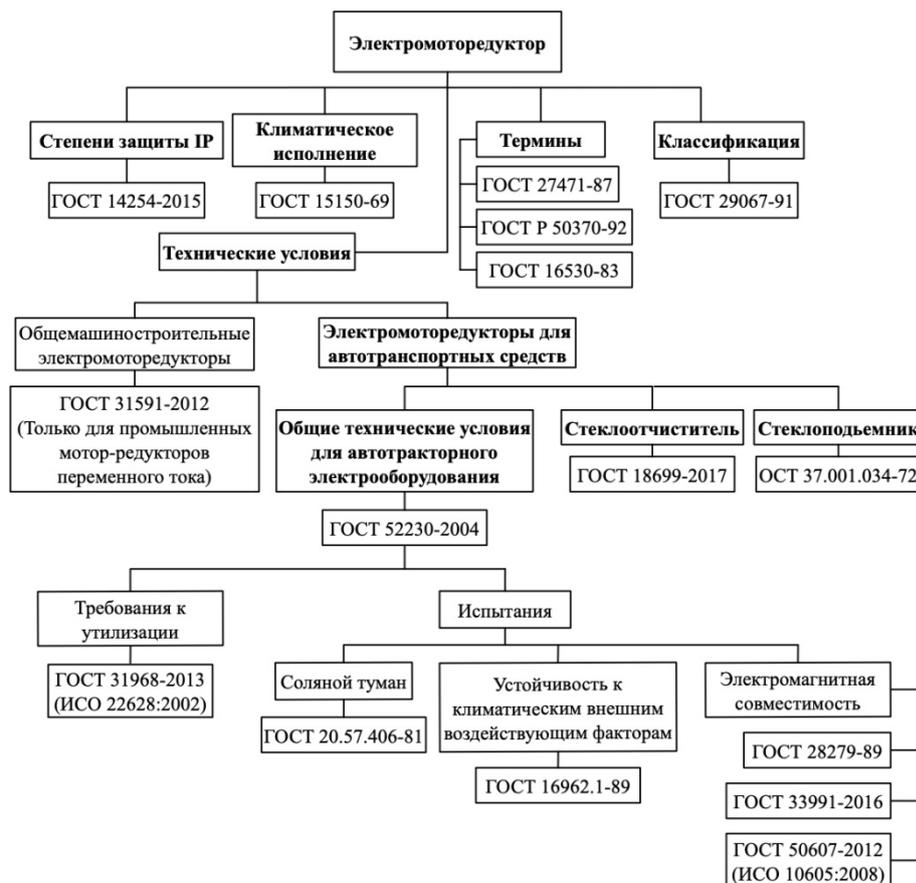


Рисунок 1.7 – Нормативно-правовая база, определяющая требования к электромоторредукторам в процессе проектирования

Как видно из блок-схемы, представленной выше, электромоторредуктор регламентируется в первую очередь общими требованиями, относящимися к автомобильному электрооборудованию в целом. В то же время он должен отвечать стандартам, предъявляемым к конкретному механизму, в составе которого он устанавливается. Текущее состояние степени разработанности системы стандартизации на территории Российской Федерации в области актуальных узкоспециализированных государственных и отраслевых стандартов, рассматривающих электромоторредукторы в качестве элемента системы различных механизмов автотранспортного средства, вынуждает производителей вводить собственные требования в конструкторской документации и технических условиях. Примечательным является и то, что данные требования зачастую существенно превосходят значения, указанные в действующей нормативно-правовой базе.

Анализ нормативной базы стандартов, определяющих требования к проектированию электромоторредукторов, показывает, что в настоящее время существует очень широкий круг нормативных документов, применение которого при решении задач, связанных с созданием новых образцов изделий, зачастую проблематичен, поскольку в них указываются общие требования, а специфические требования, которые также имеют высокую значимость при решении конкретных задач, как правило, не указываются. Отсюда возникает проблема, заключающаяся в необходимости унификации и объединения наиболее актуальных требований, которые необходимо закладывать в рамки обобщенных нормативных документов, имеющих по крайней мере отраслевой статус применения. В качестве доказательства выдвинутого вывода можно вспомнить проблему обеспечения коррозионной стойкости конструкции электромоторредуктора, требования к которой просматриваются недостаточно жестко в применяемых документах.

1.4 Выводы по главе

По результатам комплексного рассмотрения вопросов, связанных с развитием конструкций автомобильных электромоторредукторов, создания научно-технической базы инструментов обеспечения эксплуатационного качества автомобильных компонентов на этапах жизненного цикла автомобилей, а также существующих нормативных требований, формирующих базу стандартизации при создании новых конструкций электромоторредукторов, можно сделать ряд выводов.

1. Анализ конструкций электромоторредукторов показывает, что вопросы эксплуатационного качества рассматриваемого автомобильного компонента со временем только возрастают. Следовательно, развитие конструкций электромоторредукторов должно идти по пути соответствующего развития инструментов обеспечения эксплуатационного качества, база которых формируется на этапе проектирования в системе менеджмента предприятия. Именно при проектировании закладываются основные показатели качества продукции.

2. Анализ научно-технических работ по области управления качеством продукции в машиностроении (автомобилестроении) позволяет сделать вывод о том, что проблема обеспечения качества и надежности автомобильной техники и компонентов является актуальной. Также анализ диссертационных работ выделяет недостаточный уровень проработанности вопросов, связанных с решением задачи по обеспечению качества современных сложных автомобильных компонентов, таких как электромоторредуктор. Выделенная тенденция на расширение применения электромоторредукторов и более глубокую интеграцию их в автомобильный транспорт требует разработки унифицированного инструментария в процессе проектирования современных автомобилей. Данный инструментарий должен учитывать современное состояние развития конструкций автомобильной техники, а также в полной мере обеспечивать качество создаваемых образцов с учетом проблемных вопросов,

возникающих при эксплуатации. Такая задача может быть решена только при совместном применении расчетных инструментов проектирования, компьютерного моделирования, расчетно-статистического прогнозирования, а также инструментов испытаний, в том числе эксплуатационных.

3. Еще одним выводом по результатам первой главы является то, что в настоящее время в связи с номенклатурным расширением применения электродвигателей в качестве вспомогательного привода механизмов автомобильной техники уже просматривается задача унификации разрабатываемых конструкций для обеспечения наилучшей эффективности в процессах проектирования, производства и эксплуатации автомобилей.

4. Исследование нормативной базы стандартов, определяющих требования к проектированию электродвигателей, показывает, что в настоящее время существует достаточно широкий круг нормативных документов, применение которых при решении задач, связанных с созданием новых образцов изделий, зачастую проблематичен, поскольку в них указываются общие требования, а специфические требования, которые также имеют высокую значимость при решении конкретных задач, как правило, не указываются. Отсюда возникает проблема, заключающаяся в необходимости унификации и объединения наиболее актуальных требований, которые необходимо закладывать в рамки обобщенных нормативных документов, имеющих по крайней мере отраслевой статус применения. Проблема актуальна еще и тем, что насыщение конструкций современных автомобилей сложными унифицированными компонентами требует внимательного рассмотрения и в большинстве случаев ужесточения требований к их проектированию с точки зрения обеспечения эксплуатационного качества, поскольку унифицированные изделия устанавливаются в различных системах и на различных участках кузова. В одних случаях требуется повышенная защита от коррозии, в других случаях – дополнительная механическая защита и т. д. В этой части унификация конструкций автомобильных компонентов создает предпосылки для проработки действующих стандартов проектирования и

формирования единой линейки требований для унифицированной компонентной базы.

Таким образом, решение научно-технической задачи обеспечения качества автомобильного компонента (электромоторредуктора) должно начинаться с формулировки цели работы и основных задач, направленных на ее достижение.

1.5 Цель и задачи диссертационного исследования

Целью исследования является совершенствование инструментария обеспечения качества проектирования автомобильных компонентов на примере электромоторредуктора, направленное на развитие конкурентоспособности продукции автосборочного производства.

Задачи исследования:

1. Обзор научно-технических достижений в области создания конструкций электромоторредукторов с точки зрения обеспечения унификации и эксплуатационного качества, а также анализ действующей нормативной базы стандартов, определяющей требования к созданию автомобильных электромоторредукторов.

2. Разработка и реализация расчетно-статистического и экспертного инструментария анализа отказов и определения параметров надежности серийно выпускаемых автомобильных электромоторредукторов с выделением наиболее значимых причин эксплуатационных отказов.

3. Модернизация инструментария разработки автомобильного электромоторредуктора под задачи, направленные на преодоление наиболее значимых эксплуатационных отказов, с формированием взаимосвязанных методик проектирования электродвигателя и моторредуктора, разработка конструкции унифицированного автомобильного электромоторредуктора, а также создание расчетно-статистического инструментария прогнозирования воспроизводимости ключевых параметров автокомпонента по методу Монте-

Карло, направленного на улучшение процесса технологической подготовки производства.

4. Разработка и реализация формализованной методики испытаний разработанной конструкции унифицированного автомобильного электромоторредуктора.

5. Апробация и внедрение разработанных научно-технических решений в практике автомобильного производства.

Глава 2 РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТНО- СТАТИСТИЧЕСКОГО И ЭКСПЕРТНОГО ИНСТРУМЕНТАРИЯ ПО АНАЛИЗУ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ЭЛЕКТРОМОТОРЕДУКТОРОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

2.1 Разработка и реализация инструментария анализа основных причин отказов электродвигателей для современных автотранспортных средств

На сегодняшний день к одному из наиболее актуальных вопросов в отечественной автомобильной промышленности относится обеспечение качества и надёжности транспортного средства, что обусловлено ростом конкуренции и, как следствие, стремлением производителей к увеличению гарантийного срока эксплуатации. Наиболее уязвимой группой с точки зрения возникновения отказов является система электрооборудования и электроники автомобиля по причине функциональной сложности её компонентов [11]. Под отказом, по ГОСТ 27.002–2015, подразумевается частичное или полное нарушение функционирования изделия в соответствии с заданными параметрами [43]. От того, насколько своевременно производителем будет выявлена и устранена причина отказов, непосредственно зависит размер понесённых убытков, направленных на устранение отказов автотранспортного средства в период его гарантийной эксплуатации.

В настоящее время выход из строя стеклоподъёмника входит в перечень наиболее распространённых неисправностей на легковых автомобилях, одной из основных причин возникновения которой является заклинивание червячной передачи электродвигателя [44]. Стоит отдельно отметить, что данная проблема не является специфической и встречается как у российских, так и у зарубежных производителей транспортных средств, что, в свою очередь, подчёркивает острую необходимость в комплексном и детальном изучении причин возникновения отказов электродвигателей.

Нынешнее состояние исследований в вопросах качества и надёжности основывается в большей степени на анализе отказов всех компонентов электрооборудования легкового автомобиля и не затрагивает автобусы и грузовой транспорт. Вследствие чего не учитываются такие механизмы, как электрический привод двери, стояночного тормоза и выдвигающейся подножки. К тому же не осуществляется локальное ранжирование по отказам электромоторредукторов среди упомянутых ранее устройств, целесообразность выделения в отдельную подгруппу которых обусловлена наличием специальных требований по безопасности в соответствии с ТР ТС 018/2011 [45]. Еще одним фактором, повлиявшим на выборку для дальнейшего анализа, является низкая ремонтпригодность данного комбинированного электропривода, что значительно увеличивает стоимость гарантийного ремонта в случае его выхода из строя во время эксплуатации транспортного средства для производителя.

Наибольшее распространение в вопросах качества и надёжности автомобилей получили методы статистического наблюдения и корреляционный анализ, благодаря которым имеется возможность установления зависимости между возникновением отказов изделий и их причинами [46]. Дополнительным преимуществом данных методов является перспектива дальнейшей оценки показателей безопасности с помощью расчёта показателей безотказности на основании накопленных данных.

Для решения поставленных выше задач на основании статистического исследования отказов электромоторредукторов, установленных на автомобилях (автобусах и грузовых транспортных средствах) одного из крупнейших российских производителей, находящихся в гарантийной эксплуатации в период с 2020 по 2024 г., была составлена сводная база данных, продемонстрированная на рисунке 2.1, в которой в рамках соглашения о конфиденциальности коммерческой информации были намеренно обезличены сведения о поставщиках и предприятии-изготовителе [80].

Дата АГР	Пробег из АГР, км	Дата выпуска ТС	Произвольное описание дефекта	
1914	15.05.2024	51 439,00	09.08.2021	Не работает выдвижная подножка сдвижной двери
1915	21.04.2024	51 667,00	03.06.2022	Не работает выдвижная подножка. Не работает моторредуктор.
1916	14.02.2022	51 784,00	10.03.2021	Моторредуктор не выдвигает выдвижную электрическую подножку средней двери
1917	20.06.2023	51 937,00	07.06.2022	Не работает боковая электроподножка.
1918	15.05.2023	52 020,00	22.02.2022	Не работает выдвижная подножка
1919	13.01.2022	52 032,00	31.07.2020	Не работает выдвижная подножка сдвижной двери
1920	24.01.2022	52 032,00	31.07.2020	Не работает выдвижная подножка сдвижной двери
1921	23.05.2024	52 161,00	28.08.2023	Не работает подножка сдвижной двери.
1922	19.04.2023	52 179,00	31.08.2021	Не работает выдвижная подножка.
1923	07.08.2023	52 180,00	26.05.2021	при открытии сдвижной двери, не выдвигается подножка.
1924	11.02.2022	52 369,00	27.06.2020	Не выдвигается электрическая подножка.
1925	13.10.2022	52 636,00	03.09.2021	Не выдвигается выдвижная подножка
1926	22.12.2022	52 927,00	22.09.2020	Не работает моторредуктор выдвижной подножки
1927	24.08.2023	53 031,00	30.01.2023	Не исправна выдвижная подножка
1928	28-июль-21	53054	13-апр-20	Неисправен моторредуктор подножки
1929	08-апр-22	53115	09-май-21	Неисправен моторредуктор подножки
1930	03.03.2023	53 479,00	24.08.2021	Подножка боковой сдвижной двери выдвигается, но обратно не задвигается, моторредуктору не хватает пусковой м
1931	03.05.2024	53 720,00	30.12.2022	Не работает выдвижная подножка, поломка шестерни, заклинивание моторредуктора.
1932	27.07.2022	53 759,00	07.04.2021	при открывании боковой двери не выдвигается и не убирается подножка
1933	29.05.2023	53 787,00	15.10.2020	Не выдвигается подножка сдвижной двери
1934	28.11.2022	53 981,00	02.07.2021	Не работает автоматическая выдвижная подножка боковой сдвижной двери
1935	19.10.2022	54 349,00	23.03.2021	Подножка перестала выдвигаться
1936	24.03.2022	54 500,00	23.10.2020	Не работает выдвижная подножка.
1937	08.02.2023	54 501,00	01.09.2021	Моторредуктор не выдвигает подножку средней двери
1938	15.02.2022	54 639,00	16.11.2020	Не выдвигается электрическая подножка
1939	31-авг-21	54660	02-сент-20	Неисправен моторредуктор подножки
1940	12-май-21	54675	02-март-20	Неисправен моторредуктор подножки
1941	28-май-21	55014	27-июнь-20	Неисправен моторредуктор подножки
1942	17-апр-23	55020	12-март-22	Неисправен моторредуктор подножки
1943	02.06.2022	55 069,00	26.11.2021	при открывании боковой двери не выдвигается и не убирается подножка
1944	09.03.2023	55 123,00	01.12.2021	Не выдвигается электрическая подножка сдвижной (боковой) двери автомобиля
1945	04.08.2022	55 144,00	06.09.2021	Не выдвигается автоматически подножка средней двери.
1946	13.05.2022	55 296,00	22.04.2021	Подножка периодически не выдвигается (требуется прилагать усилие вручную), обратно не заходит (требуется пр

Рисунок 2.1 – Сводная база данных по отказам электромоторредукторов для АТС, находившихся в гарантийной эксплуатации в 2020–2024 гг.

На основании сводной базы данных по отказам электромоторредукторов в период гарантийной эксплуатации автотранспортных средств с 2020 по 2024 г. была составлена гистограмма распределения отказов, продемонстрированная на рисунке 2.2.

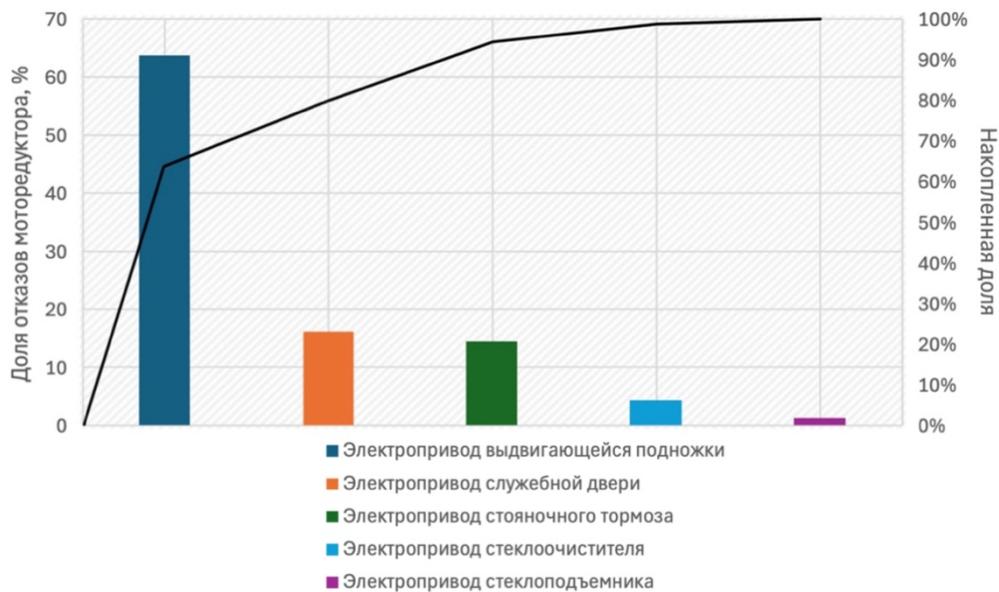


Рисунок 2.2 – Гистограмма распределения отказов электромоторредукторов для АТС

В ходе статистического анализа установлено, что наибольшее количество отказов наблюдается у электродвигателя привода выдвижной подножки среднетоннажного транспортного средства (64 %), электропривода служебной двери (16 %) и электропривода стояночного тормоза (15 %). Идентификация принадлежности к выборке осуществлялась по коммерческому обозначению изделия. Сравнение затрат на гарантийный ремонт вследствие отказов рассматриваемых механизмов в период с 2020 по 2024 г. продемонстрировано на рисунке 2.3.

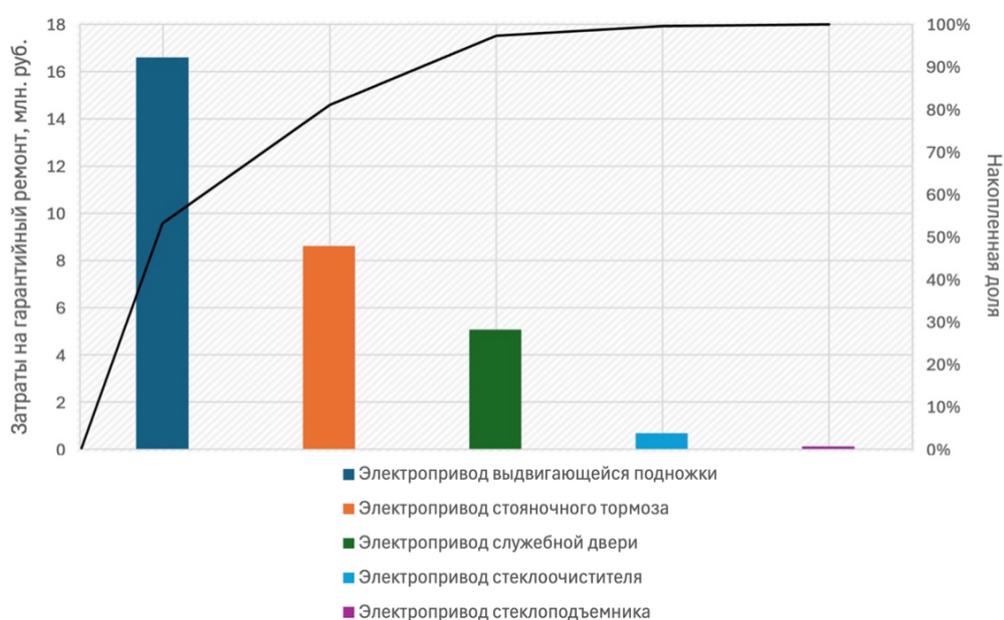


Рисунок 2.3 – Гистограмма сравнения затрат на гарантийный ремонт электродвигателей для АТС в период с 2020 по 2024 г.

Наибольший объем затрат на гарантийный ремонт отмечается у электропривода выдвижной подножки (16,6 млн руб.), электропривода стояночного тормоза (8,62 млн руб.) и электропривода служебной двери (5,07 млн руб.). Необходимо также учитывать, что внедрение упомянутых выше механизмов в модельный ряд современных грузовых автотранспортных средств и автобусов началось относительно недавно, к примеру, электрический привод стояночного тормоза начал устанавливаться с 2022 года. Для более детальной оценки необходимо рассмотреть гистограмму распределения отказов

электромоторедукторов в процентах от гарантийного автопарка с учётом исключительно тех моделей транспортных средств, на которые устанавливаются данные механизмы, продемонстрированную на рисунке 2.4.

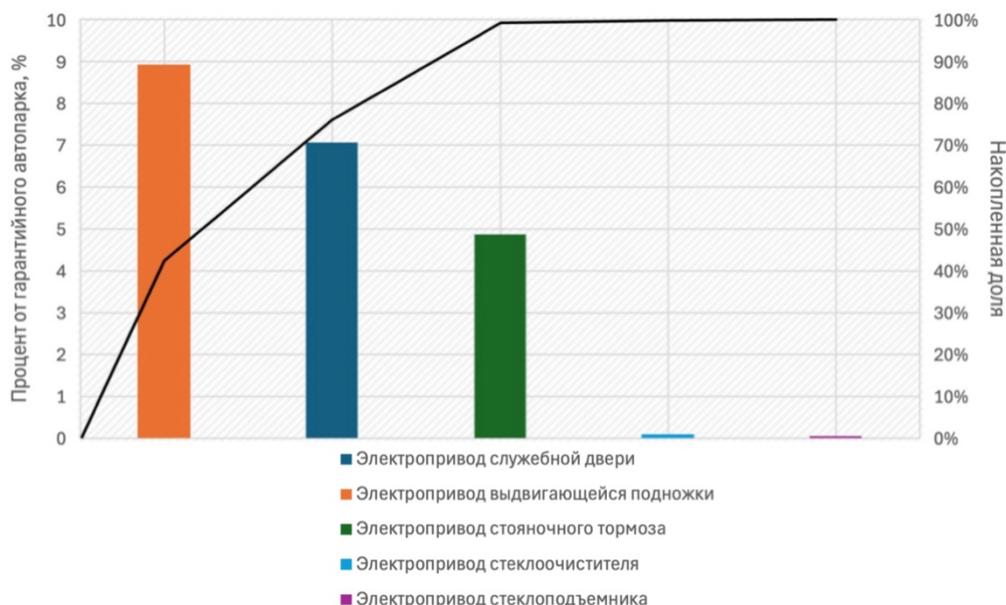


Рисунок 2.4 – Гистограмма распределения отказов электромоторедукторов для АТС в процентах от гарантийного автопарка

Для дальнейшей оценки целесообразно выделить механизмы с наибольшим уровнем отказов на основании проведённого статистического анализа, а также с учётом гистограммы сравнения в процентах от гарантийного автопарка, к которым относятся электропривод служебной двери (8,9 %), электропривод выдвигающейся подножки (7,07 %) и электропривод стояночного тормоза (4,87 %). Последующая ротация линейки станет катализатором роста количества отказов упомянутых компонентов, вследствие чего крайне важно заблаговременно провести анализ причин отказов, возникающих в период гарантийной эксплуатации транспортного средства.

С целью расчёта основных количественных показателей надёжности необходимо провести упорядочивание массивов отдельно для каждого из механизмов по количеству отказов электромоторедукторов в зависимости от пробега [47]. Разграничим гарантийный пробег транспортных средств на равные

интервалы. Первый интервал будет соответствовать пробегу от 0 до 10000 км, второй – от 10000 до 20000 км и т. д. Впоследствии сопоставим все отказы электромоторедукторов с интервалами, на которых они возникли.

На основании полученных упорядоченных массивов гарантийных отказов электромоторедукторов рассчитываются вероятность отказа и безотказной работы, интенсивность и частота отказов.

В требованиях к надёжности производителем указан такой критерий, как средняя наработка на отказ, которая для всех исследуемых компонентов составляет 500 тысяч циклов. Циклом работы считается однократное срабатывание рабочего механизма. Необходимо отметить, что в рамках данного анализа будут рассматриваться количественные показатели надёжности исключительно в пробеге, что обусловлено отсутствием статистических данных по количеству срабатываний изделий на момент их отказа в период гарантийной эксплуатации транспортных средств.

2.2 Разработка и реализация инструментария анализа основных причин отказов электромоторедуктора привода выдвигающейся подножки

Исходные данные для проведения расчёта основных количественных показателей надёжности электромоторедуктора выдвигающейся подножки продемонстрированы в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчёта количественных показателей надёжности электропривода выдвигающейся подножки

Количество отказов, шт.	Период, г.	Гарантийный автопарк, шт.	Пробег, км		
			Мин.	Сред.	Макс.
1666	2020 – 2024	23559	15	53932	318142

Разделим гарантийный пробег транспортных средств на 32 интервала с шагом 10000 км, затем сопоставим все отказы с участками, на которых они произошли. К примеру, количество отказов электропривода выдвигающейся

подножки на первом интервале с пробегом от 0 до 10000 км получилось равным 134 шт. После формирования упорядоченных массивов перейдем к расчету основных количественных показателей надёжности.

Вследствие того, что все рассматриваемые электромоторредукторы по техническим требованиям производителя в процессе гарантийной эксплуатации транспортных средств являются неремонтопригодными, дальнейший расчёт будет производиться для невозстанавливаемых изделий.

Вероятность безотказной работы $P(l)$ отражает вероятность того, что в пределах заданного интервала пробега транспортного средства не произойдет отказа исследуемого изделия. Данный показатель является убывающей функцией, основные свойства которой отражены ниже (2.1):

$$P(\infty) = 0; P(0) = 1; \quad (2.1)$$

$$0 \leq P(l) \leq 1.$$

Статистическая оценка вероятности безотказной работы компонента определяется отношением числа работоспособных изделий к общему числу исследуемых объектов в интервале пробега l (2.2):

$$P(l) = \frac{N_0 - n(l)}{N_0} = 1 - \frac{n(l)}{N_0}, \quad (2.2)$$

где N_0 – число исправных объектов, поставленных на испытания; $n(l)$ – число объектов, отказавших в интервале пробега l .

Характеристикой, обратной вероятности безотказной работы $P(l)$, является вероятность отказа $F(l)$. Данные показатели в совокупности образуют полную группу событий (2.3):

$$P(l) + F(l) = 1. \quad (2.3)$$

Таким образом, вероятность отказа (2.4):

$$F(l) = 1 - P(l). \quad (2.4)$$

Частота отказов $\alpha(l)$ определяется как отношение числа отказавших невосстанавливаемых объектов $n(\Delta l)$ в единицу пробега Δl к первоначальному числу работоспособных изделий N_0 (2.5):

$$\alpha(l) = \frac{n(\Delta l)}{N_0}, \quad (2.5)$$

где $n(\Delta l)$ – число объектов, отказавших в интервале от l до Δl ; N_0 – число работоспособных объектов, поставленных на испытания.

В качестве примера графики изменения вероятностей отказа и безотказной работы, а также частоты отказов электродвигателя выдвигающейся подножки в период гарантийной эксплуатации транспортных средств с 2020 по 2024 г. представлены на рисунке 2.5 [83].

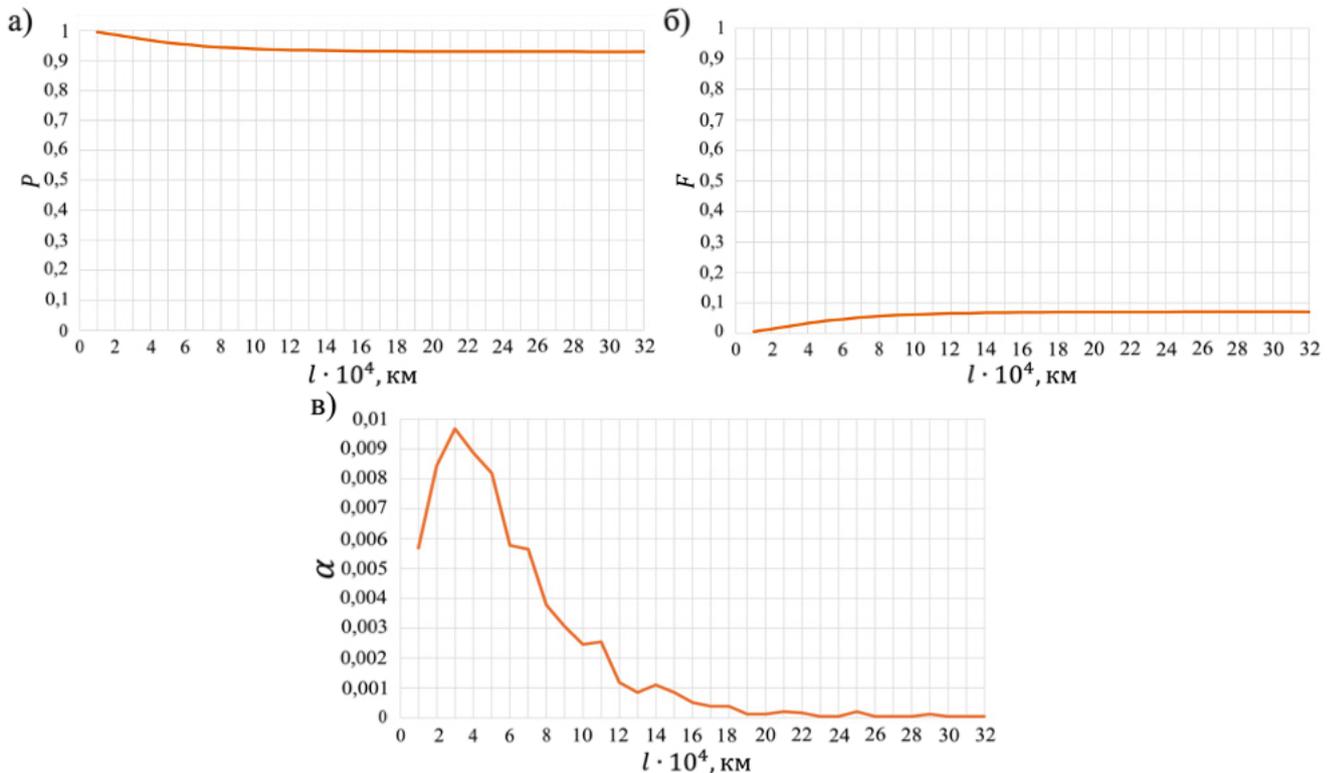


Рисунок 2.5 – Графики изменения вероятности безотказной работы (а) и вероятности отказа (б), частоты отказов (в) электродвигателя выдвигающейся подножки в функции пробега

Анализ изменения вероятности безотказной работы электромоторедуктора выдвигающейся подножки (2.5, а) показывает, что данный показатель изменяется от 0,994 в начале гарантийной эксплуатации транспортного средства до 0,929 к концу исследуемого периода. Значение вероятности отказа в функции пробега (2.5, б) варьируется от 0,006 до 0,071. Максимальное значение частоты отказов (2.5, в) достигается в течение первых тридцати тысяч километров пробега.

Для дальнейшего проведения детального анализа причин выхода из строя электромоторедуктора выдвигающейся подножки исследуем наиболее распространённые причины отказов, которые были указаны в рекламационных актах за указанный период гарантийной эксплуатации транспортных средств. Необходимо отметить, что ввиду произвольного описания отказов в исследуемых массивах предварительно была осуществлена их группировка на основании характерных отличительных признаков. Гистограмма сравнения продемонстрирована на рисунке 2.6.

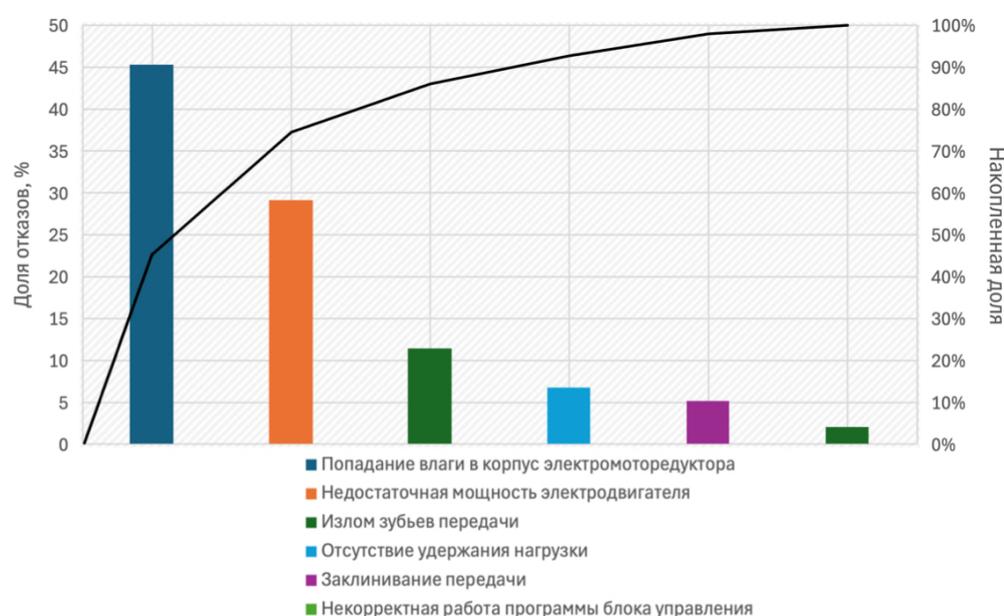


Рисунок 2.6 – Гистограмма распределения причин возникновения отказов электромоторедуктора привода выдвижной подножки

В ходе анализа гарантийных рекламационных актов в период с 2020 по 2024 г. было выявлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов

исследуемого компонента являются попадание влаги в корпус электродвигателя (45,3 %), недостаточная мощность электродвигателя (29,17 %), излом зубьев передачи (11,46 %) и отсутствие удержания нагрузки (6,77 %). Рассмотрим более подробно каждую из них.

Попадание влаги в корпус электродвигателя является следствием отсутствия повышенных требований к герметичности. В результате того что исследуемый механизм располагается под днищем транспортного средства и в процессе эксплуатации он находится под постоянным воздействием внешних агрессивных факторов, во внутреннюю полость электродвигателя и червячной передачи попадают частички наружной влаги, пыли и грязи, что может привести к коррозии, короткому замыканию, а также к дальнейшему заклиниванию или излому зубьев из-за резкого увеличения мощности трения. Внешний вид зарекламириванного изделия, подвергнувшегося коррозии от попадания в корпус влаги, продемонстрирован на рисунке 2.7.

а)



б)



Рисунок 2.7 – Внешняя (а) и внутренняя (б) коррозия зарекламириванного электродвигателя выдвигной подножки

Недостаточная мощность электродвигателя обусловлена тем, что при разработке компонента поставщиком не были учтены потери на проводнике, вследствие чего в процессе эксплуатации транспортного средства при

заглушенном двигателе внутреннего сгорания фактическое напряжение на входе электромоторредуктора оказывается меньше минимально допустимого значения, закладываемого при проектировании, необходимого для осуществления полноценного цикла работы выдвижной подножки.

Излом зубьев передачи является одним из наиболее опасных повреждений зубчатого колеса, которое может привести к полному отказу выдвижной подножки. Данный отказ в большей степени связан с ошибками при проектировании зубчатого зацепления электромоторредуктора и несоблюдением технического процесса, последствиями которых являются изнашивание, усталостный излом или перегрузки выше допустимых, что в процессе эксплуатации транспортного средства может стать причиной выхода из строя всего рассматриваемого механизма. Пример зарекламированных изделий с изломом зубьев передачи продемонстрирован на рисунке 2.8.



Рисунок 2.8 – Излом зубьев колеса (а) и червяка (б) зарекламированных электромоторредукторов выдвигающей подножки

Отсутствие удержания нагрузки электромоторредуктором, характерным признаком которого является «свободный ход» выдвижной подножки, представляет собой нарушение требований безопасности рассматриваемого

механизма и в процессе эксплуатации транспортного средства может привести к травмированию пассажиров. Основными причинами возникновения данного отказа является несоответствие геометрических параметров зубчатого зацепления, закладываемых при проектировании, условию самоторможения, а также отсутствие в конструкции механического тормоза.

2.3 Разработка и реализация инструментария анализа основных причин отказов электродвигателя привода служебной двери

Исходные данные для проведения расчёта основных количественных показателей надёжности электродвигателя служебной двери транспортного средства продемонстрированы в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Исходные данные для расчёта количественных показателей надёжности электропривода служебной двери

Количество отказов, шт.	Период, г.	Гарантийный автопарк, шт.	Пробег, км		
			Мин.	Сред.	Макс.
421	2020 – 2024	4707	27	63561	177149

Разделим гарантийный пробег транспортных средств на 18 интервалов с шагом 10000 км, затем сопоставим все отказы с участками, на которых они произошли. После формирования упорядоченных массивов перейдём к расчёту основных показателей надёжности по упомянутым выше формулам (2.1–2.5), на основании которого построим графики изменения вероятностей отказа и безотказной работы, а также частоты отказов, продемонстрированные на рисунке 2.9.

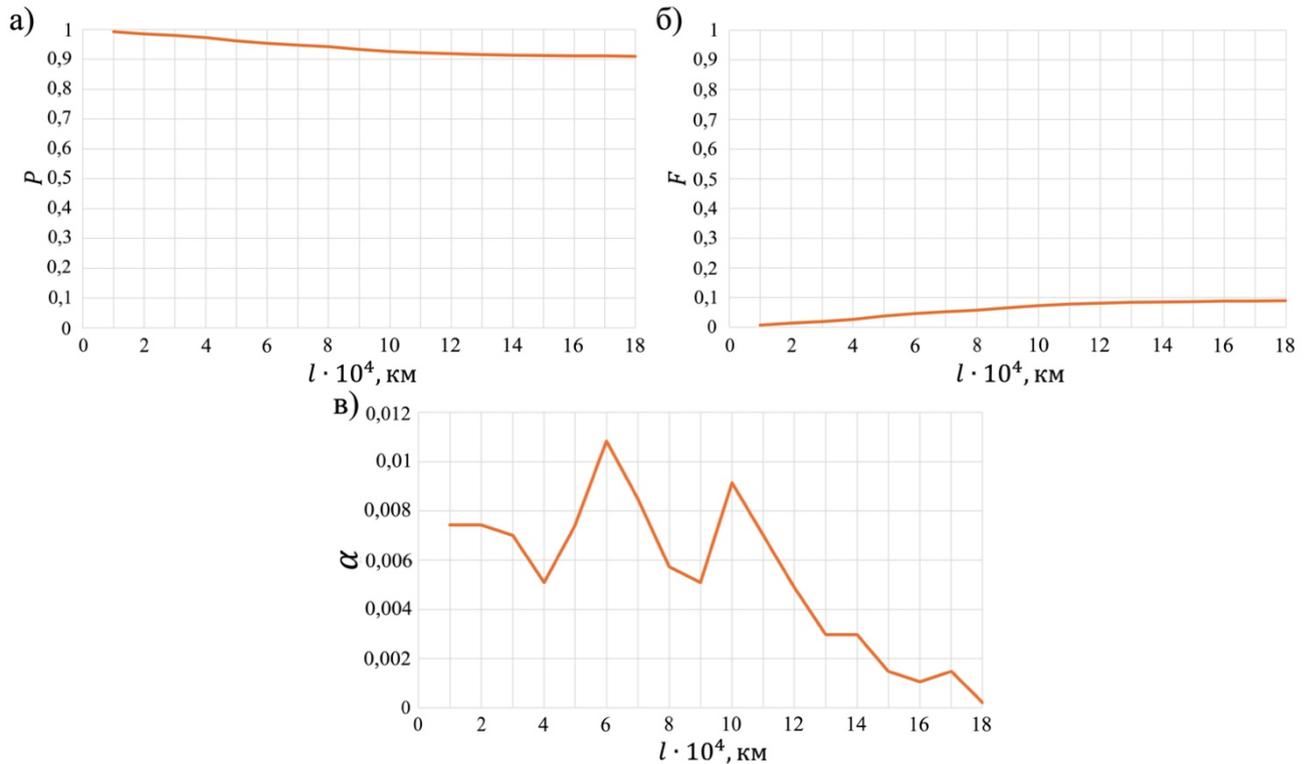


Рисунок 2.9 – Графики изменения вероятности безотказной работы (а) и вероятности отказа (б), частоты отказов (в) электромоторредуктора служебной двери в функции пробега

Анализ изменения вероятности безотказной работы электромоторредуктора привода служебной двери (2.9, а) показывает, что данный показатель изменяется от 0,993 в начале гарантийной эксплуатации транспортного средства до 0,911 к концу исследуемого периода. Значение вероятности отказа в функции пробега (2.9, б) варьируется от 0,007 до 0,089. Необходимо отдельно отметить, что распределение частоты отказов (2.9, в) носит нестабильный характер.

Перейдём к исследованию наиболее распространённых причин отказов электромоторредуктора привода служебной двери, которые были указаны в гарантийных рекламационных актах в период с 2020 по 2024 г. Гистограмма сравнения продемонстрирована на рисунке 2.10.

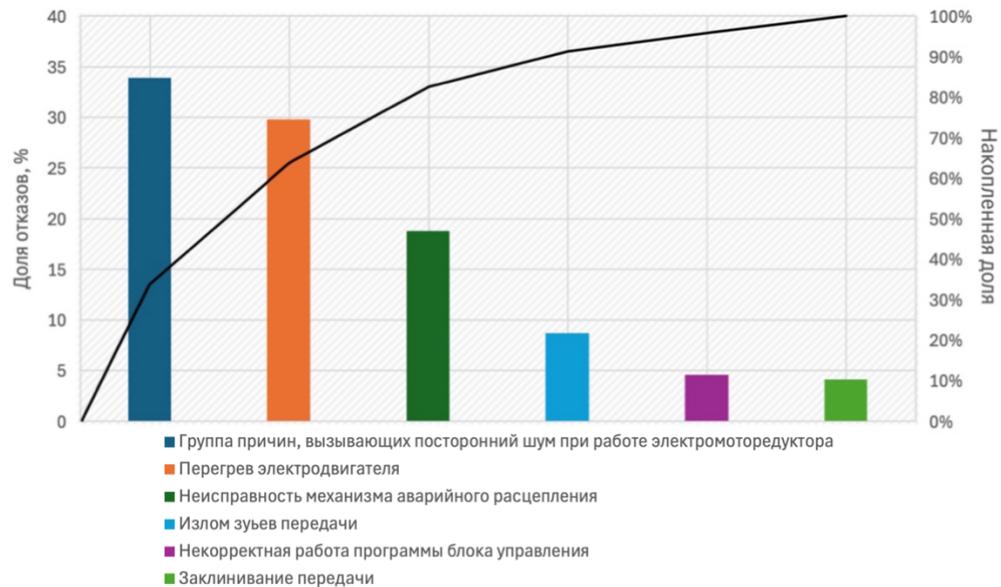


Рисунок 2.10 – Гистограмма распределения причин возникновения отказов электромоторедуктора привода служебной двери

В ходе анализа гарантийных рекламационных актов в период с 2020 по 2024 г. было установлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов исследуемого компонента являются группа причин, вызывающих посторонний шум при работе электромоторедуктора (33,94 %), перегрев электродвигателя (29,82 %) и неисправность механизма аварийного расцепления (18,81 %). Рассмотрим более подробно каждую из них.

Группа причин, вызывающих посторонний шум при работе электромоторедуктора, характер которого можно описать как треск, является следствием ряда неисправностей, которые в дальнейшем могут привести к полному отказу механизма привода служебной двери транспортного средства. К упомянутым выше отказам относятся перекос валов или износ зубчатой передачи, попадание в корпус частиц пыли и влаги, а также отработка редукторного масла.

Перегрев электродвигателя происходит из-за заклинивания зубчатой передачи вследствие продолжительной повышенной нагрузки, при этом не срабатывает предусмотренная в конструкции защита от перегрузки в виде термобиметаллического предохранителя, что может быть обусловлено отработкой её ресурса или ошибками, допущенными при проектировании.

Неисправность механизма аварийного расцепления заключается в том, что фактическое усилие, необходимое для разблокировки вала, не соответствует значениям в диапазоне рабочего хода рычага, что противоречит требованиям безопасности, которые предъявляются к исследуемому компоненту. Внешний вид электромоторедуктора с перекаленной пружиной продемонстрирован на рисунке 2.11.



Рисунок 2.11 – Внешний вид перекаленной пружины электромоторедуктора служебной двери

Последствиями перекаливания металла пружины, продемонстрированной выше, являются превышение значения усилия, необходимого для аварийной разблокировки вала электромоторедуктора служебной двери, а также её излом в месте опоры, что является критическим отказом, который приводит к запрету дальнейшей эксплуатации транспортного средства.

2.4 Разработка и реализация инструментария анализа основных причин отказов электродвигателя привода стояночного тормоза

Исходные данные для проведения расчёта основных количественных показателей надёжности электродвигателя привода стояночного тормоза продемонстрированы в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Исходные данные для расчёта количественных показателей надёжности электропривода стояночного тормоза

Количество отказов, шт.	Период, г.	Гарантийный автопарк, шт.	Пробег, км		
			Мин.	Сред.	Макс.
379	2022 – 2024	7780	40	51160	210385

Стоит отдельно отметить, что указанный выше период для исследования был выбран вследствие того, что данный компонент начал устанавливаться производителем с сентября 2022 г.

Разделим гарантийный пробег автотранспортных средств на 22 интервала с шагом 10000 км, затем сопоставим все отказы с участками, на которых они произошли. К примеру, количество отказов электропривода стояночного тормоза на первом интервале с пробегом от 0 до 10000 км получилось равным 14 шт. После формирования упорядоченных массивов перейдём к расчёту основных количественных показателей надёжности по упомянутым выше формулам (2.1–2.5), на основании которого построим графики изменения вероятностей отказа и безотказной работы, а также частоты отказов в период гарантийной эксплуатации транспортных средств с 2022 по 2024 г., продемонстрированные на рисунке 2.12 [81].

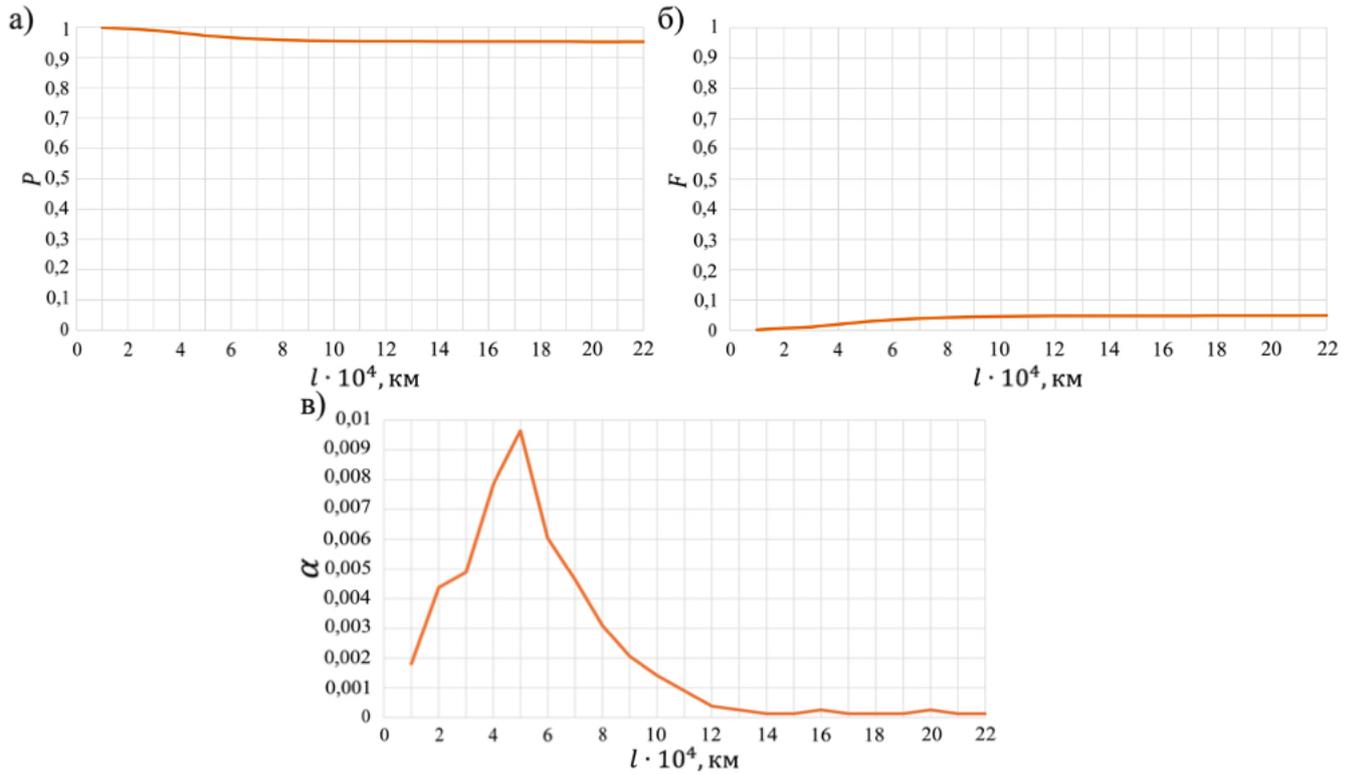


Рисунок 2.12 – Графики изменения вероятности безотказной работы (а) и вероятности отказа (б), частоты отказов (в) электромоторредуктора привода стояночного тормоза в функции пробега

Анализ изменения вероятности безотказной работы электромоторредуктора стояночного тормоза (2.12, а) показывает, что данный показатель изменяется от 0,998 в начале гарантийной эксплуатации транспортного средства до 0,951 к концу исследуемого периода. Значение вероятности отказа в функции пробега (2.12, б) варьируется от 0,002 до 0,049. Максимальное значение частоты отказов (2.12, в) достигается в течение первых пятидесяти тысяч километров пробега.

Перейдём к исследованию наиболее распространённых причин отказов электромоторредуктора привода стояночного тормоза, которые были указаны в гарантийных рекламационных актах в период с 2022 по 2024 г. Гистограмма сравнения продемонстрирована на рисунке 2.13.

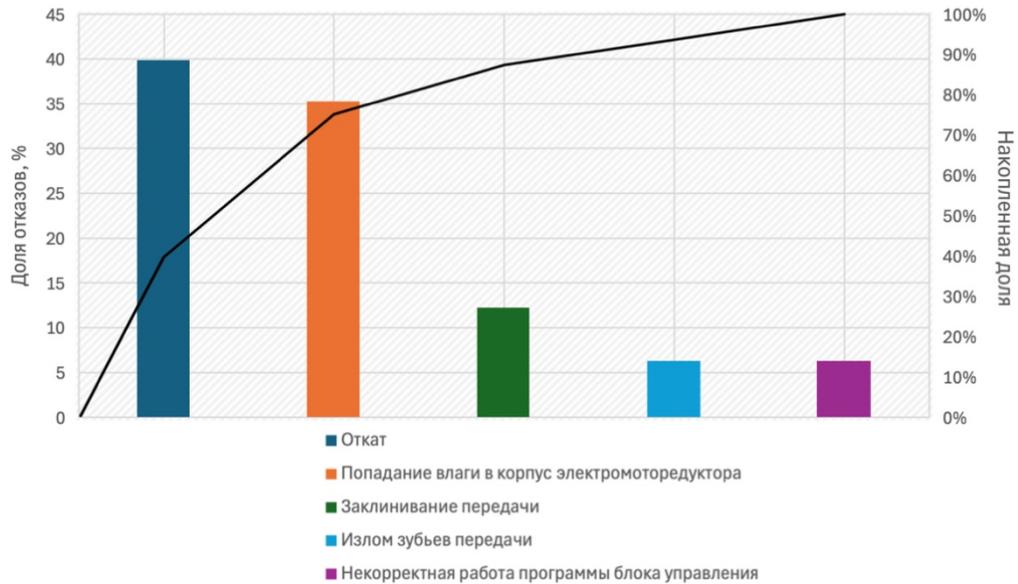


Рисунок 2.13 – Гистограмма распределения причин возникновения отказов электродвигателя стояночного тормоза

В ходе анализа гарантийных рекламационных актов в период с 2022 по 2024 г. было установлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов исследуемого компонента являются откат (39,88 %) и попадание влаги в корпус электродвигателя (35,26 %). Рассмотрим более подробно каждую из них.

Откат транспортного средства после приведения в действие механизма стояночного тормоза, причинами возникновения которого являются превышение электродвигателем установленного значения усилия натяжения троса, а также ошибки, допущенные при проектировании зубчатого зацепления, не соответствует требованиям безопасности, которые предъявляются к тормозным системам.

Попадание влаги в корпус электродвигателя с отсутствием уплотнительной манжеты между выходным валом и корпусом происходит вследствие особенности конструкции негерметичного механизма стояночного тормоза, благодаря которой при рабочем ходе привода из-за изменения внутреннего объёма возникает втягивание под давлением внешней агрессивной

среды, что может привести к дальнейшему отказу исследуемого компонента. Места обнаружения коррозии продемонстрированы на рисунке 2.14.

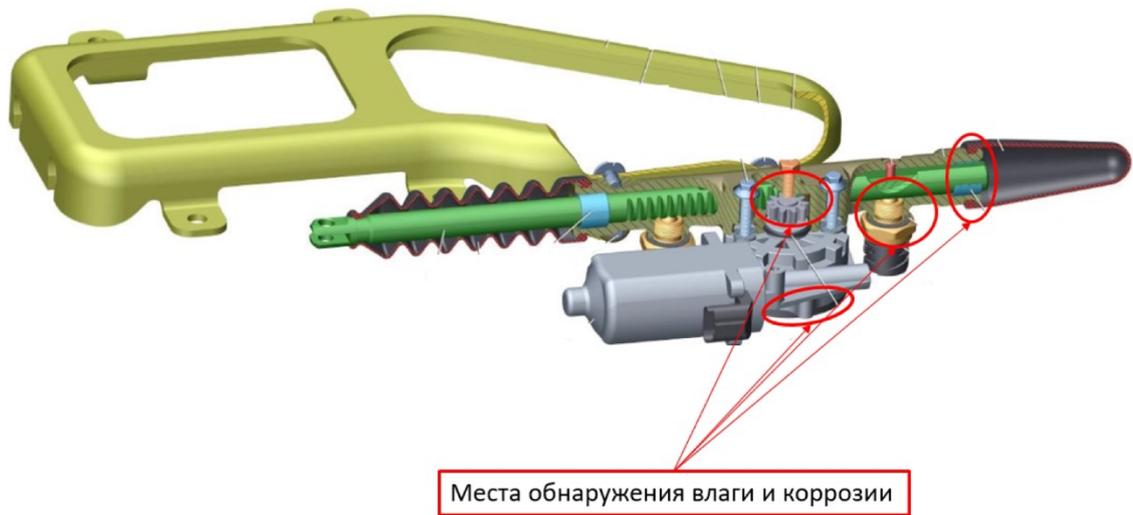


Рисунок 2.14 – Места обнаружения влаги и коррозии привода стояночного тормоза

Таким образом, в ходе проведённого анализа надёжности наиболее дефектоносных механизмов, совокупный объём затрат на гарантийный ремонт которых за исследуемый период составил 30,29 млн руб., было установлено, что наименьшими значениями вероятности безотказной работы и наихудшей стабильностью распределения интенсивности и частоты отказов в функции пробега обладает электромоторедуктор служебной двери автотранспортного средства, затем в порядке улучшения показателей идут электропривод выдвигающейся подножки и стояночного тормоза. Также в разделе были рассмотрены основные причины возникновения отказов упомянутых компонентов.

2.5 Выводы по второй главе

1. Разработан и реализован расчетно-статистический и экспертный инструментарий, предназначенный для проведения анализа уровня отказов серийно выпускаемых конструкций электромоторедукторов при эксплуатации

автомобилей одного из ведущих национальных производителей, который работает в сегментах малотоннажных грузовых автомобилей и автобусов. В качестве исходных данных взята электронная база по отказам автомобилей в период гарантийного обслуживания с 2020 по 2024 г. Расчетно-статистический инструментарий реализован с помощью программного продукта Microsoft Excel. Экспертный инструментарий реализован на основе обобщения, систематизации и уточнения информации об отказах автомобильной техники с использованием актов гарантийного обслуживания автомобилей, отчетов о причинах отказов автомобильных компонентов, разработанных на предприятии-автопроизводителе, а также посредством проведения предметных совещаний в процессе создания инструментария разработки унифицированного электромоторредуктора.

2. Результаты статистического и экспертного анализа показывают, что наибольший количественный уровень отказов наблюдается у электромоторредуктора привода выдвигающейся подножки среднетоннажного транспортного средства (64 %), электропривода служебной двери (16 %) и электропривода стояночного тормоза (15 %). Наибольший объем затрат на гарантийный ремонт отмечается у электропривода выдвигающейся подножки (16,6 млн руб.), электропривода стояночного тормоза (8,62 млн руб.) и электропривода служебной двери (5,07 млн руб.).

3. При рассмотрении электромоторредуктора привода выдвигающейся подножки установлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов исследуемого компонента являются попадание влаги в корпус электромоторредуктора (45,3 %), недостаточная мощность электродвигателя (29,17 %), излом зубьев передачи (11,46 %) и отсутствие удержания нагрузки (6,77 %).

4. При рассмотрении электромоторредуктора привода служебной двери установлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов исследуемого компонента являются группа причин, вызывающих посторонний шум при работе электромоторредуктора (33,94 %), перегрев

электродвигателя (29,82 %) и неисправность механизма аварийного расцепления (18,81 %).

5. При рассмотрении электромоторедуктора стояночного тормоза установлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов исследуемого компонента являются откат (39,88 %) и попадание влаги в корпус электромоторедуктора (35,26 %).

Дальнейшая работа в рамках диссертационного исследования должна быть сосредоточена на совершенствовании инструментария разработки электромоторедуктора с учетом выявленных наиболее значимых эксплуатационных отказов. Для этого приведем интеграцию достаточно общих расчетных методик и инструментов, используемых при проектировании электрооборудования автомобилей, в рамки единого комплекса инструментов, ориентированных конкретно под задачи разработки электромоторедуктора. В рамках реализации комплекса потребуется провести разработку унифицированной конструкции автомобильного электромоторедуктора, отвечающую на все основные вопросы, связанные с эксплуатационным качеством компонента. Таким образом, будет решена задача, направленная на модернизацию инструментов проектирования.

Далее при реализации вероятностных и статистических методов обеспечения и управления качеством будет разработана математическая программа, обеспечивающая процесс прогнозирования стабильности выходных характеристик разрабатываемой конструкции электромоторедуктора вследствие технологических погрешностей в процессе производства автокомпонента.

Указанные научно-технические решения формируют пакет заявленного модернизированного инструментария разработки электромоторедуктора.

Глава 3 МОДЕРНИЗИРОВАННЫЙ ИНСТРУМЕНТАРИЙ РАЗРАБОТКИ УНИФИЦИРОВАННОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМОТОРЕДУКТОРА

3.1 Основные обобщения для создания модернизированного инструментария разработки унифицированного автомобильного электромоторедуктора

На сегодняшний день растёт роль универсальных технических решений в области автомобильного электрооборудования по причине высокой конкуренции и стремления производителей к снижению стоимости транспортного средства для конечного потребителя. К дополнительным преимуществам внедрения подхода рационализации можно отнести повышение качества и надежности, а также сокращение сроков гарантийного ремонта, что обусловлено взаимозаменяемостью унифицированных изделий. К одним из наиболее быстрорастущих рынков автомобильного электрооборудования можно отнести электромоторедукторы, вследствие чего возникает целесообразность создания современной унифицированной конструкции упомянутого компонента, а также разработки комплексной методики, позволяющей обеспечить бесшовность процессов проектирования, испытаний и технологической подготовки производства.

В настоящей работе для решения поставленных задач предложен инструментарий, представляющий собой единый комплекс, используемый при разработке автомобильного компонента, который включает в себя совокупность исходных данных, полученных в соответствии с разработанными техническими требованиями, основывающимися на действующей нормативно-правовой документации и учитывающими проведённый анализ наиболее распространённых причин отказов, а также инструментарий для реализации концепции унифицированного электромоторедуктора нового поколения с улучшенными потребительскими характеристиками.

В процессе реализации проектных задач каждый закладываемый показатель рассматривался как целевой индикатор результативности достижения целей в

области качества проекта. Своевременное достижение целевых показателей по каждому из параметров отражает эффективность проекта.

Предложенный инструментарий основывается на работах [49, 50, 51, 57] с учётом специфики проектирования электропривода для автотранспортных средств. Стоит отдельно отметить, что концепция унификации реализована путем возможности установки компонента на различные механизмы автотранспортных средств (АТС) в полном соответствии с предъявляемыми к ним техническими требованиями. Структуру предлагаемого в данной работе инструментария разработки электромоторедуктора отражает структурная схема, продемонстрированная на рисунке 3.1.

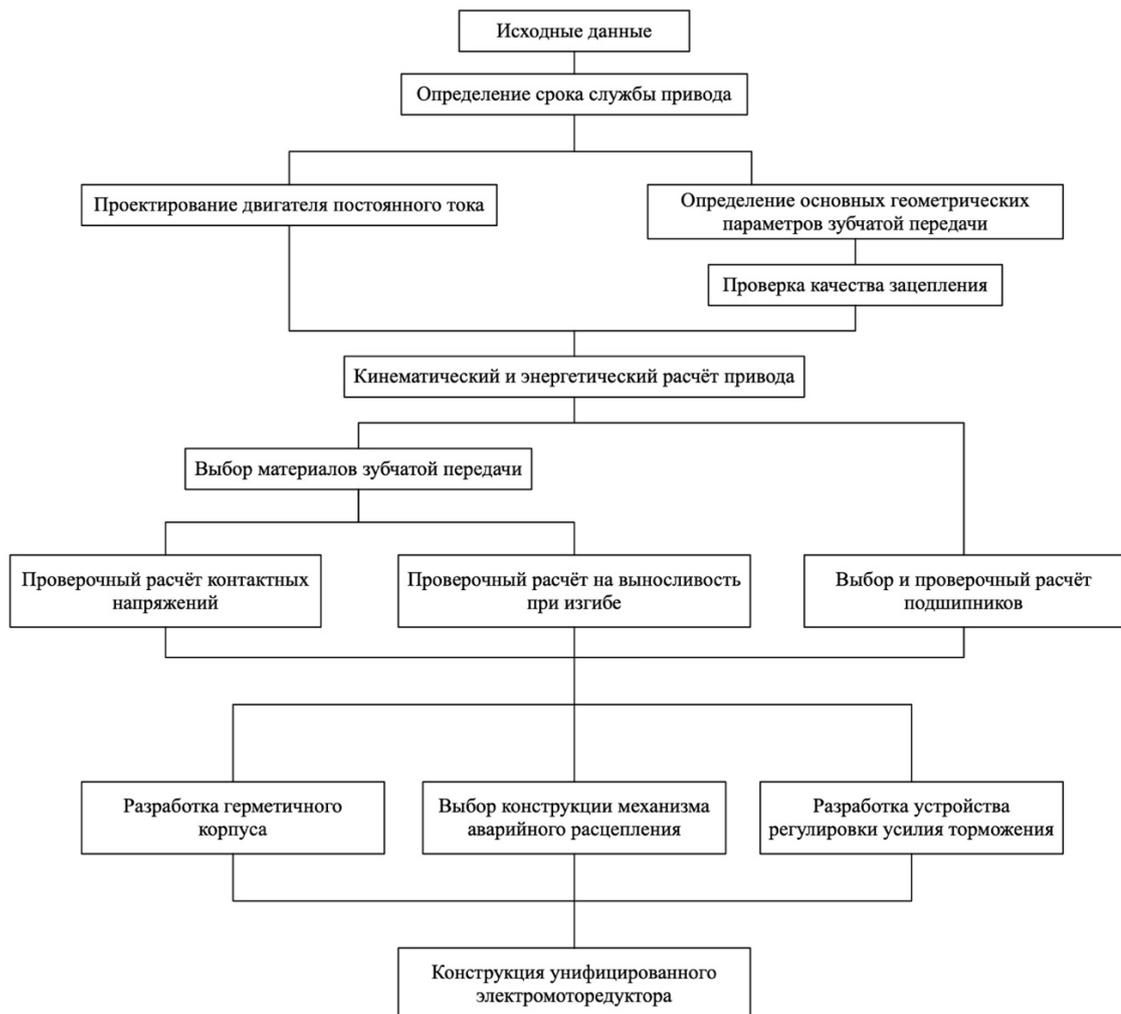


Рисунок 3.1 – Структурная схема модернизированного инструментария разработки электромоторедуктора

3.2 Определение исходных данных для проектирования унифицированного автомобильного электромоторедуктора

Проектируемый электромоторедуктор предназначен для передачи рабочего усилия различным механизмам автотранспортного средства и может применяться в качестве элемента привода стояночного тормоза, служебных дверей, выдвижной подножки, стеклоочистителя, раздаточной коробки и сцепления.

Кинематическая схема привода продемонстрирована на рисунке 3.2.

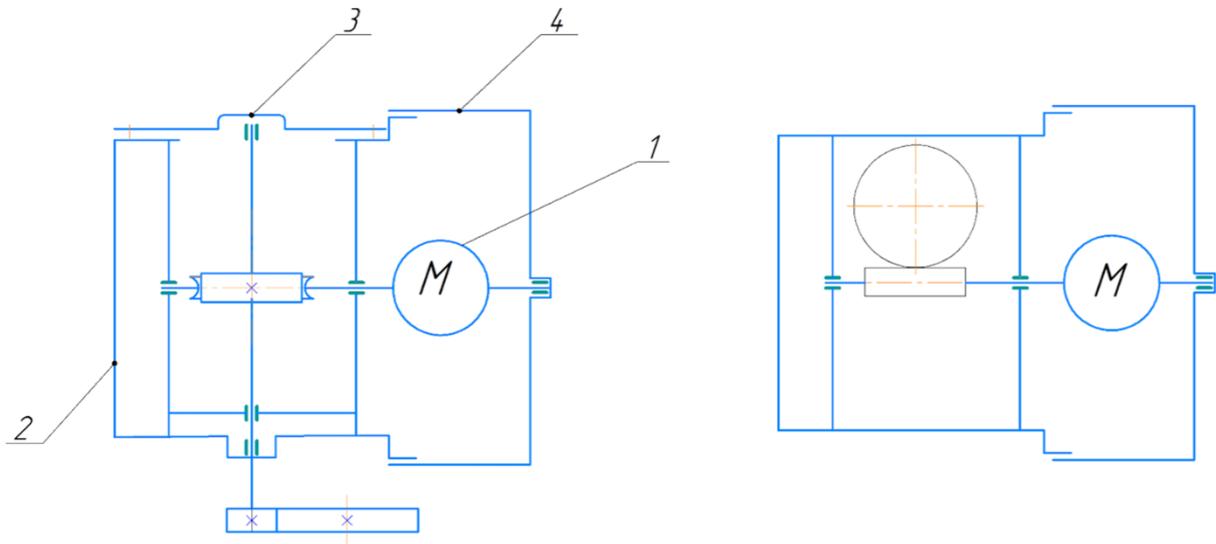


Рисунок 3.2 – Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; 2 – основание редуктора; 3 – крышка редуктора;
4 – корпус электродвигателя

На основании проведённого ранее обзора действующих международных, государственных и отраслевых стандартов, а также с учётом анализа наиболее распространённых причин отказов были составлены следующие технические требования к разрабатываемому компоненту:

1. Климатическое исполнение УТ, категория размещения 2 по ГОСТ 15150 [31].

2. Момент на выходном валу, развиваемый в прямом и обратном направлении, не менее 3,8 Н·м при токе 5,46 А и номинальном напряжении бортовой сети автомобиля 12 В.

3. Частота вращения выходного вала 50 об/мин при токе 5,46 А и номинальном напряжении бортовой сети.

4. Электромоторредуктор должен иметь самоторможение для исключения самопроизвольного движения рабочего органа привода.

5. Степень защиты от проникновения пыли и влаги не ниже IP68, по ГОСТ 14254 [36].

6. Режим работы кратковременный S2, по ГОСТ Р 52230 [32].

7. При неисправности должна быть предусмотрена функция механической разблокировки привода, позволяющая отсоединить моторредуктор от вала привода и передвинуть рабочий орган вручную.

8. Электромоторредуктор должен обладать компактными массогабаритными характеристиками.

В соответствии с данными техническими требованиями, а также с учётом работ [49, 50] и стандартов [53, 54], в таблицу 3.1 сведены исходные данные, требуемые для проведения дальнейших расчётов.

Таблица 3.1 – Исходные данные для расчёта

Параметр	Обозначение	Ед. измерения	Значение
Номинальное напряжение бортовой сети	$U_{\text{ном}}$	В	12
Гарантийный период эксплуатации ТС	$L_{\text{Г}}$	г.	2
Продолжительность одного цикла работы электромоторредуктора	$t_{\text{ц}}$	с.	14,5
КПД двигателя	η	о.е.	0,476
Номинальная мощность двигателя	$P_{\text{ном}}$	Вт	20
Номинальная частота вращения якоря	$n_{\text{ном}}$	об/мин	3000
Число пар полюсов двигателя	p	о.е.	1
Межосевое расстояние	a_w	мм	30
Частота вращения выходного вала	n_2	об/мин	50

Продолжение таблицы 3.1

Коэффициент диаметра червяка	q	о.е.	9
Угол профиля исходного контура червяка	α_{n1}	град.	19,0075
Угол профиля исходного контура колеса	α_2	град.	20
Коэффициент высоты витка червяка	\hat{h}_{12}	о.е.	2,25
Коэффициент высоты головки витка червяка исходного контура	\hat{h}_{a1}	о.е.	1
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой витка червяка	\hat{p}_{f1}	о.е.	0,4
Коэффициент расчётной толщины витка	\hat{S}_1	о.е.	1,571
Коэффициент радиального зазора у поверхности впадин	\hat{c}_2	о.е.	0,25

3.3 Методика определения срока службы проектируемого привода унифицированного автомобильного электромоторедуктора

Расчёт прогнозируемого срока службы проектируемого компонента будет производиться на примере моторедуктора привода выдвигающейся подножки, установленного на городских автобусных маршрутах Нижнего Новгорода.

Для проведения дальнейшего анализа в программном комплексе Microsoft Excel была составлена таблица с актуальными исходными данными о маршрутах А-12, А-1, А-2, А-3, А-5, А-6, А-7, А-8, А-9, А-10, А-11, А-15, А-16, А-17, А-19, А-20, А-23а, А-25, А-26, А-27, А-28, А-30, А-50, А-54, А-92, продемонстрированная на рисунке 3.3.

	B	C	D	E	F	G	H	I	J
4	Маршрут №		A-12	A-1	A-2	A-3	A-5	A-6	A-7
5	Количество остановок	A-Б	50	37	43	42	19	16	36
6		Б-А	47	39	42	38	19	15	36
7	Количество остановок на круг (А-Б-А)		97	76	85	80	38	31	72
8	Время в пути, мин	A-Б	108	88	79	83	47	30	63
9		Б-А	104	93	77	78	49	33	63
10	Время круга (А-Б-А), мин		212	181	156	161	96	63	126
11	Время работы (в сутки)	в часах	16 часов 06 минут	17 часов 17 минут	18 часов 00 минут	18 часов 40 минут	12 часов 57 минут	15 часов 12 минут	17 часов 10 минут
12		в минутах	966	1037	1080	1120	777	912	1030
13	Протяженность маршрута	A-Б	30,85	21,81	22,27	23,26	15,37	8,8	18,12
14		Б-А	30,61	22,47	21,04	22,28	14,69	8,07	17,02
15	Протяженность круга (А-Б-А), км		61,46	44,28	43,31	45,54	30,06	16,87	35,14
16	Количество полных кругов в сутки, шт.		4	5	6	6	8	14	8
17	Пробег в сутки, км		245,84	221,4	259,86	273,24	240,48	236,18	281,12
18	Количество остановок в сутки, шт		388	380	510	480	304	434	576
19	Количество однократных циклов срабатывания выдвигной подножки в сутки, шт. (первый цикл: однократное выдвигание подножки; второй цикл: однократное втягивание)		776	760	1020	960	608	868	1152

Рисунок 3.3 – Таблица исходных данных с информацией о маршрутах

Таблица с исходными данными включает в себя: количество остановок на маршрут в обе стороны, время в пути, график работы, пробег транспортного средства. Затем на основании упомянутых выше сведений для каждого из маршрутов были рассчитаны суточный пробег, количество остановок за полный рабочий день и число циклов срабатываний механизма выдвигной подножки в сутки.

Перейдём к расчёту среднесуточного количества однократных циклов срабатывания выдвигной подножки на всех маршрутах, которое определяется по формуле (3.1):

$$C_{\text{ср.сут}} = \frac{C_{\Sigma\text{сут}}}{n}, \quad (3.1)$$

где $n = 25$ – число маршрутов; $C_{\Sigma\text{сут}}$ – общее количество однократных циклов срабатывания механизма выдвигной подножки в сутки на всех маршрутах, рассчитываемое по выражению (3.2):

$$C_{\Sigma\text{сут}} = C_1 + C_2 \dots C_n \quad (3.2)$$

Используя формулу (3.2), рассчитаем общее количество циклов срабатывания выдвигной подножки на всех маршрутах:

$$C_{\Sigma \text{сут}} = 776 + 760 + 1020 + 960 + 608 + 868 + 1152 + 1204 + 888 + 1008 \\ + 1260 + 950 + 1170 + 826 + 1088 + 904 + 912 + 1056 + 1100 \\ + 1024 + 1020 + 1012 + 980 + 836 + 840 = 24222 \text{ о. е.}$$

Подставив полученное значение в формулу (3.1), определяем среднее суточное количество однократных циклов срабатывания механизма выдвигной подножки на всех маршрутах:

$$C_{\text{ср.сут}} = \frac{24222}{25} = 968,88 \text{ о. е.}$$

Продолжительность циклов срабатываний выдвигной подножки в сутки на всех маршрутах определяется по формуле (3.3):

$$t_{\text{сут}} = \frac{C_{\text{ср.сут}} \cdot t_{\text{ц}}}{36000}, \quad (3.3)$$

где $t_{\text{ц}} = 14,5$ – продолжительность одного цикла работы электромоторредуктора, с.

Таким образом, по формуле (3.3) продолжительность циклов срабатываний выдвигной подножки в сутки на всех маршрутах:

$$t_{\text{сут}} = \frac{968,88 \cdot 14,5}{36000} = 3,9024 \text{ ч}$$

Количество рабочих дней в году с учётом простоя пассажирского транспорта в связи с проведением технического обслуживания и мелкого ремонта определяется по формуле (3.4):

$$L_p = 365 - (365 \cdot L_{\text{п}}), \quad (3.4)$$

где $L_{\text{п}} = 0,07$ – процент простоя пассажирского транспорта в связи с проведением технического обслуживания и мелкого ремонта.

Используя формулу (3.4), количество рабочих дней в году:

$$L_p = 365 - (365 \cdot 0,07) = 339,45$$

Полученное значение округляем в меньшую сторону до ближайшего целого числа $L_p = 339$.

Прогнозируемый срок службы разрабатываемого привода рассчитывается по формуле (3.5):

$$L_h^{TP} = L_p \cdot L_\Gamma \cdot t_{сут}, \quad (3.5)$$

где $L_\Gamma = 2$ – гарантийный период эксплуатации транспортного средства без ограничения по пробегу, равный гарантийному периоду эксплуатации электромоторедуктора, Γ [32].

Используя формулу (3.5), прогнозируемый срок службы разрабатываемого привода:

$$L_h^{TP} = 339 \cdot 2 \cdot 3,9024 = 2645,83 \text{ ч}$$

3.4 Методика проектирования двигателя постоянного тока унифицированного автомобильного электромоторедуктора

При проектировании двигателя постоянного тока были использованы положения из методик, разработанных Кацманом М.М., Еруновым В.П., Ермолиным Н.П. (расчёт электродвигателя постоянного тока для проектируемого унифицированного электромоторедуктора представлен в Приложении 3) [49, 50, 51]. Расчёт электродвигателя производился в программном математическом пакете Mathcad.

Габаритные и присоединительные размеры электродвигателя постоянного тока продемонстрированы на рисунке 3.4.

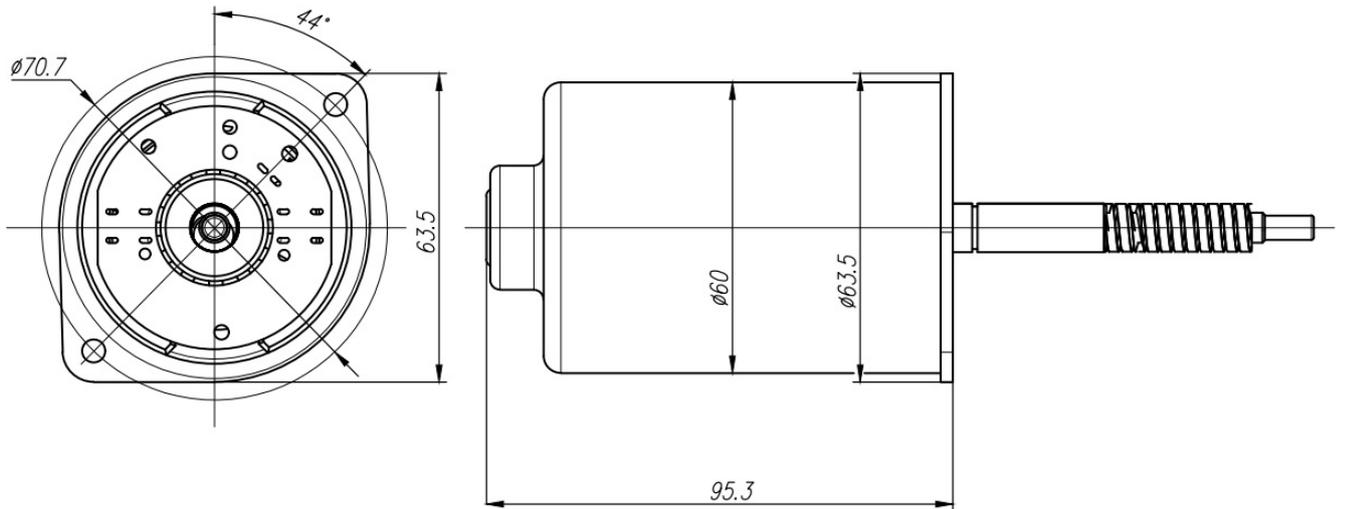


Рисунок 3.4 – Габаритные размеры электродвигателя

3.5 Методика расчёта зубчатой передачи унифицированного автомобильного электромоторедуктора

Расчет зубчатой передачи проводился в соответствии с государственными стандартами [53, 54, 55] (расчёт зубчатой передачи представлен в Приложении 4).

Необходимо отдельно отметить, что в качестве материала для изготовления косозубого цилиндрического зубчатого колеса для снижения уровня шума, массогабаритных характеристик и стоимости изделия был выбран полиамид литьевой ПА–66 по ОСТ 6–06–369–74 (Приложение 4.7). Для оценки долговечности и надёжности передачи из пары «сталь-полиамид» были произведены проверочный расчёт на выносливость при изгибе и проверочный расчёт контактных напряжений для косозубого цилиндрического колеса, выполненного из более мягкого материала (Приложения 4.8, 4.9). Проверочные расчёты были выполнены с учётом методики, описанной в работе Старжинского В.Е. [57].

3.6 Разработка герметичного корпуса унифицированного автомобильного электромоторедуктора

В процессе эксплуатации транспортного средства электромоторедукторы привода выдвигающейся подножки и стояночного тормоза подвергаются постоянному воздействию внешних агрессивных факторов, вследствие чего

корпус разрабатываемого компонента должен обеспечивать защиту зубчатой передачи и электродвигателя по стандарту не ниже IP68 по ГОСТ 14254 [36].

Маркировка IP68 означает, что устройство полностью защищено от проникновения пыли и может выдерживать длительное погружение в воду на заданную глубину.

Для обеспечения соответствия данному стандарту места соединений корпуса должны быть плотно загерметизированы уплотнительными прокладками, выполненными из резины методом формования, расположение которых продемонстрировано на рисунке 3.5.

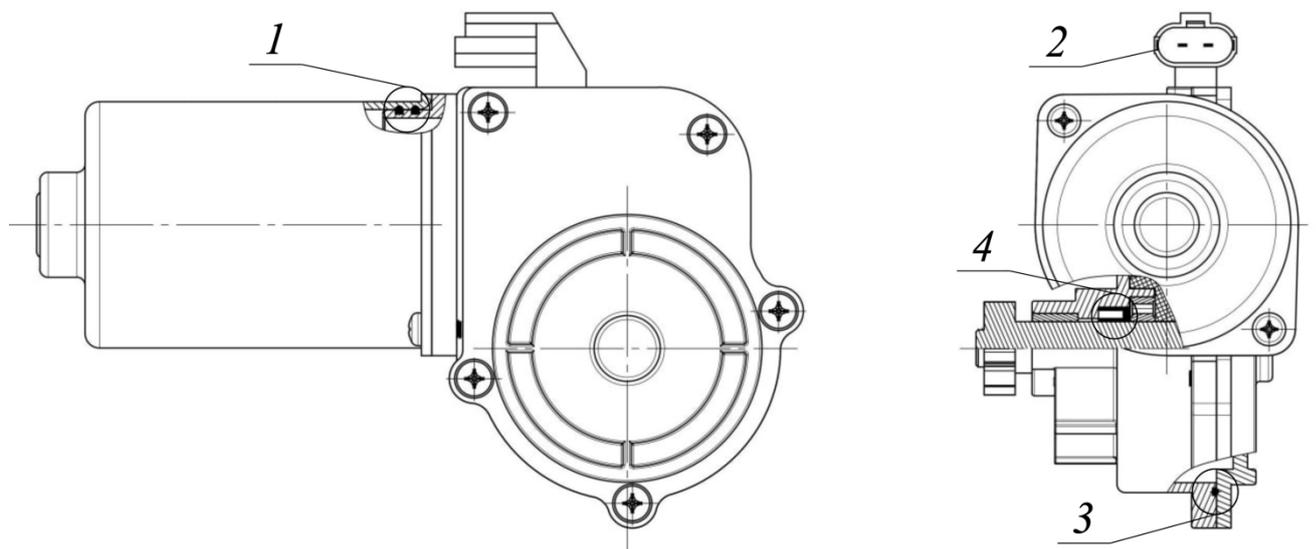


Рисунок 3.5 – Места расположения уплотнителей:

- 1 – уплотнитель двигателя; 2 – уплотнитель электроразъема;
3 – уплотнитель крышки корпуса; 4 – уплотнитель выходного вала

Между выходным валом и корпусом редуктора в месте выхода вала из него имеется уплотнитель зазора, подробно описанный в патенте на полезную модель [62], что обеспечивает усиленную защиту моторредуктора от проникновения внешней среды.

3.7 Разработка конструкции механизма аварийного расцепления унифицированного автомобильного электромоторедуктора

Наличие механизма аварийного расцепления, позволяющего в случае возникновения чрезвычайной ситуации разъединить электромоторедуктор с исполнительным механизмом и передвинуть рабочий орган вручную, является обязательным требованием к приводу служебной двери транспортного средства. В данной работе предлагается следующая конструкция механизма аварийного расцепления, продемонстрированная на рисунке 3.6.

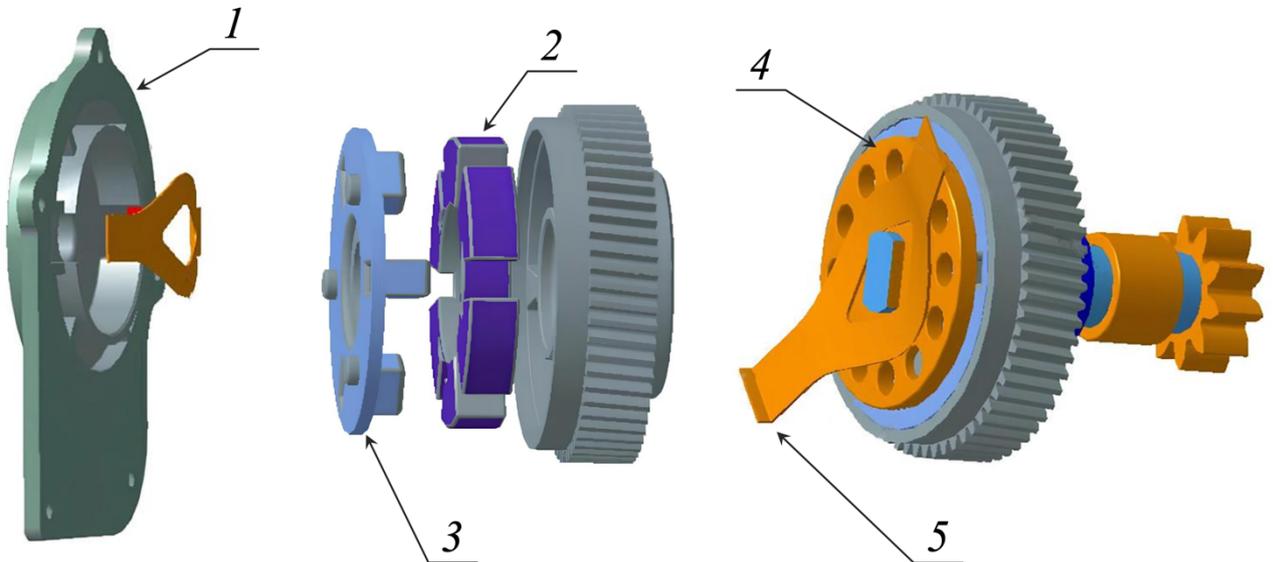


Рисунок 3.6 – Конструкция механизма аварийного расцепления:
1 – крышка корпуса; 2 – упругий элемент; 3 – фланец; 4 – диск механизма аварийного расцепления; 5 – пружинный элемент

В зубчатом колесе разрабатываемого привода закладываются полости, в которые помещается упругий элемент. После размещения упругого элемента в колесе в нём остаются свободные пазы, куда входят штыри диска механизма аварийного расцепления. На выходном валу жестко закрепляется фланец с отверстиями, в которые входят наружные штыри диска механизма аварийного расцепления.

Принцип работы заключается в том, что при номинальном режиме работы фланец выходного вала находится в сцеплении с диском механизма аварийного расцепления. При аварийном расцеплении выходной вал электромоторедуктора смещается в направлении крышки корпуса, что обеспечивается наличием пружинного элемента, в связи с чем фланец выходного вала выходит из зацепления с диском аварийного расцепления.

3.8 Разработка устройства регулировки усилия торможения унифицированного автомобильного электромоторедуктора

Предсказуемость характеристик разрабатываемого компонента особенно важна в случаях, когда речь идёт о безопасности [78]. К примеру, исчезновение свойства самоторможения в электромоторедукторе привода стояночного тормоза транспортного средства может привести к необратимым последствиям. Вследствие чего для исключения самопроизвольного движения рабочего органа привода рекомендуется установка фрикционного тормоза, конструкция которого продемонстрирована на рисунке 3.7.

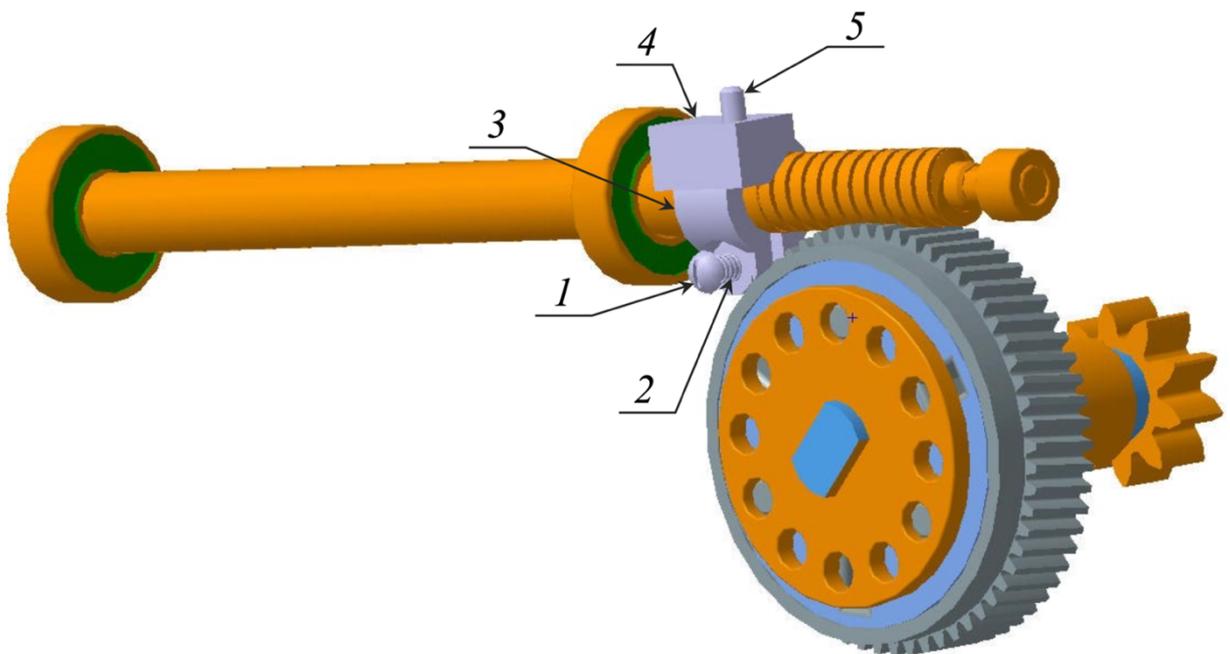


Рисунок 3.7 – Конструкция устройства регулировки усилия торможения:
1 – винт; 2 – пружина; 3 – хомут; 4 – прилив; 5 – фиксирующий штифт

Фрикционный тормоз изготовлен из дюралюминия методом литья, хомут и прилив выполнены как единое целое. Штифт, установленный со смещением вдоль оси входного вала, фиксирует данное устройство в корпусе от проворота под воздействием крутящего момента. Между головкой винта и первым прижимным фланцем расположена пружина, со стороны второго прижимного фланца установлена гайка. Хомут, усилие обжатия которого можно регулировать с помощью винта, внутренней цилиндрической поверхностью сопряжен с входным валом электромоторредуктора, что предотвращает самопроизвольное вращение вала вследствие возросшей силы трения. Более подробное описание конструкции устройства встречается в патенте [63].

3.9 Разработка методики прогнозирования влияния технологических погрешностей изготовления электродвигателя на его ключевые выходные характеристики

В рамках диссертационного исследования необходимо учесть технологические аспекты, которые будут оказывать влияние на качество выходных параметров электродвигателя в эксплуатации. Для продукции машиностроения, в том числе и автомобильных компонентов, мерой качества изготовления изделия можно считать величину допуска на тот или иной размерный геометрический параметр [64]. Чем ближе в рамках допуска лежит значение оцениваемого размерного геометрического параметра по отношению к расчетному, тем меньше величина технологического отклонения, а значит, изделие изготовлено достаточно качественно и выходные параметры изделия будут лежать в пределах установленных требований [47, 65].

Для оценки влияния технологических отклонений ключевых элементов разработанной с помощью предложенной методики проектирования конструкции унифицированного электродвигателя на формирование выходных параметров, необходимо провести эксперимент по методу Монте-Карло.

Метод Монте-Карло для проведения расчетно-статистического эксперимента выбран по причине его универсальности, он сводится к многократному обсчету математической модели исследуемого объекта при разных значениях входных параметров, полученных при помощи генератора случайных чисел. После обсчета полученная выборка значений выходных параметров математической модели оценивается с точки зрения определения закона распределения, которому подчиняется полученная выборка путем определения параметров разброса, важнейшими из которых являются среднее значение, среднеквадратическое отклонение и плотность распределения.

За основу расчетной модели для реализации расчетно-статистического эксперимента берется электромагнитный расчет двигателя постоянного тока электродвигателя (Приложение 3). В расчетную модель внедряется

генератор случайных чисел, имитирующий нормальный разброс величин ключевых элементов конструкции двигателя постоянного тока с технологическими отклонениями, лежащими в пределах полей допусков, определенными в соответствии с стандартом ГОСТ 25347–82 и оказывающими влияние на формирование выходных характеристик электромоторредуктора [66]. Верхние и нижние границы полей допусков на ключевые геометрические размерные параметры обозначены в таблице 3.2. Разработка инструментария, реализующего расчетно-статистический эксперимент по методу Монте-Карло, проводится в математической среде Matlab.

Таблица 3.2 – Верхние и нижние границы полей допусков на ключевые геометрические размерные параметры

Геометрический размерный параметр	Нижняя граница поля допуска, мкм	Верхняя граница поля допуска, мкм
Внутренний диаметр индуктора	– 25	+ 25
Диаметр якоря	– 25	+ 25

Стоит отметить, что генерация случайных чисел по нормальному закону распределения обоснована тем, что для производственного процесса характерна многофакторность и именно этот закон описывает статистические процессы, протекающие под влиянием множества случайных факторов, которые по отдельности не вносят существенного вклада в формирование случайных величин [67].

Оговоренные выше геометрические размерные параметры выбраны в качестве ключевых не случайно, от разности между внутренним диаметром индуктора и диаметром якоря зависит величина воздушного зазора, которая влияет на величину магнитного потока в нем, а значит, и на величину якорной ЭДС. Якорная ЭДС оказывает влияние на величину полезной мощности на валу, а значит, и на выходной момент на валу электродвигателя, его КПД, а также момент на выходе электромоторредуктора. От этих параметров зависит

способность электромоторедуктора приводить в движение исполнительные механизмы.

Следующим этапом нам необходимо выполнить вторичную группировку полученных величин, построить гистограммы распределения и удостовериться, что полученные выборки описываются нормальным законом распределения.

Для реализации расчетно-статистического эксперимента по методу Монте-Карло разработан специализированный программный инструмент, который состоит из двух основных частей – генератора случайных чисел, который имитирует разброс величин геометрических размерных параметров ключевых элементов конструкции двигателя постоянного тока (ДПТ) электромоторедуктора с технологическими отклонениями и блока расчета ключевых выходных параметров электромоторедуктора. Генератор случайных чисел реализован в виде программного скрипта, содержащего две строчки. В первой строчке написан код, генерирующий разброс по нормальному закону распределения значений диаметра якоря, во второй код генерирует разброс по нормальному закону распределения значений внутреннего диаметра индуктора ДПТ. Для генерации разброса в соответствующие позиции необходимо вписать исходные данные: среднее значение, вокруг которого строится разброс, среднеквадратическое отклонение, а также размер выборки.

После запуска расчета получаются два разброса – разброс значений внутреннего диаметра индуктора и разброс значений диаметра якоря, которые подвергаются вторичной группировке.

Во второй части программного инструмента с использованием результатов, полученных в электромагнитном расчете ДПТ по данным разбросов, полученных с использованием генератора случайных чисел, определяются ключевые выходные параметры.

Теперь перейдем к реализации расчетно-статистического эксперимента. Посредством использования программного инструмента сгенерированы две

группы случайных значений размерных геометрических параметров ключевых элементов конструкции по 180 значений в каждой.

Результаты группировки случайных величин по признаку частоты вращения якоря двигателя постоянного тока продемонстрированы в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Результаты группировки по признаку частоты вращения якоря ДПТ

Частота реализации, %	Варианта, м
2	0,04194648
4	0,04195577
10	0,04196348
21	0,04197507
22	0,04198455
61	0,04199928
27	0,04201542
13	0,04202508
12	0,04203446
7	0,04204394
1	0,04206195

По результатам группировки была построена гистограмма распределения частот в зависимости от наружного диаметра якоря, продемонстрированная на рисунке 3.8.

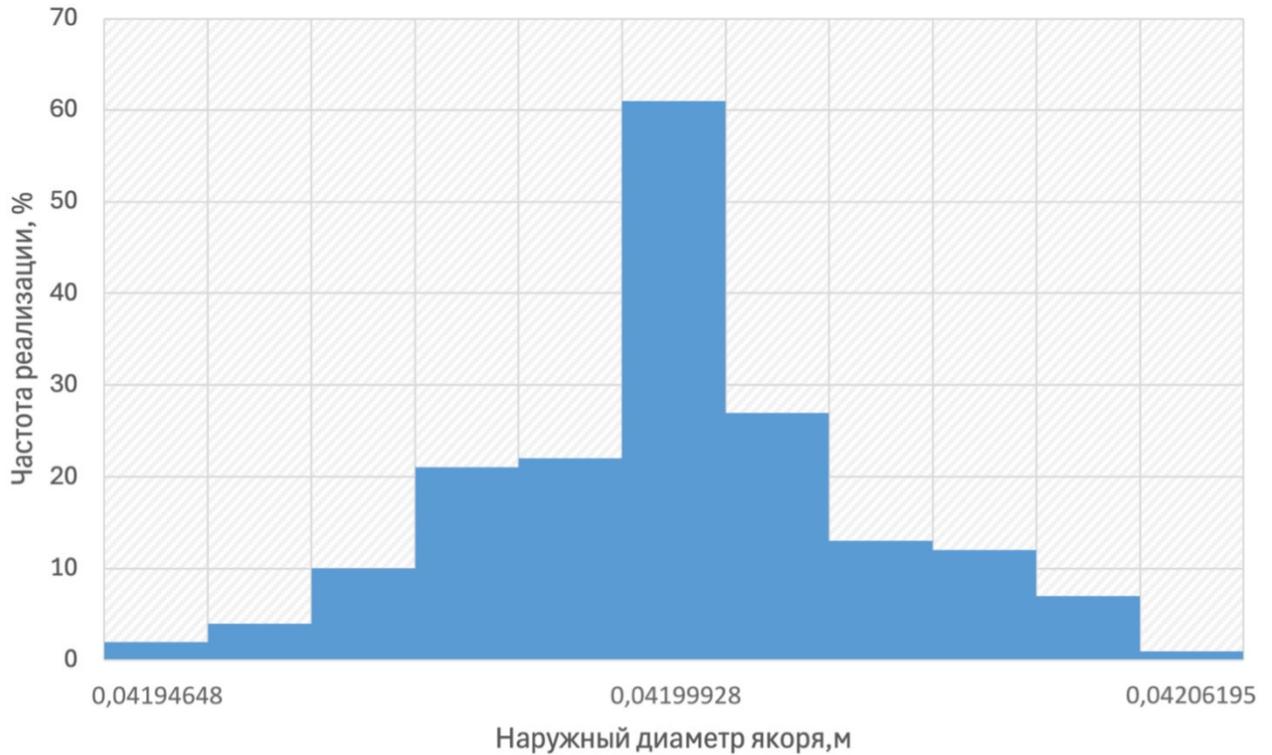


Рисунок 3.8 – Гистограмма распределения наружного диаметра якоря ДПТ

Из гистограммы на рисунке 3.8 заметно, что большинство значений диаметра якоря с технологическими отклонениями имеет значение, равное 0,04199928 м, что на 0,02 % меньше, чем расчетное значение диаметра якоря. Крайние значения диаметра якоря с технологическими отклонениями распределяются от расчетного на 0,12 % (нижнее значение) и 0,14 % (верхнее значение).

Результат группировки случайных величин по признаку внутреннего диаметра индуктора занесен в таблицу 3.4.

Таблица 3.4 – Результат группировки по признаку внутреннего диаметра индуктора

Частота реализации, %	Варианта, м
1	0,04208915
4	0,04209647
13	0,04210516
18	0,04211654

Продолжение таблицы 3.4

Частота реализации, %	Варианта, м
24	0,0421264
59	0,042141325
19	0,04215537
13	0,04216436
13	0,0421763
10	0,04218561
4	0,04219472

По результатам группировки была построена гистограмма распределения частот в зависимости от внутреннего диаметра индуктора, продемонстрированная на рисунке 3.9.

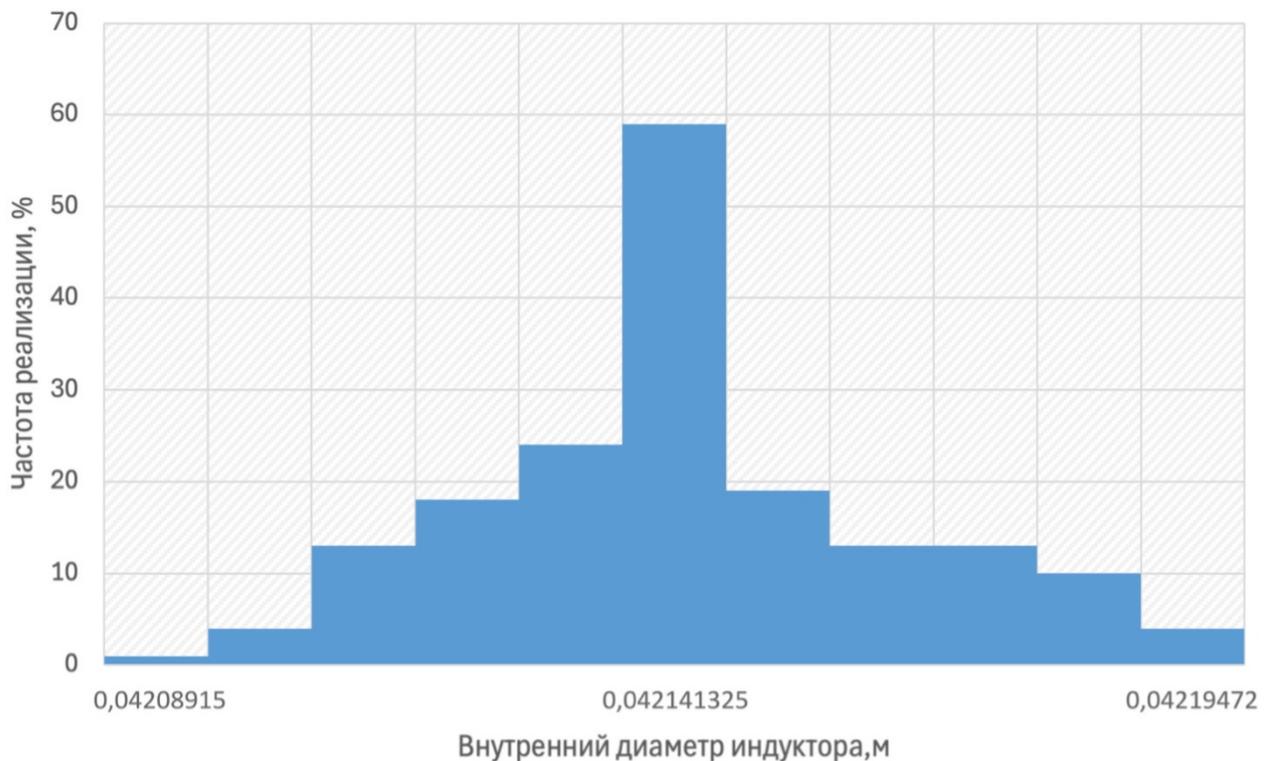


Рисунок 3.9 – Гистограмма распределения значений внутреннего диаметра индуктора ДПТ с технологическими отклонениями

Для внутреннего диаметра индуктора ДПТ характерна такая же тенденция, как и для диаметра якоря, – большинство значений имеет значение, слабо

отклоняющееся от расчетного. Отклонение центрального значения от расчетного составляет 0,02 %. Крайнее нижнее и крайнее верхнее значения отклоняются на 0,12 %.

Далее в виде математической программы реализован метод Монте-Карло. С помощью программного комплекса реализован пересчет ключевых характеристик электромоторедуктора по полученным данным на этапе создания генератора случайных чисел для анализа изменения входных ключевых. Через программную реализацию расчетно-статистического эксперимента по методу Монте-Карло решается научно-техническая задача прогнозирования влияния изменения входных ключевых параметров на ключевые выходные характеристики продукции, связанные с технологическими отклонениями производства. Результат группировки случайных величин, сформированной по значениям выходного момента на ДПТ, занесен в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Результат группировки выходного момента на валу ДПТ

Частота реализации, %	Выходной момент на валу ДПТ, Н · м
2	0,0815
5	0,0828
10	0,0833
12	0,0845
25	0,0871
32	0,0886
76	0,0898
8	0,0915
8	0,0926
1	0,0944
1	0,1018

По результатам группировки была построена гистограмма распределения частот в зависимости от выходного момента на двигателе постоянного тока, продемонстрированная на рисунке 3.10.

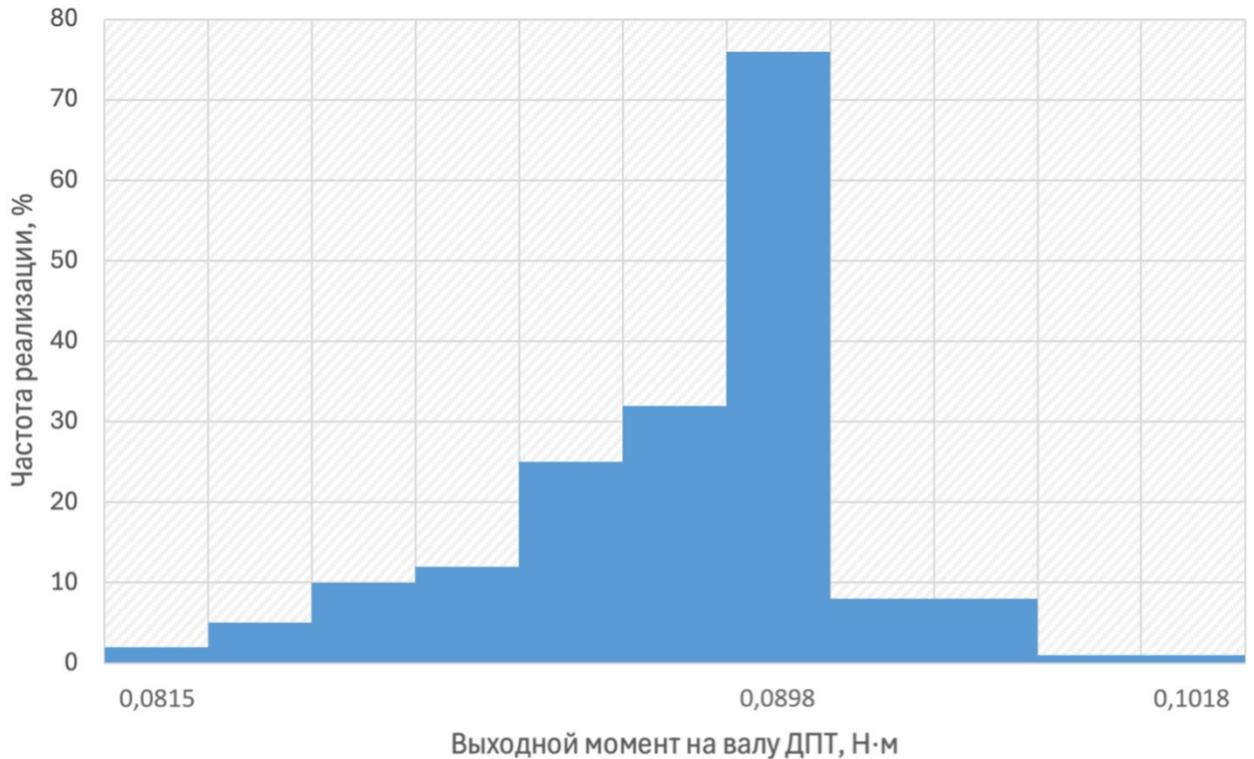


Рисунок 3.10 – Гистограмма распределения значений выходного момента на валу ДПТ

Из гистограммы видно, что выходной момент на валу ДПТ отклоняется на 9 % вниз и на 13 % вверх, вследствие чего при данном отклонении может возникнуть несоответствие выходных параметров электродвигателя техническим требованиям.

Результат группировки случайных величин, сформированной по значениям момента на выходе электродвигателя, занесен в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 – Результат группировки момента на выходе электродвигателя

Частота реализации, %	Момент на выходе электродвигателя, Н·м
2	4,893
10	4,971
27	5,107
24	5,265
24	5,322
44	5,366

Продолжение таблицы 3.6

Частота реализации, %	Момент на выходе электродвигателя, Н·м
29	5,417
6	5,471
11	5,532
1	5,664
1	6,107

По результатам группировки была построена гистограмма распределения частот в зависимости от момента на выходе электродвигателя, продемонстрированная на рисунке 3.11.

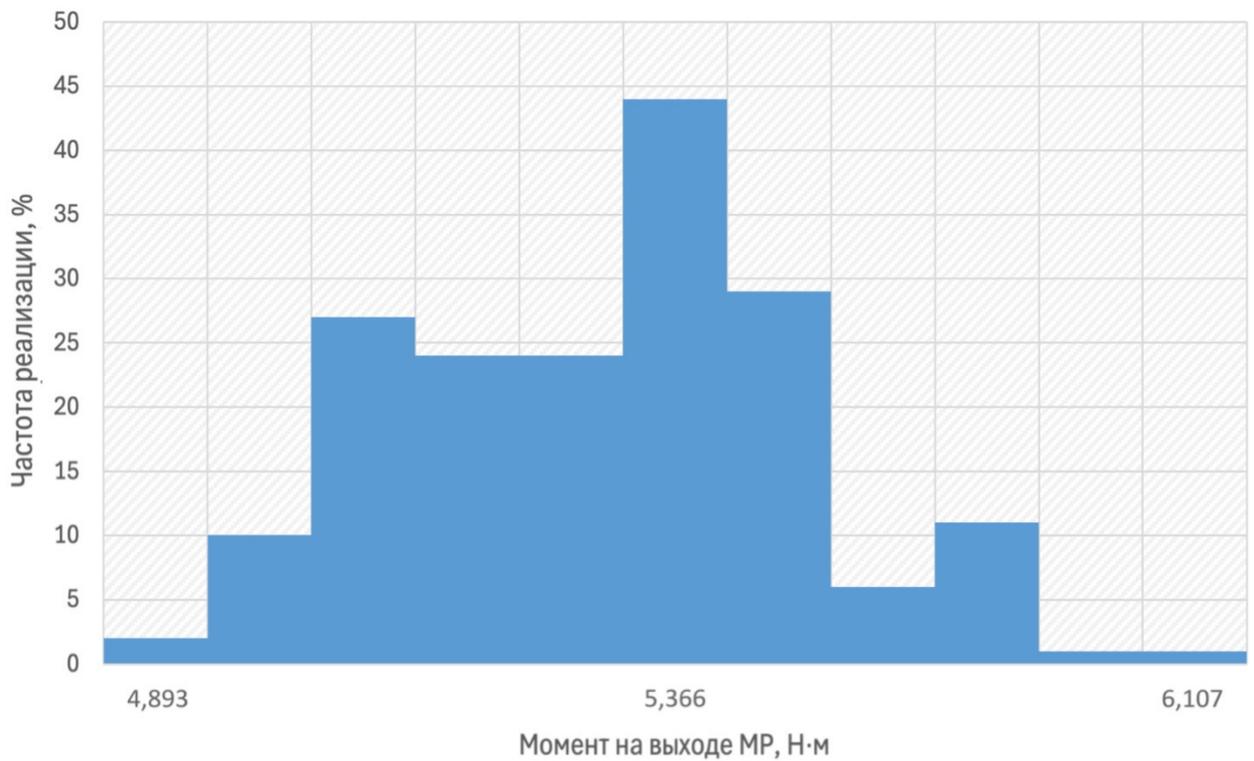


Рисунок 3.11 – Гистограмма распределения значений момента на выходе электродвигателя

Из гистограммы видно, что момент на выходе электродвигателя отклоняется в большую сторону, вследствие чего при данном отклонении может

возникнуть несоответствие выходных параметров электромоторредуктора техническим требованиям.

Результат группировки случайных величин, сформированной по значениям КПД двигателя постоянного тока, занесен в таблицу 3.7.

Таблица 3.7 – Результат группировки КПД двигателя постоянного тока

Частота реализации, %	КПД ДПТ, %
2	48,29
2	48,56
11	48,69
14	48,99
16	49,54
74	50,04
29	50,31
20	50,52
10	50,83
1	51,29
1	52,74

По результатам группировки была построена гистограмма распределения частот в зависимости от КПД двигателя постоянного тока, продемонстрированная на рисунке 3.12.

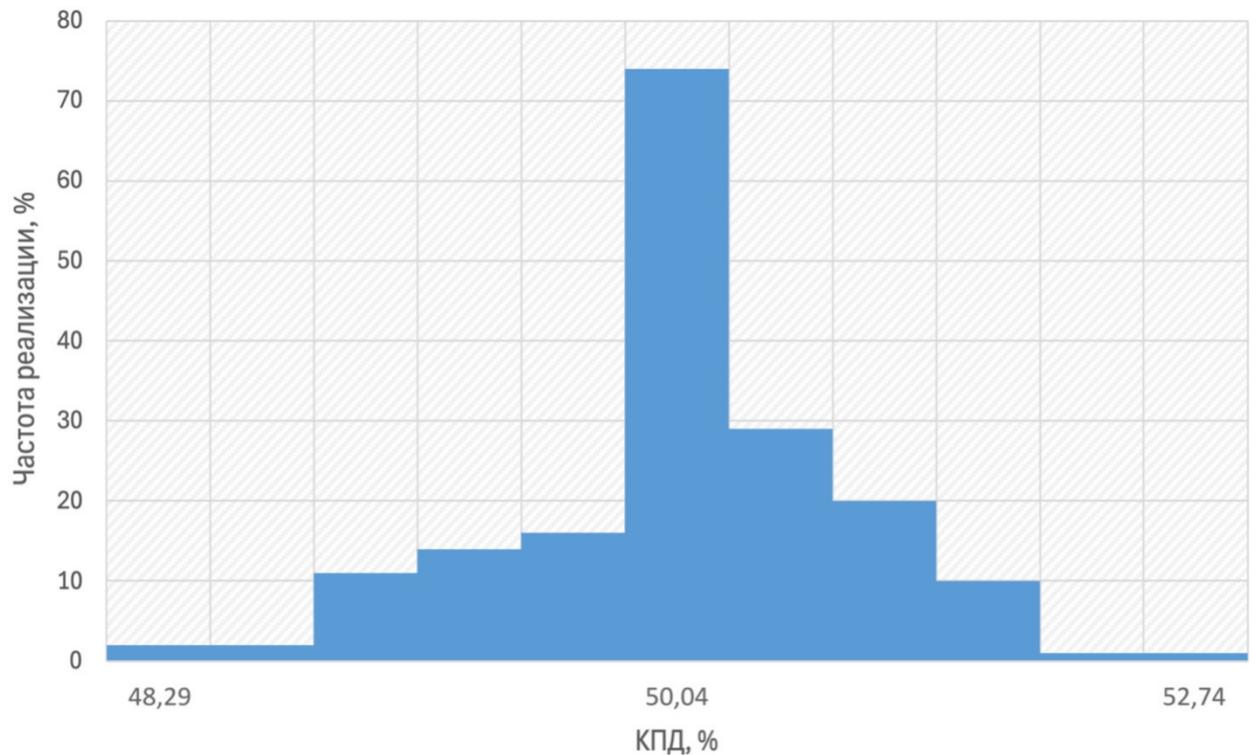


Рисунок 3.12 – Гистограмма распределения значений КПД ДПТ

Из гистограммы на рисунке 3.12 заметно, что большинство значений КПД ДПТ с технологическими отклонениями имеет значение, равное 50,04 %, что на 5,556 % меньше, чем расчетное значение КПД ДПТ. Крайние значения КПД ДПТ с технологическими отклонениями отклоняются от расчетного на 1,015 % (нижнее значение) и 0,108 % (верхнее значение).

Результаты реализации полученного инструментария показывают, что даже незначительное изменение ключевых параметров активной зоны электромеханического преобразователя (ДПТ) оказывает существенное влияние на формирование ключевых выходных характеристик исследуемого объекта. С другой стороны, анализ гистограмм распределения выходных параметров электромоторредуктора показывает незначительную вероятность проявления событий, связанных с возможным несоответствием продукции установленным требованиям. Однако полученный результат расчетно-статистического эксперимента должен стать основой для формирования дополнительных требований, связанных с обеспечением технологического качества

электромоторедуктора. Для этого, например, можно реализовать элементы активного контроля на этапах производства, можно организовать дополнительный пост контроля качества в процессе производства и т. д. Иными словами, реализация предложенного инструмента позволяет уже на этапе конструкторско-технологической подготовки производства оценить потенциальные риски возможных несоответствий продукции с точки зрения обеспечения воспроизводимости ключевых характеристик продукции.

Переходим к инструментарию оценки соответствия полученных статистических параметров к виду распределения.

Вероятно, случайные величины, полученные при выполнении эксперимента по методу статистических испытаний, подчиняются закону нормального распределения. С целью проверки вынесенного предположения проведём математическую обработку результатов.

Сначала определим среднее арифметическое для каждого признака, используем формулу (3.6):

$$\bar{X} = \frac{x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_n}{N}, \quad (3.6)$$

где x_1 – значение из выборки; N – величина выборки.

Используя формулу (3.6), определяем среднее арифметическое для выходного момента на валу ДПТ, момента на выходе электромоторедуктора и КПД ДПТ:

$$\begin{aligned} \bar{X} &= \frac{15,912}{180} = 0,088451146 \text{ Н} \cdot \text{м} ; \\ \bar{X} &= \frac{955,272}{180} = 5,307068763 \text{ Н} \cdot \text{м} ; \\ \bar{X} &= \frac{8992,283}{180} = 49,95712734 \% . \end{aligned}$$

Теперь для всех параметров определим среднеквадратическое отклонение, используем формулу (3.7):

$$\sigma = \frac{\sum(x_n - \bar{X})^2}{N} . \quad (3.7)$$

Используя формулу (3.7), определяем для всех трех признаков среднеквадратическое отклонение:

$$\sigma = \frac{0,001352146}{180} = 0,002740789 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

$$\sigma = \frac{4,86772699}{180} = 0,16444734 \text{ Н} \cdot \text{м} ;$$

$$\sigma = \frac{72,89486128}{180} = 0,636373673 \% .$$

Теперь мы можем определить плотность распределения случайных величин. Для этого используется выражение (3.8):

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{-\frac{(x_n - \bar{X})^2}{2 \cdot \sigma^2}} . \quad (3.8)$$

Ниже приводится график, отражающий поведение плотности распределения случайных величин для выборки диаметра якоря двигателя постоянного тока, который представлен на рисунке 3.13.

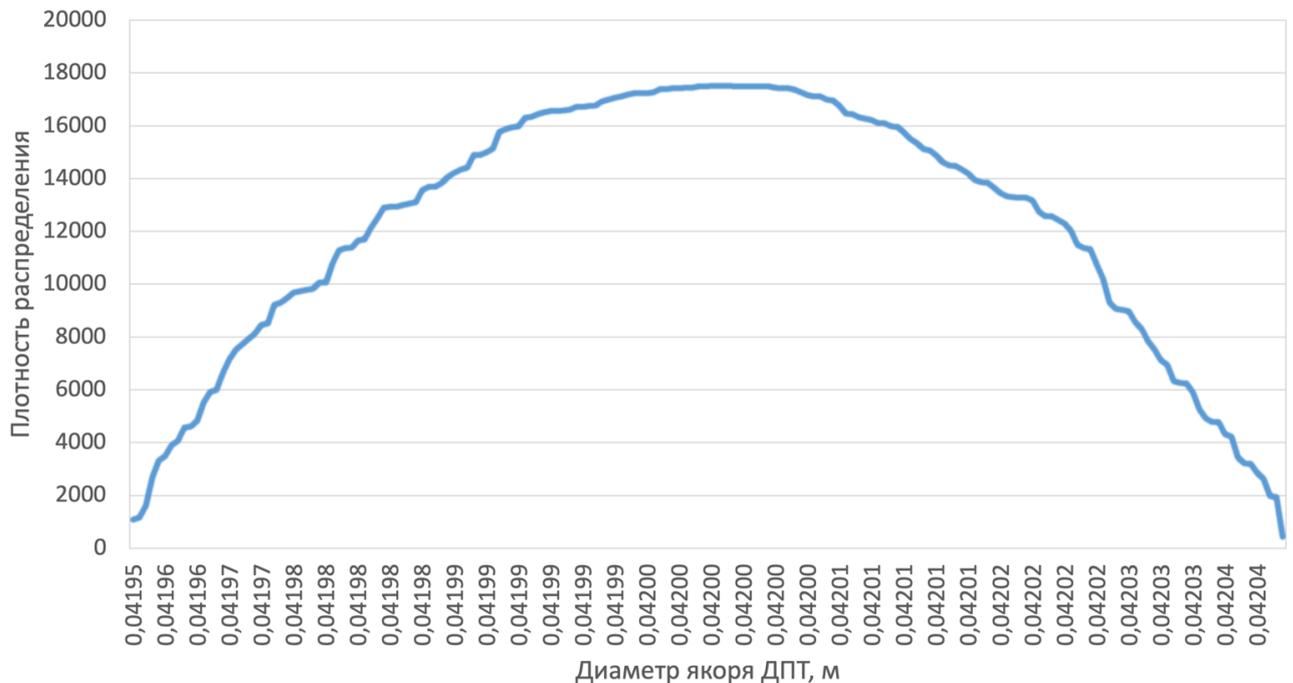


Рисунок 3.13 – График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки диаметра якоря ДПТ

Как видно из рисунка, кривая плотности распределения диаметра якоря двигателя постоянного тока принимает колоколообразную форму и вследствие этого имеет вид, идентичный теоретической кривой плотности нормального распределения.

График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки диаметра полюсной системы, продемонстрирован на рисунке 3.14.

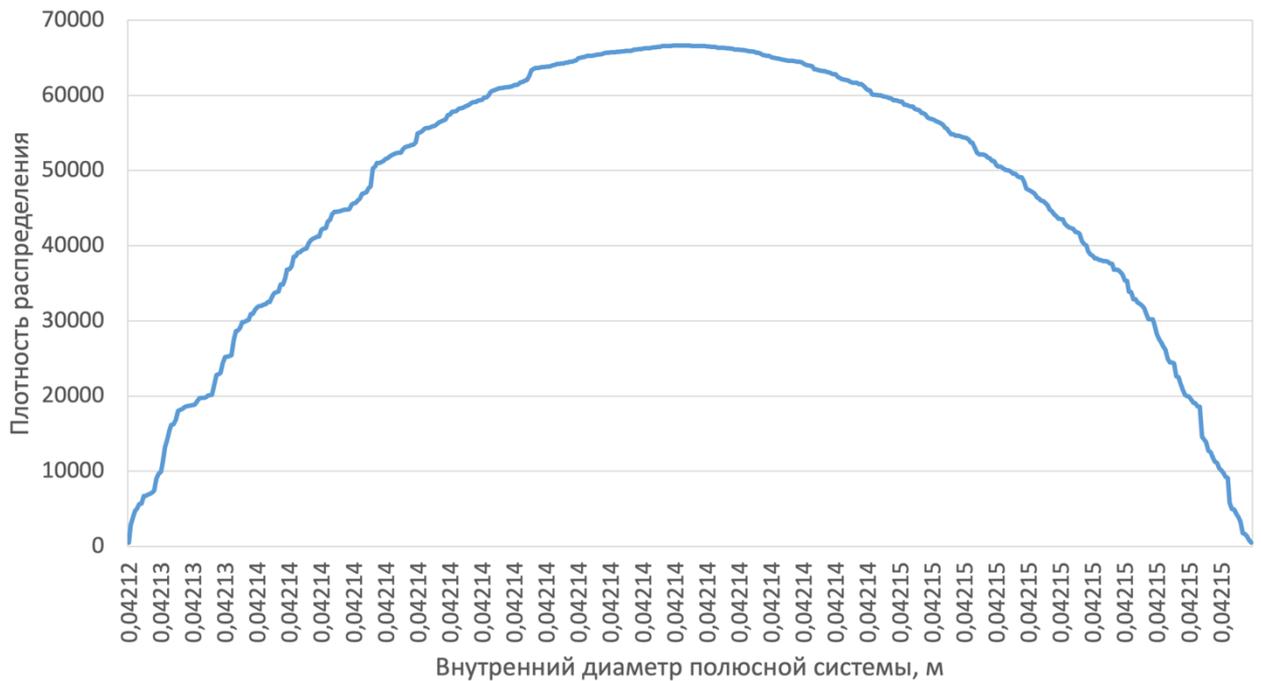


Рисунок 3.14 – График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки диаметра полюсной системы

Таким образом, кривая плотности распределения внутреннего диаметра полюсной системы имеет вид, идентичный теоретической кривой нормальной плотности распределения.

График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки выходного момента на валу двигателя постоянного тока, продемонстрирован на рисунке 3.15.

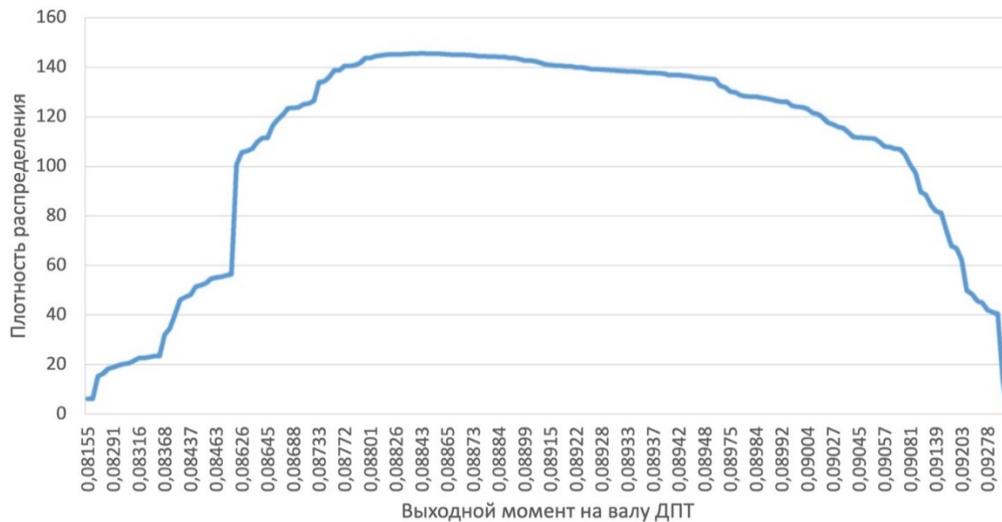


Рисунок 3.15 – График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки выходного момента вала ДПТ

Как видно из рисунка выше, кривая плотности распределения выходного момента на валу двигателя постоянного тока принимает хоть близкую к колоколообразной, но не идентичную ей форму.

График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки момента на выходе электромоторредуктора, продемонстрирован на рисунке 3.16.

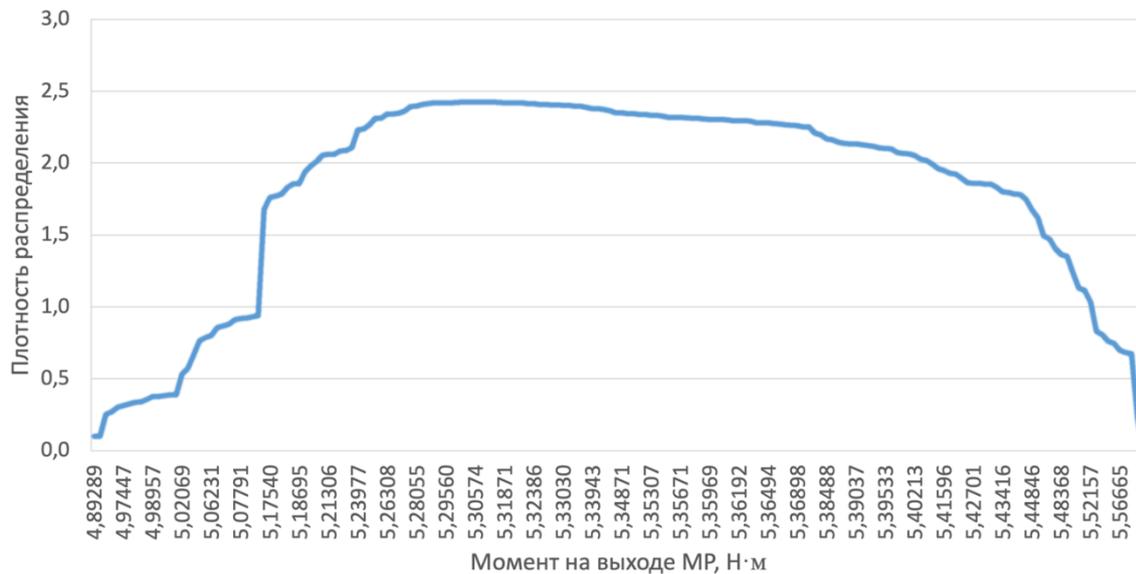


Рисунок 3.16 – График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки момента на выходе электромоторредуктора

Таким образом, кривая распределения случайных величин выборки момента на выходе электромоторредуктора отличается от колоколообразной формы.

График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки КПД ДПТ, продемонстрирован ниже на рисунке 3.17.

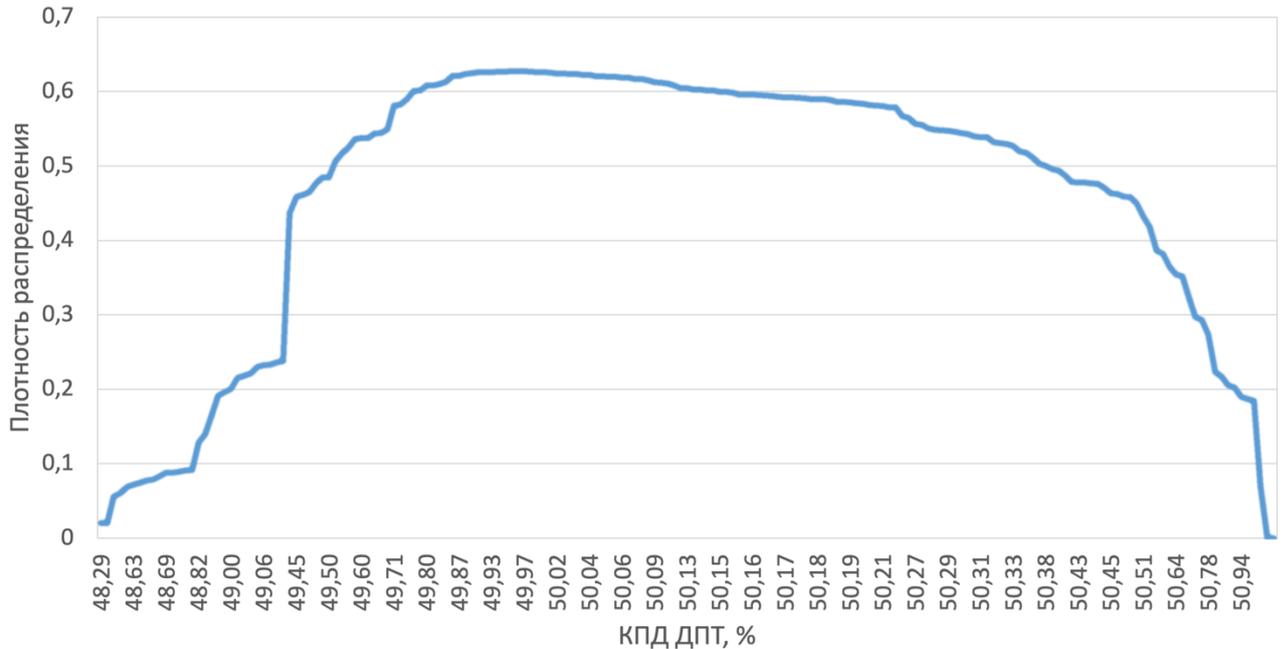


Рисунок 3.17 – График, отражающий поведение плотности распределения случайных величин выборки КПД ДПТ

Как видно из рисунка выше, кривая плотности распределения КПД двигателя постоянного тока принимает форму, отличную от колоколообразной.

Для того чтобы убедиться в том, что значения выходного момента на валу ДПТ, выходного момента электромоторредуктора и КПД ДПТ действительно распределяются по нормальному закону, необходимо применить критерий согласия Пирсона, используя который мы сможем подтвердить корреляционную связь между входными параметрами и выходными параметрами расчетной модели. Для реализации подтверждения нам необходимо сопоставить выборку значений диаметра якоря ДПТ с выходными параметрами и внутреннего диаметра индуктора с выходными параметрами.

Начнем с сопоставления диаметра якоря с выходными параметрами.

Для этого, используя данные таблиц 3.3 и 3.5–3.7, вычисляем суммы анализируемых значений по формулам (3.9) и (3.10):

$$\sum x_i, \quad (3.9)$$

где x_i – выборка входного параметра.

$$\sum y_i, \quad (3.10)$$

где y_i – выборка выходного параметра.

Используя формулы (3.9) и (3.10), определяем суммы анализируемых значений:

$$\begin{aligned} \sum D_2 &= 0,46200 \text{ м} ; \\ \sum M_2 &= 0,978 \text{ Н} \cdot \text{м} . \end{aligned}$$

Теперь найдем средние арифметические анализируемых значений по формулам (3.11) и (3.12):

$$M_x = \frac{\sum D_2}{n} ; \quad (3.11)$$

$$M_y = \frac{\sum M_2}{n} . \quad (3.12)$$

По формулам (3.11) и (3.12) находим средние арифметические анализируемых значений:

$$\begin{aligned} M_x &= \frac{0,46200}{11} = 0,042000 \text{ м} ; \\ M_y &= \frac{0,978}{11} = 0,08890 \text{ Н} \cdot \text{м} . \end{aligned}$$

Теперь для каждого значения нужно определить отклонение от среднего арифметического, для этого используются формулы (3.13) и (3.14):

$$\Delta_x = x_i - M_x ; \quad (3.13)$$

$$\Delta_y = y_i - M_y . \quad (3.14)$$

Результаты расчета отклонений представлены в таблице 3.8.

Далее определяется произведение отклонений, используется формула (3.15):

$$\Delta_x \cdot \Delta_y . \quad (3.15)$$

Результаты расчета произведений представлены в таблице 3.8.

Далее определяются суммы квадратов отклонений от среднего арифметического, для этого используются формулы (3.16) и (3.17):

$$\sum \Delta_x^2 ; \quad (3.16)$$

$$\sum \Delta_y^2 . \quad (3.17)$$

По формулам (3.16) и (3.17) находим суммы квадратов отклонений от среднего арифметического:

$$\sum \Delta_{D_2}^2 = 1,48355^{-8} \text{ м} ;$$

$$\sum \Delta_{M_2}^2 = 0,000364909 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Теперь по формуле (3.18) находим значение коэффициента корреляции Пирсона:

$$r = \frac{\sum(\Delta_x \cdot \Delta_y)}{\sum \Delta_x^2 \cdot \sum \Delta_y^2} . \quad (3.18)$$

По формуле (3.18) находим значение коэффициента корреляции Пирсона:

$$r = \frac{2,24369^{-6}}{1,48355^{-8} \cdot 0,000364909} = 0,96 .$$

Теперь нужно рассчитать t-критерий для оценки статистической значимости корреляционной связи между входным и выходным параметром. Для этого используется формула (3.19):

$$t = \frac{r \cdot \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}} . \quad (3.19)$$

Рассчитываем t-критерий по формуле (3.19):

$$t = \frac{0,96 \cdot \sqrt{11-2}}{\sqrt{1-0,96^2}} = 10,9 .$$

Критическое значение t-критерия при числе степеней свободы 9 и уровне значимости 0,98 равно 2,82. Таким образом, между диаметром якоря и выходным моментом на валу ДПТ имеется четкая корреляционная связь, а значит, значения выходного момента на валу ДПТ распределены по нормальному закону.

Для остальных параметров расчетной модели сопоставление выполняется аналогичным образом, результаты расчета сведены в таблицу 3.8.

Таблица 3.8 – Результаты определения корреляционной связи между входными и выходными параметрами расчетной модели

Сопоставляемые параметры	Коэффициент корреляции Пирсона	t – критерий	Критическое значение t – критерия
Диаметр якоря – выходной момент на валу ДПТ	0,96	10,9	2,82
Диаметр якоря – выходной момент электромоторредуктора	0,95	9,2	2,26
Диаметр якоря – КПД ДПТ	0,97	14,3	2,26
Внутренний диаметр полюсной системы – выходной момент на валу ДПТ	0,95	9,1	2,62
Внутренний диаметр полюсной системы – выходной момент электромоторредуктора	0,89	6,1	1,83
Внутренний диаметр полюсной системы – КПД ДПТ	0,96	11,5	2,82

Использование критерия Пирсона позволило доказать, что значения выходных параметров расчетной модели распределяются по нормальному закону, а значит, использованный алгоритм в расчетно-статистическом эксперименте справедлив.

Полученные в ходе реализации расчётно-статистического инструмента по методу Монте-Карло результаты показывают, что в процессе конструкторско-технологической подготовки производства на предприятии-изготовителе существует риск выпуска продукции, не соответствующей техническим требованиям, что обусловлено проведённым анализом прогнозируемой партии объёмом 180 штук, в ходе которого было установлено, что присутствует риск

выпуска изделий с отклонениями по ключевым характеристикам. На основании этого рекомендуется разработка соответствующего плана приемочного контроля качества продукции.

3.10 Выводы по главе

1. Создание комплексного инструментария разработки конструкции унифицированного автомобильного электромоторедуктора осуществляется обобщением методик, применяемых при разработке автомобильного электрооборудования с учетом специфических аспектов, связанных с разрабатываемым объектом. При этом инструментарий включает в себя расчетные методики определения технических параметров конструкции и его выходных характеристик, а также инструменты проектирования конструкции, решающие задачи создания герметичного корпуса, выбора конструкции механизма аварийного расцепления, а также разработки устройства регулировки усилия торможения. При разработке расчетных методик дополнительно реализованы задачи поверочных расчетов, позволяющие убедиться в правильности выбора конструкторских решений.

2. Для устранения рисков эксплуатационных отказов по наиболее значимым причинам, выявленным во второй главе, на этапе определения исходных данных процесса проектирования сразу же выделены количественные значения технических параметров и характеристик проектируемого электромоторедуктора, которые перекрывают критические с точки зрения качества особенности серийно выпускаемых конструкций электромоторедуктора. Предлагается рассматривать данные параметры как наиболее важные и на их основе выстраивать индикаторы результативности процесса проектирования автомобильного компонента.

Так, на первичном уровне формирования задания на проектирование были обозначены следующие требования: момент на выходном валу, развиваемый в прямом и обратном направлении, не менее 3,8 Н·м при токе 5,46 А и номинальном напряжении бортовой сети автомобиля 12 В; электромоторедуктор должен иметь

самоторможение для исключения самопроизвольного движения рабочего органа привода; степень защиты от проникновения пыли и влаги не ниже IP68 по ГОСТ 14254; при возникновении неисправности должна быть предусмотрена функция механической разблокировки привода, позволяющая отсоединить моторедуктор от вала привода и передвинуть рабочий орган вручную; электромоторедуктор должен обладать компактными массогабаритными характеристиками.

3. В процессе реализации модернизированного инструментария разработки унифицированной конструкции автомобильного электромоторедуктора особое внимание уделяется вопросам формирования наиболее важных параметров, то есть достижению индикаторов результативности процесса проектирования удовлетворительных значений:

- проведена расчетная проверка качества зацепления по геометрическим показателям зубчатого колеса с удовлетворительным результатом;

- проведен кинематический и энергетический расчёт привода с определением крутящего момента на валу, равного 3830,4 Н·мм;

- реализован проверочный расчет контактных напряжений косозубого цилиндрического колеса, который показал удовлетворительное выполнение условий прочности по контактным напряжениям;

- проведен проверочный расчёт зубьев косозубого цилиндрического колеса на выносливость при изгибе, который показал удовлетворительное выполнение условий прочности при проверке зубьев цилиндрического косозубого колеса на выносливость при изгибе;

- проведен проверочный расчёт подшипников входного вала, который показал правильность принятого конструкторского решения по обеспечению долговечности работы подшипника, установленного в опорах В, С, А. Установлено, что подшипник 1000900 по ГОСТ 8338–75, расчётный ресурс которого с надёжностью 99 % составляет 403183 ч, целесообразно устанавливать в опоре В. Подшипник 18 по ГОСТ 8338–75, расчётный ресурс которого с надёжностью 95 % составляет 4790 ч, целесообразно устанавливать в опоре С.

Подшипник скольжения, выполненный из материала латунь марки ЛМцЖ 52-4-1, целесообразно устанавливать в опору А;

– реализация методики разработки герметичного корпуса унифицированного автомобильного электромоторредуктора позволила решить проблему герметичности корпуса. Между выходным валом и корпусом редуктора в месте выхода вала из него имеется уплотнитель зазора, подробно описанный в патенте на полезную модель, что обеспечивает усиленную защиту моторредуктора от проникновения внешней среды;

– при реализации методики разработки конструкции механизма аварийного расцепления унифицированного автомобильного электромоторредуктора получена конструкция, принцип работы которой заключается в том, что при номинальном режиме работы фланец выходного вала находится в сцеплении с диском механизма аварийного расцепления. При аварийном расцеплении выходной вал электромоторредуктора смещается в направлении крышки корпуса, что обеспечивается наличием пружинного элемента, в связи с чем фланец выходного вала выходит из зацепления с диском аварийного расцепления;

– при реализации методики разработки устройства регулировки усилия торможения унифицированного автомобильного электромоторредуктора получен результат, обеспечивающий исключение самопроизвольного движения рабочего органа привода за счет установки фрикционного тормоза;

– реализация методики прогнозирования влияния технологических погрешностей изготовления электромоторредуктора на его ключевые выходные характеристики по методу Монте-Карло обеспечивает возможность для предварительной оценки влияния технологических погрешностей изготовления элементов электромоторредуктора на воспроизводимость его основных технических характеристик. Инструмент рекомендуется применять на этапах конструкторско-технологической подготовки производства разрабатываемого автомобильного компонента.

4. В результате работы разработана конструкция унифицированного автомобильного электромоторредуктора. Полученные результаты проектирования показывают, что на расчетном уровне и в процессе принятия конструкторских решений получен автомобильный компонент, отвечающий основным запросам с точки зрения обеспечения требуемого качества в эксплуатации, поскольку в ходе разработке были учтены требуемые параметры.

Следующим этапом реализации исследования должен стать разработанный и формализованный инструментарий для проведения испытаний предложенной конструкции электромоторредуктора. Разработанный инструментарий должен решать задачу, направленную на подтверждение соответствия продукции в процессе постановки в массовое производство.

Глава 4 РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ ФОРМАЛИЗОВАННОГО ИНСТРУМЕНТАРИЯ ИСПЫТАНИЙ КОНСТРУКЦИИ УНИФИЦИРОВАННОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМОТОРЕДУКТОРА

4.1 Основные этапы испытаний конструкции унифицированного автомобильного электродвигателя в процессе проектирования для подтверждения соответствия при постановке в производство

Для созданного электродвигателя требуется решить задачу, связанную с разработкой комплексной методики испытаний и ее реализации.

Таким образом, в качестве формализованного инструментария испытаний унифицированной конструкции автомобильного электродвигателя будем рассматривать формальную систему, определяющую порядок и методику испытаний, направленную на подтверждение соответствия продукции в процессе постановки в массовое производство.

Все оборудование, использованное при формировании методики и при проведении испытаний, сертифицировано надлежащим образом. Исследования проводились в специализированных лабораториях инженерного центра автомобильного завода «Группы ГАЗ», г. Нижний Новгород.

Для редукторов и моторедукторов общемашиностроительного применения требования к объёму и методам испытаний изложены в ГОСТ 29285–92 [68], однако данный стандарт не учитывает в полном объёме специфику требований, предъявляемых к автотракторному электрооборудованию, которые изложены в [32]. Вследствие чего для оценки технического уровня и качества предложенной конструкции необходимо сформировать комплексный план испытаний и установить методику проведения экспериментальных исследований, при разработке которых следует в первую очередь руководствоваться стандартами [40, 36, 32, 38]. Рассмотрим каждый из них более подробно.

Стоит отдельно упомянуть, что указанные выше стандарты будут рассматриваться в большей степени с точки зрения проведения типовых

испытаний, что обусловлено необходимостью оценки разработанной конструкции электромоторедуктора [79].

Одним из ключевых документов, устанавливающих требования к автотракторному электрооборудованию, является ГОСТ Р 52230 [32]. В данном стандарте указаны виды, периодичность и методы проведения приёмосдаточных, периодических и типовых испытаний. Отдельно отмечено, что при проведении типовых испытаний допускается производить проверку исключительно на соответствие тем требованиям или параметрам, на которые могут повлиять вносимые в конструкцию изменения.

Для более детального обзора рассматриваемого стандарта была составлена блок-схема, которая включает в себя полный объём проверок, входящих состав приёмосдаточных и периодических испытаний, продемонстрированная на рисунке 4.1.

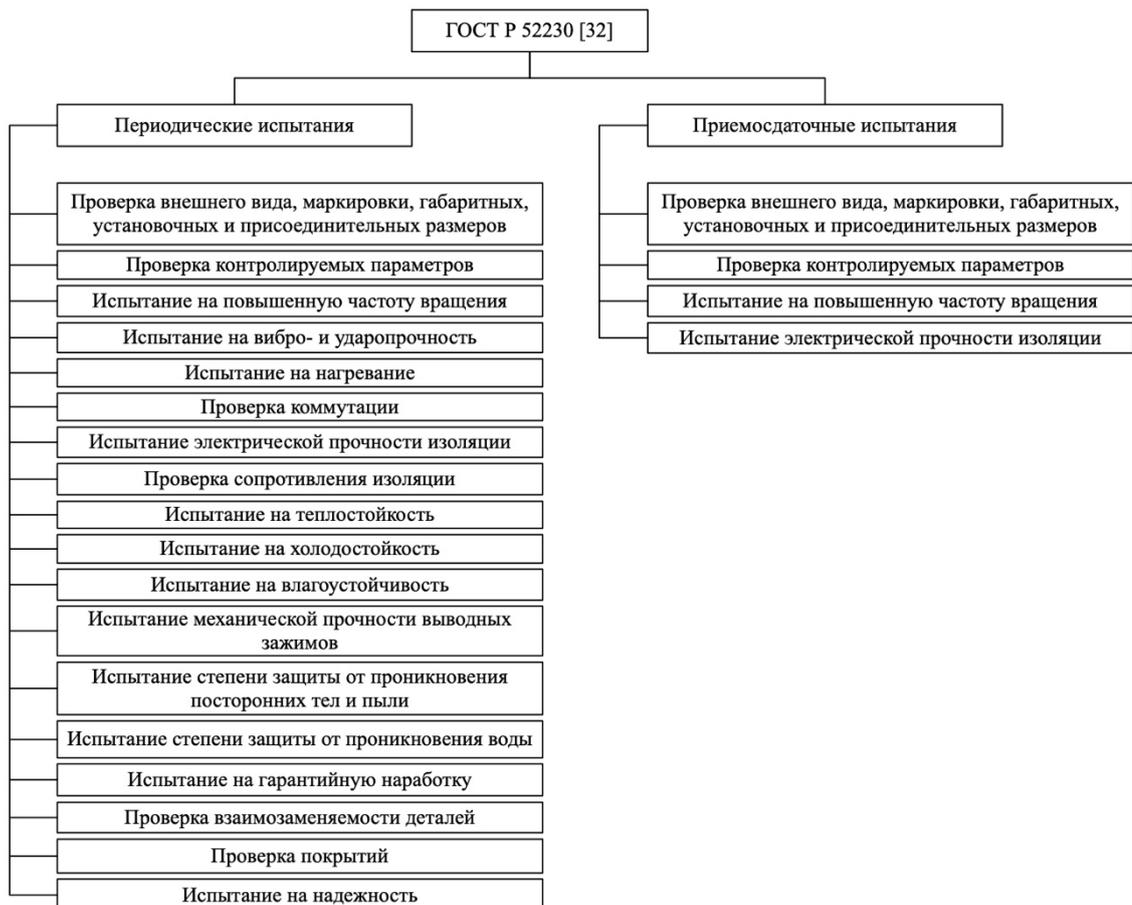


Рисунок 4.1 – Структура периодических и приемосдаточных испытаний

Как видно из рисунка 4.1, стандарт ГОСТ Р 52230 в большей степени устанавливает общие требования для автотракторного электрооборудования, не учитывая специфику конкретных изделий, вследствие чего возникает целесообразность формирования комплексного плана испытаний на разработанную с помощью предложенной методики конструкцию электромоторедуктора [32].

Для проверки соответствия габаритных размеров прототипа электромоторедуктора заданным при проектировании необходимо провести контроль габаритных размеров согласно методу 404–1 стандарта [33] любыми средствами измерений. Погрешности измерения не должны превышать значений, указанных в ГОСТ 8.051 [69].

Проверка соответствия степени защиты от пыли и влаги производится по методике, описанной в стандарте ГОСТ 14254 [36]. Испытание на воздействие пыли для первых характеристических цифр 5 и 6 проводится с помощью специальной камеры пыли, при этом используемый порошок талька должен проходить через сито с размерами квадратной ячейки 75 мкм с толщиной проволоки 50 мкм. Количество порошка талька должно составлять 2 кг на кубический метр испытательной камеры. Испытание на воздействие воды для второй характеристической цифры 8 производится в резервуаре с водой, уровень которой и длительность проверки в соответствии со стандартом согласовывается непосредственно между изготовителем и потребителем.

Проверка работоспособности электромоторедуктора при воздействии вибрационных и ударных нагрузок, величина и продолжительность которых продемонстрирована в таблице 4.1, осуществляется по методике, описанной в стандарте ГОСТ Р 52230 [32].

Таблица 4.1 – Испытание на вибро- и ударопрочность [32]

Вид нагрузки	Частота вибрации, Гц	Максимальное ускорение (или замедление), м/с ²	Продолжительность испытаний
	При типовых испытаниях		
Вибрационная	50 – 250	50	8 ч
Ударная	–	100	10000 ударов

Данное испытание проводится на специальном стенде, на котором на плите стенда закрепляется электродвигатель в рабочем положении, при этом испытываемый компонент находится в нерабочем состоянии.

Испытание на сохранение работоспособности электродвигателя после пребывания в нерабочем состоянии при циклическом изменении температур (повышенной + 105 °С, пониженной – 50 °С) проводится в термокамере без подачи нагрузки на испытываемое изделие в соответствии с методом 205–2 стандарта ГОСТ 20.57.406 [33].

Проверка степени уровня эмиссии собственных импульсных помех на выводах питания (не более I степени эмиссии) осуществляется по методике, которая изложена в стандарте ГОСТ 33991 [40]. Предельные значения амплитуд помех для бортовых сетей 12 В продемонстрированы в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Предельные значения амплитуд импульсных помех

Вид собственных помех	Степень эмиссии помех			
	I	II	III	IV
1, 2	+ 25	+ 50	+ 75	+ 100
	– 25	– 50	– 100	– 150

Разработанная на основании изложенных в главе 2 требований к компоненту, а также с учётом рассмотренных выше стандартов методика испытаний электродвигателя для АТС продемонстрирована в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Инструментарий испытаний конструкции электродвигателя для АТС

№ п/п	Наименование методики	Требуемые значения	Метод по НТД
1	2	3	4
1	Проверка габаритных размеров	Соответствие разработанной конструкции в главе 2	ГОСТ 20.57.406, метод 404–1 [33]
2	Степень защиты от пыли и влаги	Соответствие защиты IP68	ГОСТ 14254 [36]

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4
3	Работоспособность при воздействии вибрационных и ударных нагрузок	Работоспособность при воздействии синусоидальных вибрационных нагрузок с частотой 50–250 Гц, с ускорением 50 м/с ² в течение 8 часов и ударных нагрузок с ускорением 100 м/с ² , 10 000 ударов	ГОСТ Р 52230 [32]
4	Термоцикличность	Сохранение работоспособности после пребывания в нерабочем состоянии при циклическом изменении предельных температур (повышенной + 105 °С, пониженной – 50 °С) [38]	ГОСТ 20.57.406, метод 205–2 [33]
5	Испытание на ресурс для стояночного тормоза	100 000 циклов	В соответствии с предложенной методикой
6	Испытание на ресурс для выдвигающейся подножки	300 000 циклов	В соответствии с предложенной методикой
7	Степень уровня эмиссии собственных импульсных помех на выводах питания	Не более I степени эмиссии	ГОСТ 33991 [40]
8	Испытание на удержание в обесточенном состоянии заданного момента	Не менее 60 Н·м	В соответствии с предложенной методикой

Результаты проверки габаритных размеров прототипа на соответствие геометрическим параметрам разработанной по предложенной методике конструкции электромоторредуктора заносятся в карту измерений, которая продемонстрирована в разделе 4.2.1.

В соответствии с предложенным комплексным планом испытаний проверка самоторможения осуществляется с помощью испытания на удержание электромоторредуктором в обесточенном состоянии момента не менее 60 Н·м по разработанной в разделе 4.2.8 методике.

Стоит отдельно отметить, что испытания на ресурс унифицированного электромоторредуктора для механизмов привода выдвигающейся подножки и стояночного тормоза проводятся по установленным методикам на специализированных стендах, подробное описание которых приводится в разделах 4.2.5 и 4.2.6.

4.2 Инструментарий испытаний конструкции унифицированного автомобильного электромоторедуктора

Объектом испытаний является унифицированный герметичный электромоторедуктор с улучшенными техническими характеристиками модификации TLA–2107, разработанный по предложенной комплексной методике проектирования, внешний вид которого продемонстрирован на рисунке 4.2.



Рисунок 4.2 – Электромоторедуктор модификации TLA–2107

4.2.1 Проверка габаритных размеров

Целью проведения испытания подпункта 1 составленного комплексного плана испытаний является проверка соответствия контролируемых габаритных размеров испытываемого объекта геометрическим параметрам разработанной по предложенной в главе 2 методике конструкции электромоторедуктора.

Проверка габаритных размеров изделия осуществляется по методу 404–1 государственного стандарта ГОСТ 20.57.406 [33].

В качестве контролируемых были выбраны следующие геометрические параметры электромоторедуктора:

1. Наружный диаметр корпуса двигателя.
2. Осевая длина корпуса двигателя.
3. Наружный диаметр корпуса двигателя с учётом поверхностей под монтажные винты.
4. Толщина стенок корпуса двигателя.
5. Наружный диаметр якоря двигателя.
6. Диаметр косозубого цилиндрического зубчатого колеса.
7. Диаметр вершин витка червяка.

Для осуществления проверки контролируемых геометрических параметров электромоторредуктора модификации TLA–2107 на соответствие значениям, указанным в главе 2, вследствие отсутствия строгих требований к измерительному инструменту в стандарте [33]. в качестве оборудования применяется нониусный штангенциркуль типа ШЦ–1 с диапазоном измерений от 0 до 150 мм и погрешностью 20 мкм, внешний вид которого продемонстрирован на рисунке 4.3.



Рисунок 4.3 – Внешний вид штангенциркуля ШЦ–1

Стоит отдельно отметить, что погрешность используемого измерительного прибора не превышает значений, установленных государственным стандартом ГОСТ 8.051 [69].

Замер наружного диаметра корпуса двигателя электромоторедуктора модификации TLA–2107 с помощью штангенциркуля ШЦ–1 продемонстрирован на рисунке 4.4.



Рисунок 4.4 – Замер наружного диаметра корпуса двигателя

По результатам замеров контролируемых геометрических параметров электромоторедуктора модификации TLA–2107 была составлена карта измерений, которая продемонстрирована в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Карта измерений электромоторедуктора модификации TLA–2107

№ п/п	Контролируемый параметр	Размер согласно главе 2, мм	Измеренное значение, мм	Расхождение, %
1	2	3	4	5
1	Наружный диаметр корпуса двигателя	60	59,7	0,5
2	Осевая длина корпуса двигателя	95,3	95,42	0,13

Продолжение таблицы 4.4

1	2	3	4	5
3	Наружный диаметр корпуса двигателя с учётом поверхностей под монтажные винты	63,5	63,77	0,42
4	Толщина стенок корпуса двигателя	2	2,02	0,99
5	Наружный диаметр якоря двигателя	42	41,9	0,24
6	Диаметр косозубого цилиндрического зубчатого колеса	54,6	54,56	0,07
7	Диаметр вершин витка червяка	9,9	9,85	0,5

Как видно из таблицы 4.4, расхождение контролируемых геометрических параметров электромоторредуктора модификации TLA–2107 не превышает 1 %, на основании чего можно сделать вывод о соответствии габаритных размеров испытываемого образца значениям разработанной по предложенной в главе 2 методике конструкции.

4.2.2 Проверка степени защиты от пыли и влаги

Целью проведения испытания подпункта 2 составленного комплексного плана испытаний является проверка соответствия испытываемого объекта, конструкция которого была разработана по предложенной методике проектирования, степени защиты от пыли и влаги IP68.

Проверка соответствия степени защиты от проникновения пыли и влаги оболочки электромоторредуктора модификации TLA–2107 проводится по методике, описанной в государственном стандарте ГОСТ 14254 [36].

Оборудование для проведения данного испытания продемонстрировано в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Оборудование для испытания на степень защиты от пыли и влаги

№ п/п	Наименование, тип, модель	Диапазон измерений	Класс точности (разряд), погрешность
1	2	3	4
1	Источник питания постоянного тока, GPR-73510HD	Выходное напряжение: 0 ... 35 В; Выходной ток: 0 ... 10 А	± 0,5 %

Продолжение таблицы 4.5

1	2	3	4
2	Камера пыли, RSC-1000La	Рабочая температура: 40 и выше °С; рабочая влажность: ниже 40 % RH; концентрация пыли: 1,3 г/м ³	—
3	Ёмкость испытательная объёмом 200 л, ЁИ200	—	—

Испытание электромоторредуктора модификации TLA–2107 на первую характеристическую цифру 6 производилось в специальной камере пыли RSC-1000La без подключения к вакуумному насосу вследствие того, что данная оболочка относится ко 2-й категории, порошок талька поддерживался во взвешенном состоянии в закрытой испытательной камере с помощью насоса циркуляции пыли на протяжении 8 часов.

Испытание на вторую характеристическую цифру 8 проводилось путём полного погружения образца в рабочем положении в испытательную ёмкость ЁИ200 объёмом 200 литров на протяжении 30 минут.

Проведение испытания степени защиты оболочки испытываемого образца от проникновения пыли и влаги продемонстрировано на рисунке 4.5.

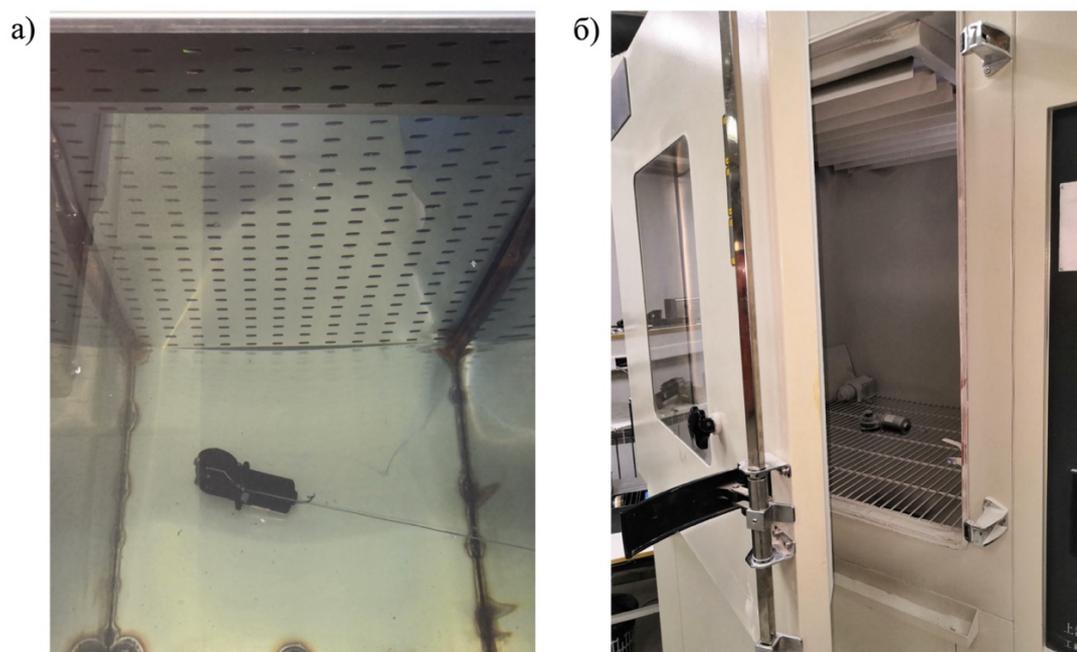


Рисунок 4.5– Испытание степени защиты оболочки электромоторредуктора модификации TLA–2107 от проникновения пыли (а) и влаги (б)

В ходе проведения данных испытаний в соответствии с требованиями государственного стандарта [36] была произведена проверка сохранения работоспособности электромоторедуктора модификации TLA–2107 при номинальном напряжении питания 12 В подключением образца к источнику постоянного тока RSC-1000La, продемонстрированная на рисунке 4.6.

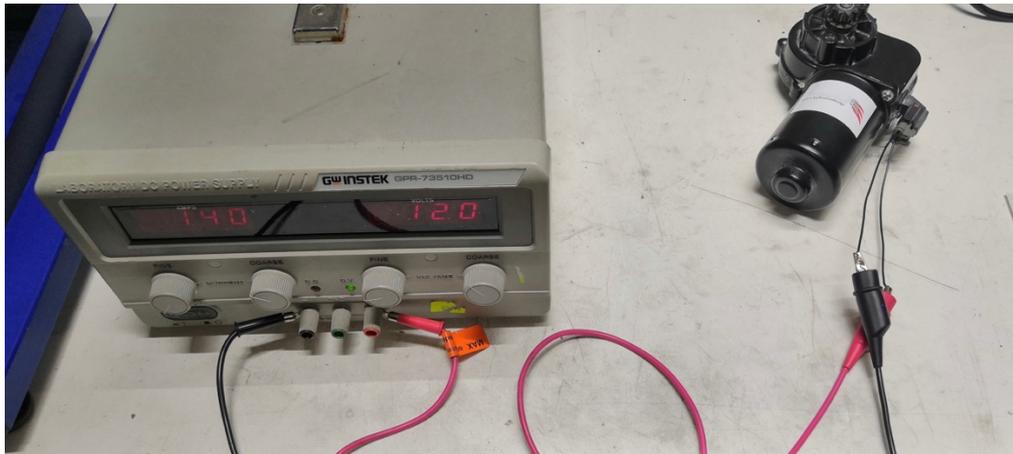


Рисунок 4.6 – Проверка сохранения работоспособности образца при напряжении питания 12 В

Таким образом, по результатам испытаний было установлено, что пыль и влага не проникают в оболочку электромоторедуктора модификации TLA–2107, работоспособность испытываемого образца сохранена, из чего следует, что конструкция разработанного по предложенной методике компонента соответствует IP68 по стандарту ГОСТ 14254 [36].

4.2.3 Проверка работоспособности при воздействии вибрационных и ударных нагрузок

Целью проведения испытания подпункта 3 составленного комплексного плана испытаний является проверка сохранения рабочих параметров электромоторедуктора модификации TLA–2107 после воздействия заданных вибрационных и ударных нагрузок.

Проверка вибропрочности и ударопрочности испытываемого объекта производится по методике, которая описана в государственном стандарте ГОСТ Р 52230 [32].

Оборудование для проведения данного испытания продемонстрировано в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Оборудование для испытания на вибропрочность и ударопрочность

№ п/п	Наименование, тип, модель	Диапазон измерений	Класс точности (разряд), погрешность
1	2	3	4
1	Источник питания постоянного тока, GPR-73510HD	Выходное напряжение: 0 ... 35 В; выходной ток: 0 ... 10 А	$\pm 0,5 \%$
2	Установка испытательная вибрационная электродинамическая, ВС163	Диапазон частот 5 ... 3000 Гц; масса статической нагрузки 250 кг	Погрешность $\pm 10 \%$

Испытание на вибропрочность электромоторредуктора модификации TLA–2107 проводится в рабочем положении изделия на специальном стенде ВС163 при практически синусоидальных колебаниях вертикального направления с заданным диапазоном частот от 50 до 250 Гц и максимальным ускорением 50 м/с^2 на протяжении 8 часов.

Испытание на ударопрочность образца проводится на специальном стенде ВС163 при воздействии ударных нагрузок продолжительностью 10000 ударов с ускорением 100 м/с^2 .

Проведение испытания электромоторредуктора модификации TLA–2107 на вибропрочность и ударопрочность продемонстрировано на рисунке 4.7.

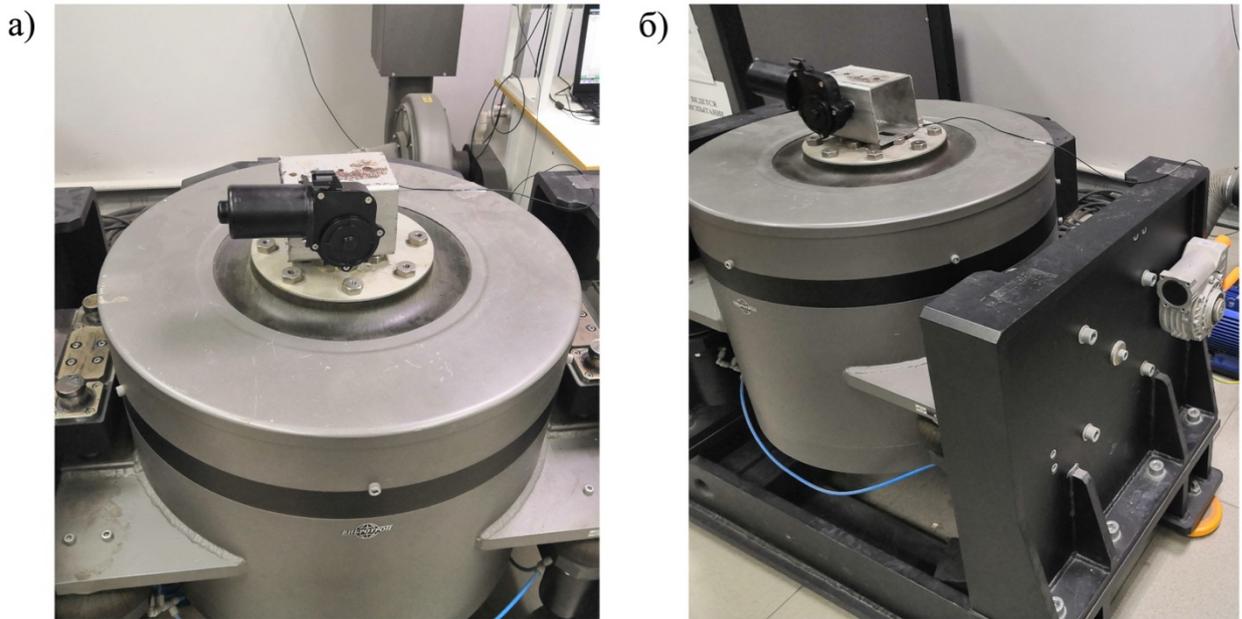


Рисунок 4.7 – Испытание на вибропрочность (а) и ударопрочность (б)

В ходе проведения испытаний на вибропрочность и ударопрочность в соответствии с требованиями стандарта [32] были произведены проверки сохранения работоспособности электромоторедуктора модификации TLA-2107 при номинальном напряжении питания 12 В подключениями образца к источнику постоянного тока RSC-1000La, продемонстрированные на рисунке 4.8.

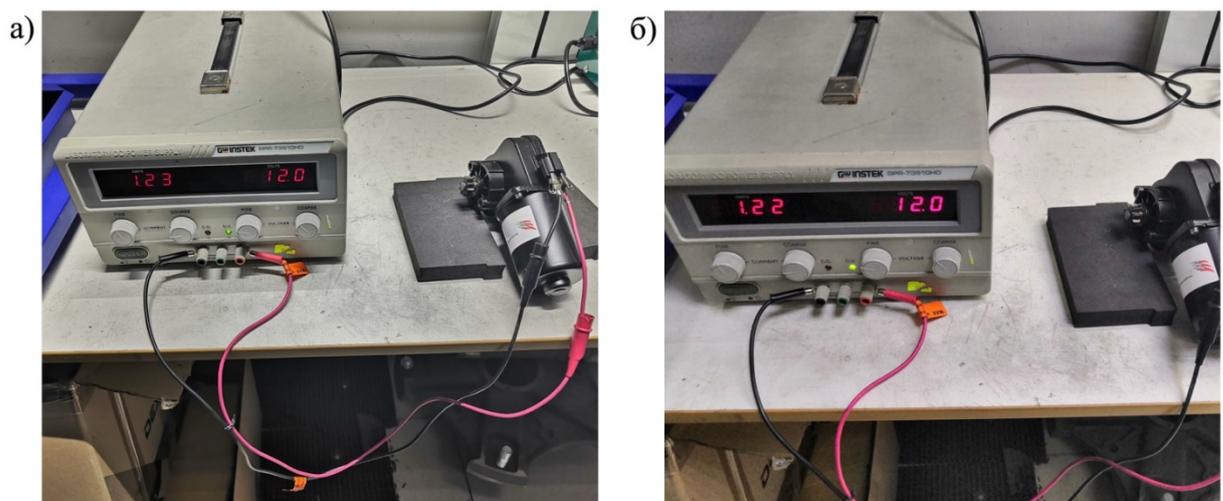


Рисунок 4.8 – Проверка работоспособности образца при напряжении питания 12 В после испытаний на вибропрочность (а) и ударопрочность (б)

По результатам проведённых испытаний электромоторредуктора TLA–2107 на ударопрочность и вибропрочность повреждения и поломки образца отсутствуют, работоспособность сохранена, вследствие чего можно сделать вывод о резистентности разработанной по предложенной методике конструкции к воздействию данного вида нагрузок.

4.2.4 Проверка работоспособности в условиях термоцикличности

Целью проведения испытания подпункта 4 составленного комплексного плана испытаний является проверка работоспособности электромоторредуктора модификации TLA–2107, конструкция которого была разработана по предложенной методике проектирования, после пребывания в нерабочем состоянии при циклическом изменении предельных температур в пределах заданных значений.

Испытание на термоцикличность проводится по методу 205–2 стандарта ГОСТ 20.57.406 [33].

Оборудование для проведения данного испытания продемонстрировано в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Оборудование для испытания на термоцикличность

№	Наименование, тип, модель	Диапазон измерений	Класс точности (разряд), погрешность
1	2	3	4
1	Источник питания постоянного тока, GPR-73510HD	Выходное напряжение: 0 ... 35 В; выходной ток: 0 ... 10 А	$\pm 0,5 \%$
2	Климатическая камера тепла и холода, КХТ-100	Диапазон температуры: от -75 до $+150$ °С; градиент температуры: 4 °С	$\pm 0,5$ °С

Испытание электромоторредуктора на термоцикличность проводится в специальной климатической камере тепла и холода КХТ–100 в нерабочем состоянии, предварительно испытываемый объект выдерживается в нормальных климатических условиях, после чего изделие подвергается воздействию двух

непрерывно идущих друг за другом циклов, каждый из которых состоит из этапов достижения пониженной -50 и повышенной $+105$ °С температур, после чего компонент выдерживается при каждом из указанных значений до установления теплового равновесия в течение 3 часов.

Необходимо отдельно отметить, что на момент проведения испытаний температура в помещении составляла 23 °С, давление 101 кПа, влажность 51 процент, что соответствует условиям, которые установлены нормативным документом.

Проведение испытания электродвигателя модификации TLA-2107 на термоцикличность при заданных предельных значениях температур продемонстрировано на рисунке 4.9.

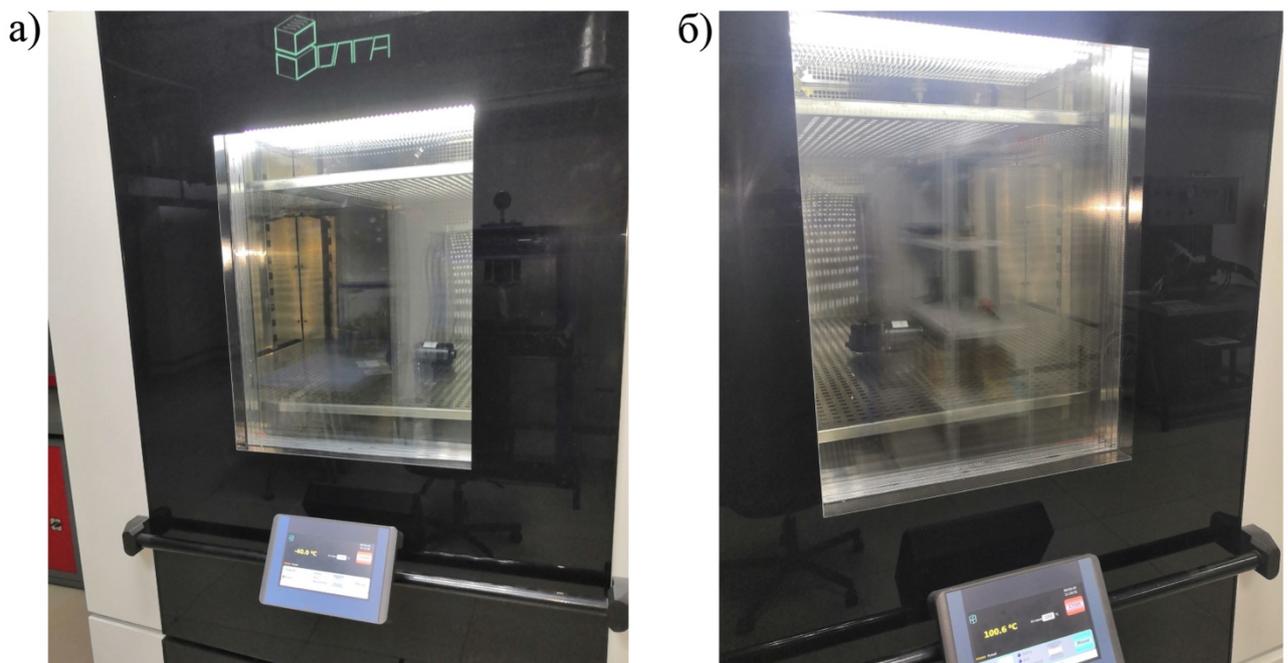


Рисунок 4.9 – Проведение испытания на термоцикличность на этапах пониженной (а) и повышенной (б) предельных температур

В ходе проведения испытания на термоцикличность в соответствии с требованием государственного стандарта [33] была произведена проверка сохранения работоспособности электродвигателя модификации TLA-2107 при номинальном напряжении питания 12 В подключением образца к источнику постоянного тока RSC-1000La, продемонстрированная на рисунке 4.10.



Рисунок 4.10 – Проверка сохранения работоспособности после испытания на термоцикличность образца при напряжении питания 12 В

По результатам проведённого испытания электромоторедуктора модификации TLA–2107 на термоцикличность было установлено, что загустевания смазки не обнаружено, работоспособность испытываемого изделия после пребывания в нерабочем состоянии при циклическом изменении предельных температур сохранена.

4.2.5 Испытание на ресурс для электромоторедуктора стояночного тормоза

Целью проведения испытания подпункта 5 составленного комплексного плана испытаний является проверка сохранения работоспособности электромоторедуктора модификации TLA–2107 по контролируемым параметрам в течение назначенного ресурса для стояночного тормоза.

Ресурс – одна из характеристик комплексного показателя надёжности объекта. Определяют его суммарную наработку от начала эксплуатации или её возобновления после ремонта до момента достижения предельного состояния, при котором дальнейшая эксплуатация компонента недопустима или нецелесообразна. Признаки предельного состояния устанавливаются нормативными документами на изделие.

На практике наиболее часто применяется назначенный ресурс. Это суммарная наработка, при достижении которой эксплуатация объекта должна быть прекращена независимо от его технического состояния. Он согласовывается непосредственно с потребителем и фиксируется в совместных нормативных документах.

Учитывая то, что согласно требованиям электродвигателей для АТС в процессе эксплуатации не должен подвергаться ремонту, его ресурс также может определяться как средняя наработка до отказа, которая выражается в рабочих циклах. Под рабочим циклом подразумевается однократное срабатывание рабочего механизма.

Стоит отдельно отметить, что современными производителями электродвигателей для автотранспортных средств было установлено, что 500000 км пробега автомобиля соответствует 250000 рабочих циклов стендовых испытаний в нормальных климатических условиях.

Из изложенного выше следует, что организация ресурсных испытаний электродвигателя предложенной конструкции должна включать в себя:

1. Выбор ключевых параметров изделия, по которым будет производиться оценка его состояния, к которым можно отнести скорость вращения выходного вала при номинальной нагрузке, величину потребляемого тока в данном режиме и уровень шума.

2. Согласование с потребителем численных значений выбранных параметров до начала испытаний.

3. Выбор схемы нагружения электродвигателя на испытательном стенде.

4. Разработку методики проведения испытаний и способов контроля их проведения.

Перечисленные ключевые контролируемые параметры испытываемого объекта должны соответствовать значениям, указанным в главе 2.

Уровень шума со стороны выходной шестерни не должен превышать значение 60 дБ.

Результаты ресурсных испытаний считаются удовлетворительными, если от начала испытаний и по достижении назначенного ресурса 100000 циклов электродвигатель сохранял свою работоспособность без отказа с заданными параметрами в пределах допустимых отклонений.

Режим работы электродвигателя привода стояночного тормоза автомобильного транспортного средства кратковременный номинальный S2 по ГОСТ 52230 [32].

Направление вращения выходной шестерни реверсное с номинальной нагрузкой в одну сторону.

Схема нагружения объекта во время проведения ресурсных испытаний представлена на рисунке 4.11.

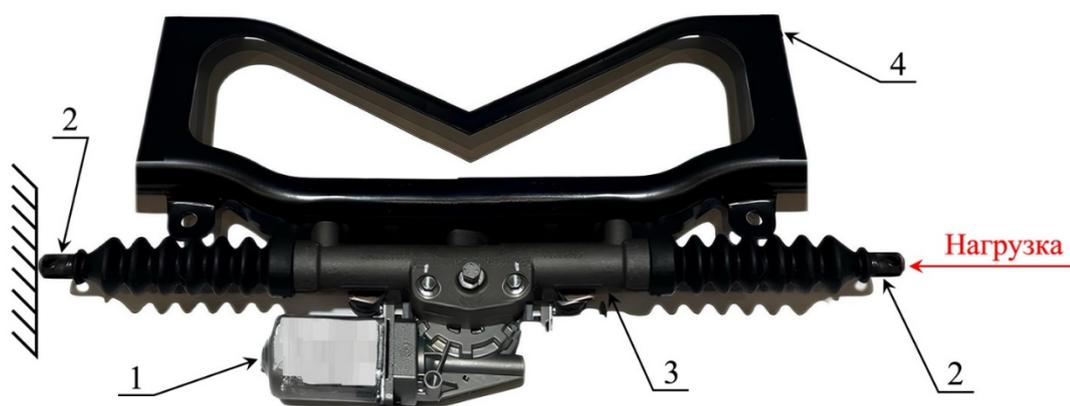


Рисунок 4.11 – Схема нагружения для стояночного тормоза:

- 1 – электродвигатель; 2 – зубчатая рейка; 3 – корпус зубчатой рейки;
4 – рамка крепления корпуса зубчатой рейки на испытательный стенд

Для проведения ресурсного испытания электродвигателя модификации ТЛА–2107 для стояночного тормоза была разработана следующая методика:

1. Требования к оборудованию и приборам в соответствии с ГОСТ 14846–81 [70].
2. Методы контроля электродвигателя должны соответствовать ГОСТ Р 52230 и ОСТ 37.003.008 с дополнениями, изложенными ниже [32, 71].

3. Погрешность измерения указанных ниже параметров должна быть следующей:

- потребляемый ток – не более 2 %;
- напряжение постоянного тока – не более 2 %;
- время работы и перерывов – не более 1 с;
- частота вращения выходного вала – не более 1 %;
- температура окружающей среды – не более 2 °С;
- относительная влажность – не более 2 %;
- уровень шума – не более 10 %.

4. Испытание проводится в нормальных климатических условиях, которые характеризуются следующими параметрами:

- температура окружающего воздуха – 25 ± 10 °С;
- атмосферное давление – в диапазоне от 84 до 107 кПа;
- относительная влажность от 45 до 80 %.

5. Перед началом испытаний электромоторедуктор проходит обкатку в объёме 3 часов на режиме ресурсных испытаний.

6. После окончания обкатки замеряются:

- скорость вращения выходного вала при его номинальной нагрузке;
- величина потребляемого тока в режиме номинальной нагрузки;
- уровень шума работающего электромоторедуктора со стороны выходного вала.

7. Составляющие цикла для электромоторедуктора стояночного тормоза:

- время работы с возрастающей нагрузкой от номинальной до момента принудительной остановки ведомого вала в одну сторону – от 2 до 5 с;
- выдержка с отключенным питанием – от 20 до 30 с;
- время работы с номинальной нагрузкой в другую сторону – от 2 до 5 с;
- выдержка с отключенным питанием – от 20 до 30 с.

8. Продолжительность испытаний – 100000 циклов. После завершения проверяются характеристики электромоторедуктора, замеренные после обкатки.

Результаты ресурсных испытаний считаются удовлетворительными, если в процессе испытаний электромоторредуктор работал безотказно, а параметры находятся в пределах допустимых отклонений.

Проверка параметров при номинальном нагрузочном моменте осуществляется при каждом направлении вращения, суммарное время измерений – не более 60 с. Перерыв между сменой направления вращения – от 10 до 12 с.

Проверку уровня звука необходимо производить в специальном помещении с уровнем звука, издаваемым электромоторредуктором, не менее чем на 10 дБ по шкале А с помощью цифрового шумомера. Электромоторредуктор подвесить в горизонтальном положении с помощью неметаллических растяжек, выходной вал направить к микрофону. Уровень шума проверять на холостом ходу при напряжении питания 12 В на расстоянии 0,3 м от выходной шестерни.

Оборудование для проведения данного испытания продемонстрировано в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Оборудование для ресурсных испытаний

№ п/п	Наименование, тип, модель	Диапазон измерений	Класс точности (разряд), погрешность
1	2	3	4
1	Источник питания постоянного тока, НУ3040Е	Выходное напряжение: 0 ... 30 В; выходной ток: 0 ... 40 А	$\pm 1 \%$
2	Реле времени, УТ24	Диапазон измерений: 0 ... 99 ч 59 мин 59,9 с; количество циклов: 0 ... 9999; количество программируемых шагов в цикле: 1 ... 30	–
3	Универсальный счетчик времени наработки – частотомер – тахометр, ТС-2400	Диапазон измерения количества импульсов: 0 ... 99 999 999 импульсов	± 1 е. м. р.
4	Комплект стояночного тормоза транспортного средства	–	–
5	Цифровой шумомер, ТЕС52А	26 ... 130 дБ	± 1 дБ

Проведение ресурсного испытания электромоторредуктора модификации ТЛА–2107 для стояночного тормоза продемонстрировано на рисунке 4.12.

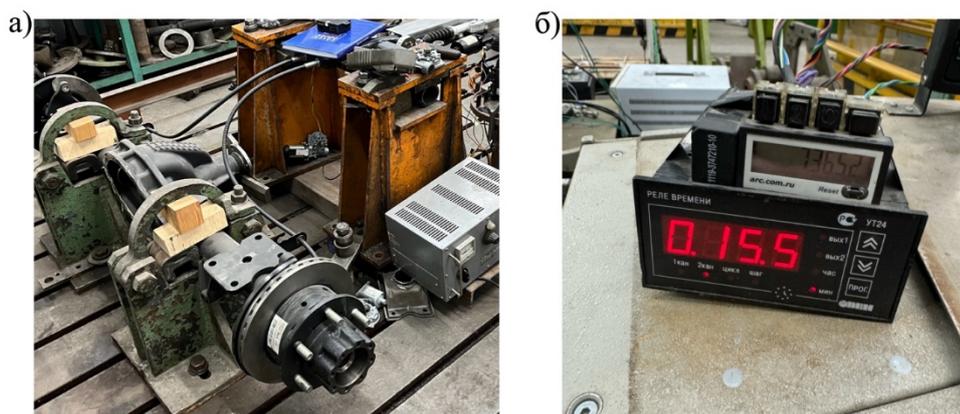


Рисунок 4.12 – Внешний вид стенда (а) и проведение испытания на ресурс (б) для стояночного тормоза

По результатам проведённого испытания электродвигателя модификации ТЛА–2107 на ресурс для стояночного тормоза было установлено, что работоспособность испытываемого объекта сохранена, контролируемые параметры находятся в пределах допустимых отклонений, уровень шума работающего изделия со стороны выходного вала не превышает предельно допустимого значения и составляет 42,8 дБ.

4.2.6 Испытание на ресурс для электродвигателя выдвигающейся подножки

Целью проведения испытания подпункта 6 составленного комплексного плана испытаний является проверка сохранения работоспособности электродвигателя модификации ТЛА–2107, конструкция которого была разработана по предложенной методике проектирования, по контролируемым параметрам в течение назначенного ресурса для выдвигающейся подножки.

Ключевые контролируемые параметры испытываемого объекта должны соответствовать значениям, указанным в главе 2.

Уровень шума со стороны выходной шестерни не должен превышать значение 60 дБ.

Результаты ресурсных испытаний считаются удовлетворительными, если от начала испытаний и по достижении назначенного ресурса 300000 циклов

электромоторедуктор сохранял свою работоспособность без отказа с заданными параметрами в пределах допустимых отклонений.

Режим работы электромоторедуктора привода выдвигающейся подножки автомобильного транспортного средства кратковременный номинальный S2 по ГОСТ 52230 [32].

Направление вращения выходной шестерни реверсное с номинальной нагрузкой в обоих направлениях.

Схема нагружения электромоторедуктора во время проведения ресурсных испытаний для механизма выдвигающейся подножки автотранспортного средства представлена на рисунке 4.13.



Рисунок 4.13 – Схема нагружения для выдвигающейся подножки:
1 – электромоторедуктор; 2 – зубчатая рейка; 3 – корпус зубчатой рейки;
4 – рамка крепления корпуса зубчатой рейки на испытательный стенд

Для проведения ресурсного испытания электромоторедуктора модификации ТЛА–2107 для выдвигающейся подножки была разработана следующая методика:

1. Требования к оборудованию и приборам в соответствии с ГОСТ 14846–81 [70].

2. Методы контроля электромоторедуктора должны соответствовать ГОСТ Р 52230 и ОСТ 37.003.008 с дополнениями, изложенными ниже [32, 71].

3. Погрешность измерения указанных ниже параметров должна быть следующей:

- потребляемый ток – не более 2 %;
- напряжение постоянного тока – не более 2 %;
- время работы и перерывов – не более 1 с;

- частота вращения выходного вала – не более 1 %;
- температура окружающей среды – не более 2 °С;
- относительная влажность – не более 2 %;
- уровень шума не более 10 %.

4. Испытание проводится в нормальных климатических условиях, которые характеризуются следующими параметрами:

- температура окружающего воздуха – 25 ± 10 °С;
- атмосферное давление – в диапазоне от 84 до 107 кПа;
- относительная влажность – от 45 до 80 %.

5. Перед началом испытаний электромоторедуктор проходит обкатку в объёме 3 часов на режиме ресурсных испытаний.

6. После окончания обкатки замеряются:

- скорость вращения выходного вала при его номинальной нагрузке;
- величина потребляемого тока в режиме номинальной нагрузки;
- уровень шума работающего электромоторедуктора со стороны выходного вала.

7. Составляющие цикла для электромоторедуктора выдвигающейся подножки:

- время работы с номинальной нагрузкой в одну сторону – от 2 до 5 с;
- выдержка с отключенным питанием – от 20 до 30 с;
- время работы с номинальной нагрузкой в другую сторону – от 2 до 5 с;
- выдержка с отключенным питанием – от 20 до 30 с.

8. Продолжительность испытаний 300000 циклов. После завершения проверяются характеристики электромоторедуктора, замеренные после обкатки. Результаты ресурсных испытаний считаются удовлетворительными, если в процессе испытаний электромоторедуктор работал безотказно, а параметры находятся в пределах допустимых отклонений.

Проверка параметров при номинальном нагрузочном моменте осуществляется при каждом направлении вращения, суммарное время измерений – не более 60 с. Перерыв между сменой направления вращения – от 10 до 12 с.

Проверку уровня звука необходимо производить в специальном помещении с уровнем звука, издаваемым электромоторедуктором, не менее чем на 10 дБ по шкале А с помощью цифрового шумомера. Электромоторедуктор подвесить в горизонтальном положении с помощью неметаллических растяжек, выходной вал направить к микрофону. Уровень шума проверять на холостом ходу при напряжении питания 12 В на расстоянии 0,3 м от выходной шестерни.

Оборудование для проведения данного испытания продемонстрировано в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Оборудование для ресурсных испытаний

№ п/п	Наименование, тип, модель	Диапазон измерений	Класс точности (разряд), погрешность
1	2	3	4
1	Источник питания постоянного тока, НУ3040Е	Выходное напряжение: 0 ... 30 В; выходной ток: 0 ... 40 А	$\pm 1 \%$
2	Реле времени, УТ24	Диапазон измерений: 0 ... 99 ч 59 мин 59,9 с; количество циклов: 0 ... 9999; количество программируемых шагов в цикле: 1 ... 30	–
3	Универсальный счетчик времени наработки – частотомер – тахометр, ТС-2400	Диапазон измерения количества импульсов: 0 ... 99 999 999 импульсов	± 1 е. м. р.
4	Комплект выдвигающейся подножки транспортного средства	–	–
5	Цифровой шумомер, ТЕС52А	26 ... 130 дБ	± 1 дБ

Проведение испытания на ресурс электромоторедуктора модификации ТЛА–2107 для выдвигающейся подножки продемонстрировано на рисунке 4.14.

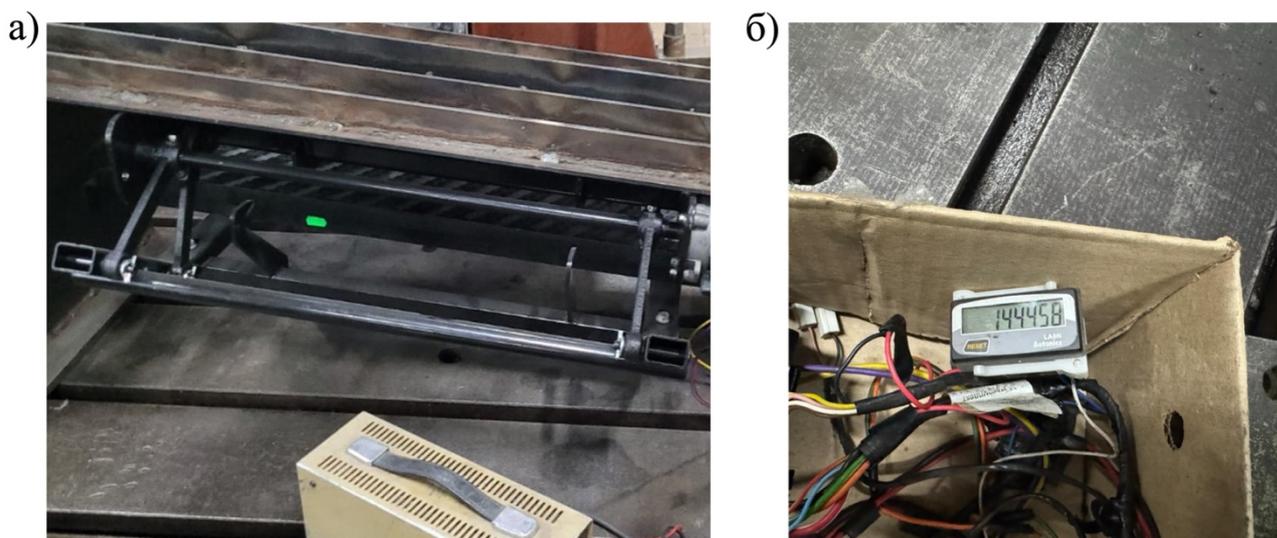


Рисунок 4.14 – Внешний вид стенда (а) и проведение испытания на ресурс (б) для выдвигающей подножки

По результатам проведённого испытания электромоторедуктора модификации TLA–2107 на ресурс для выдвигающей подножки было установлено, что работоспособность испытываемого объекта сохранена, контролируемые параметры находятся в пределах допустимых отклонений, уровень шума работающего изделия со стороны выходного вала не превышает предельно допустимого значения и составляет 43 дБ.

4.2.7 Степень уровня эмиссии собственных импульсных помех на выводах питания

Целью проведения испытания подпункта 7 составленного комплексного плана испытаний является проверка соответствия уровня помех на выводах питания электромоторедуктора модификации TLA–2107 установленным требованиям для обеспечения электромагнитной совместимости изделия с другим электрооборудованием автотранспортного средства.

Испытание на эмиссию собственных импульсных помех компонента по цепям питания проводится по методике, описанной в государственном стандарте ГОСТ 33991 [40].

Оборудование для проведения данного испытания продемонстрировано в таблице 4.10.

Таблица 4.10 – Оборудование для испытания на эмиссию собственных помех

№ п/п	Наименование, тип, модель	Диапазон измерений	Класс точности (разряд), погрешность
1	2	3	4
1	Источник питания постоянного тока, НУ3040Е	Выходное напряжение: 0 ... 30 В; выходной ток: 0 ... 40 А	$\pm 1 \%$
2	Комплект имитации помех для проверки электрооборудования автомобилей в составе: имитатор провалов напряжений ИПН-5	Диапазон регулирования величины: максимального провала напряжения не менее 4 ... 7 В средней части провала напряжения при условии максимального значения начального провала не менее 2,6 ... 6 В	± 10
3	Осциллограф цифровой DSO5102P	Полоса 100 МГц, частота 1 ГГц, 2 канала	$\pm 3 \%$
4	Комплект имитации помех для проверки электрооборудования автомобилей в составе: имитатор пачек помех ИПП-200	Амплитуда импульсов напряжения фиксирована 10 ... 80 шаг 5 В и далее 90, 100, 120, 150, 200 В; длительности импульсов напряжения на уровне 0,1 мкс	± 10
5	Комплект имитации помех для проверки электрооборудования автомобилей в составе: имитатор импульсных помех ИИП-300	7 импульсов 7,5 ... 300 В; 0,1 мкс ... 100 мс	ПГ $\pm 10 \%$

Испытание электромоторредуктора модификации TLA-2107 проводится с помощью комплекта имитации помех для проверки электрооборудования автомобилей, осциллограф подключается к эквиваленту сети со стороны испытываемого компонента через делитель напряжения. Для определения помех 1-го вида силовой выключатель устанавливается между источником питания постоянного тока и эквивалентом бортовой сети транспортного средства, для

измерения помех 2-го вида силовой выключатель устанавливается непосредственно между изделием и эквивалентом бортовой сети.

Пиковые значения напряжения для бортовых сетей 12 В при заданной степени эмиссии (не более I) для 1-го и 2-го вида собственных помех составляют ± 25 В.

Результаты испытания электромоторредуктора модификации TLA-2107 продемонстрированы на рисунках 4.15 и 4.16.

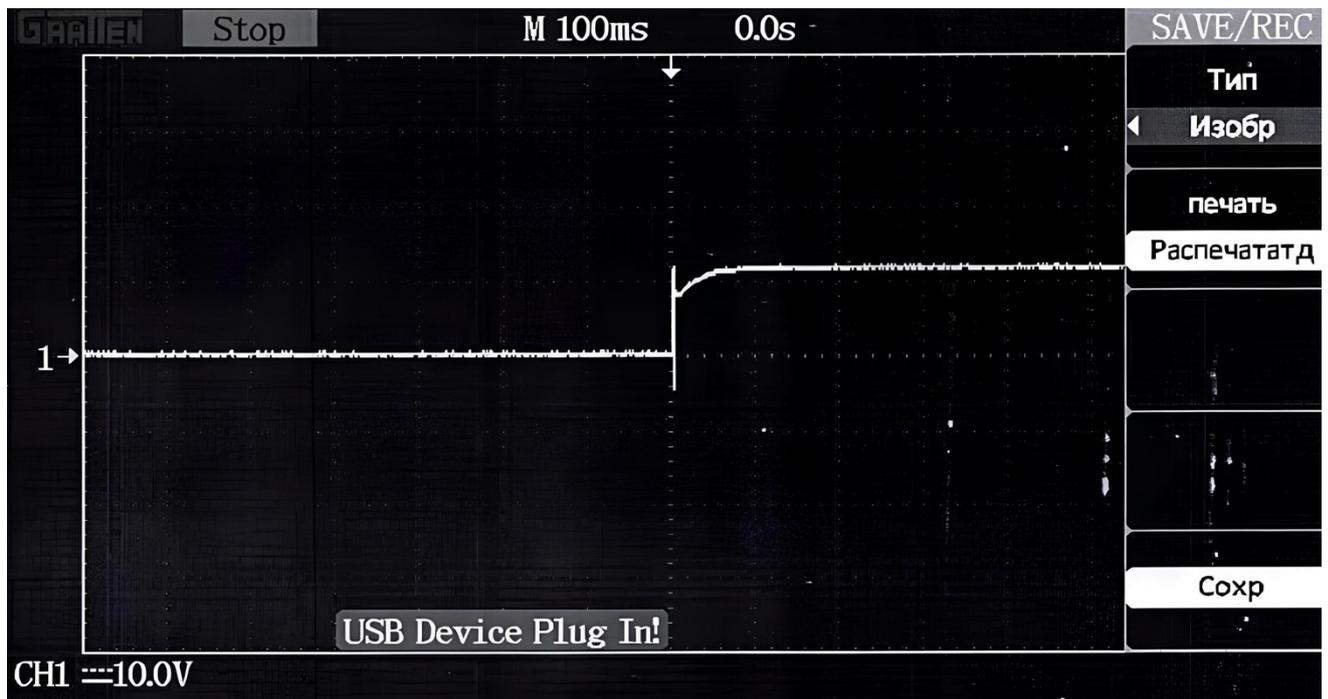


Рисунок 4.15 – Собственные импульсные помехи при напряжении 10 В

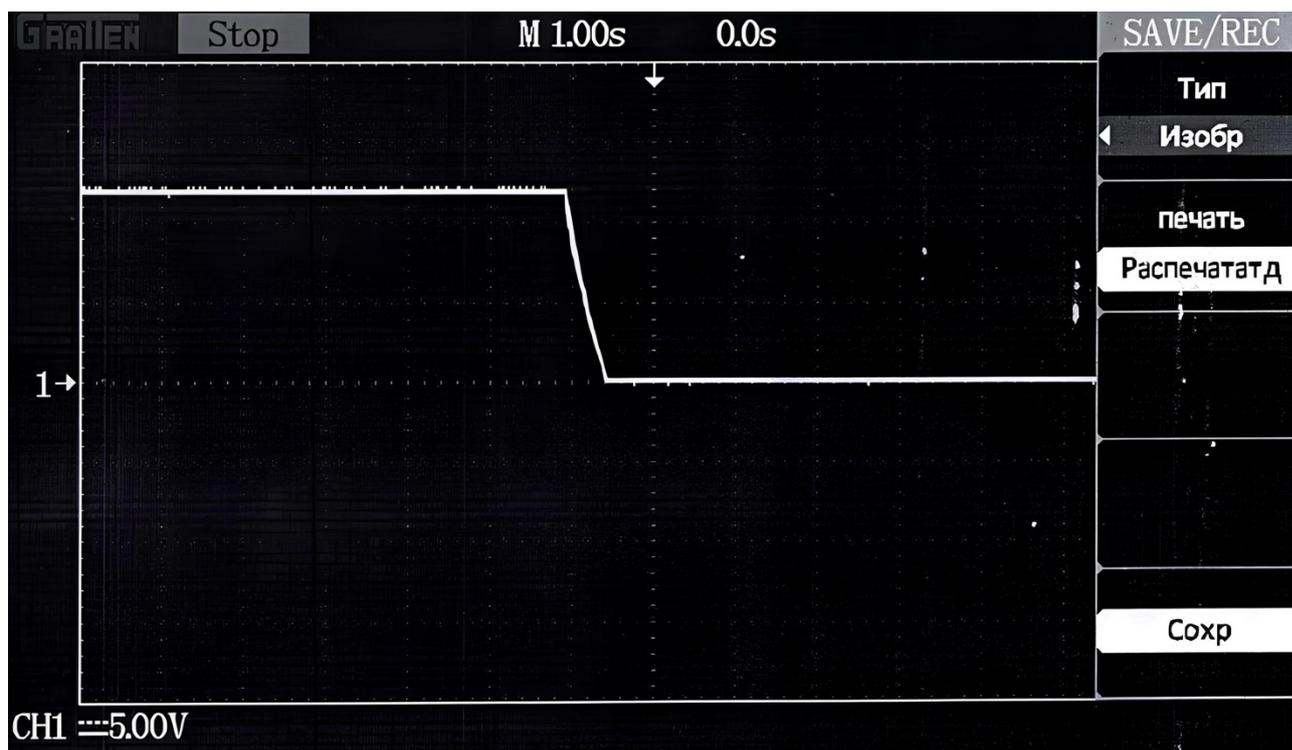


Рисунок 4.16 – Собственные импульсные помехи при напряжении 5 В

Степень эмиссии собственных импульсных помех первого вида электродвигателя модификации TLA-2107, конструкция которого была разработана по предложенной методике проектирования, по результатам испытаний составила 13,5 В, второго вида – 4,5 В, что не превышает допустимых значений для требуемого уровня эмиссии (не более I степени).

4.2.8 Испытание на удержание в обесточенном состоянии заданного момента

Целью проведения испытания подпункта 8 составленного комплексного плана испытаний является проверка требования по удержанию электродвигателем модификации TLA-2107 заданного момента в обесточенном состоянии.

Оборудование для проведения данного испытания продемонстрировано в таблице 4.11.

Таблица 4.11 – Оборудование для испытания на удержание заданного момента

№ п/п	Наименование, тип, модель	Диапазон измерений	Класс точности (разряд), погрешность
1	2	3	4
1	Ключ динамометрический моментальный со шкалой стрелочного типа серии NDTW КДС 01.051117ПС	28 ... 140 Н·м	± 3 %
2	Приспособление для фиксации электромоторедукторов	—	—
3	Специальная насадка «звездочка»	—	—

Испытание на проверку требования по удержанию электромоторедуктором модификации ТЛА–2107, конструкция которого была разработана по предложенной методике проектирования, момента не менее 60 Н·м проводится с помощью динамометрического ключа стрелочного типа серии NDTW КДС 01.051117ПС, паспорт и сертификат о калибровке которого продемонстрированы на рисунке 4.17.

а)



б)

Целевое значение / Target value	№ п/п	28	Откл. / Dev.	84	Откл. / Dev.	140	Откл. / Dev.
1. Показания / Reading		28.42	1.50%	85.48	1.76%	140.37	0.26%
2. Показания / Reading		28.54	1.93%	85.54	1.83%	140.25	0.18%
3. Показания / Reading		28.15	0.54%	84.12	0.14%	140.07	0.05%
4. Показания / Reading		28.35	1.25%	85.36	1.62%	140.32	0.23%
5. Показания / Reading		28.11	0.39%	85.14	1.36%	140.28	0.20%
Максимальная погрешность / Max error	N m	28.54	1.93%	85.54	1.83%	140.37	0.26%

Целевое значение / Target value	№ п/п	28	Откл. / Dev.	84	Откл. / Dev.	140	Откл. / Dev.
1. Показания / Reading		28.61	2.18%	85.35	1.61%	138.91	-0.78%
2. Показания / Reading		28.61	2.18%	85.36	1.62%	138.65	-0.96%
3. Показания / Reading		28.32	1.14%	85.32	1.57%	138.98	-0.73%
4. Показания / Reading		28.04	0.15%	85.14	1.36%	139.02	-0.70%
5. Показания / Reading		28.51	1.82%	85.29	1.54%	139.06	-0.65%
Максимальная погрешность / Max error	N m	28.61	2.18%	85.36	1.62%	138.65	-0.96%

Показания динамометрического ключа соответствуют погрешности / The torque wrench readings correspond to the error: ±3%

Дата калибровки / Date: 2022/8/30

Данный сертификат создается автоматически и не требует подписи / As this certificate is automatically produced, it requires no signature.

Рисунок 4.17 – Паспорт (а) и сертификат о калибровке (б) ключа динамометрического серии NDTW КДС 01.051117ПС

Внешний вид стенда и проведение испытания на удержание в обесточенном состоянии заданного момента продемонстрированы на рисунке 4.18.

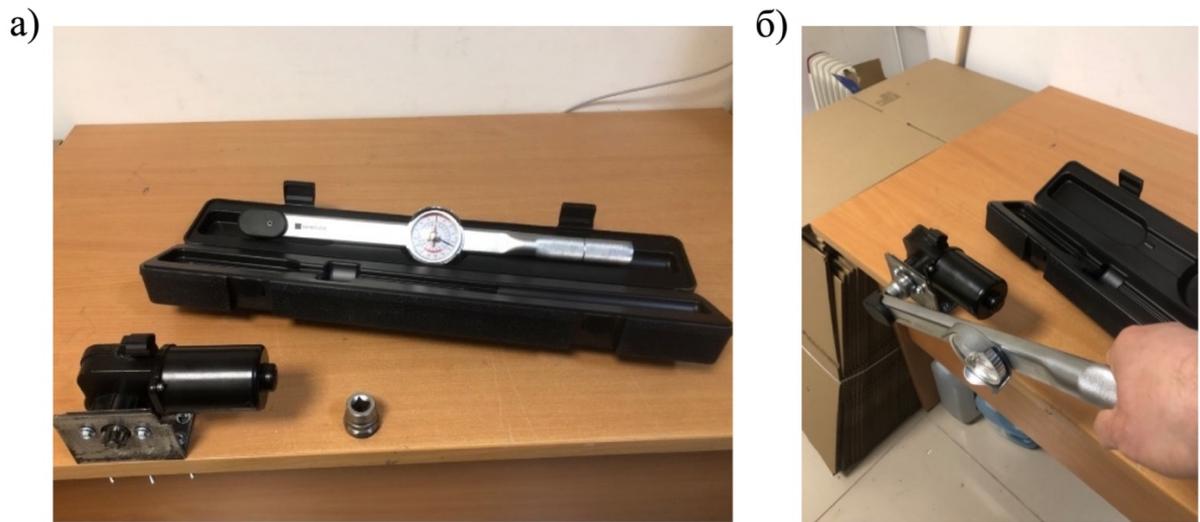


Рисунок 4.18 – Внешний вид стенда (а) и проведение (б) испытания на удержание заданного момента

По результатам проведённого испытания было установлено, что прокручивание шестерни начинается при приложении крутящего момента 120 Н·м, на основании чего можно сделать вывод, что электромоторредуктор модификации TLA-2107 соответствует требованию по удержанию крутящего момента не менее 60 Н·м в обесточенном состоянии.

4.3 Выводы по главе

В результате исследования в четвертой главе диссертации разработан и реализован формализованный инструментарий испытаний унифицированного автомобильного электромоторредуктора.

Установлено, что для редукторов и моторредукторов общемашиностроительного применения требования к объёму и методам испытаний изложены в ГОСТ 29285–92. При этом данный стандарт не учитывает в полном объёме специфику требований, предъявляемых к автотракторному электрооборудованию, которые изложены. Именно по этой причине требуются

формирование и формализация комплексного плана испытаний с определением методики проведения экспериментальных исследований.

В ходе исследования разработан инструментарий проведения испытаний унифицированного автомобильного электромоторредуктора с учетом необходимости оценки конструкции с позиции обеспечения эксплуатационного качества по выделенным ранее наиболее значимым позициям отказов. Разработанный инструментарий включает в себя следующие пункты испытаний: проверка габаритных размеров; проверка степени защиты от пыли и влаги; проверка работоспособности при воздействии вибрационных и ударных нагрузок; проверка работоспособности в условиях термоцикличности; испытание на ресурс для стояночного тормоза; испытание на ресурс для выдвигающейся подножки; оценка степени уровня эмиссии собственных импульсных помех на выводах питания; испытание на удержание в обесточенном состоянии заданного момента.

Предложенный инструментарий в полной мере реализован в разработанной конструкции унифицированного автомобильного моторредуктора и на практике автопроизводителя доказал свою работоспособность.

Также в ходе работы были получены положительные результаты испытаний разработанного унифицированного автомобильного моторредуктора, доказано улучшение качества предложенной конструкции по выделенным ключевым аспектам обеспечения эксплуатационного качества. В результате разработанный автомобильный компонент включен в состав серийно выпускаемых автомобилей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации предложено решение важной научно-технической задачи по совершенствованию инструментария обеспечения качества автомобильного компонента в процессе проектирования на примере электромоторредуктора. В ходе решения поставленных в работе задач получены следующие основные научно-технические результаты.

1. Даны рекомендации по развитию нормативно-технической базы стандартов, определяющих требования к конструкции и разработке автомобильных компонентов, включающие необходимость повышения требований к параметрам, закладываемым в техническое задание на разработку автомобильного компонента исходя из развития реальной практики эксплуатации автомобильной техники. Например, для электромоторредукторов наиболее актуальными направлениями по обеспечению качества в эксплуатации являются позиции: герметичность и коррозионная стойкость узлов; унификация конструкций; повышение мощности и надежности. Также даны рекомендации по обеспечению требований при организации испытаний компонента, которые должны формулироваться в соответствии со специфическими особенностями применения разрабатываемых конструкций. Например, в перечень испытаний электромоторредуктора предложены позиции, связанные с проверкой: степени защиты от пыли и влаги по наиболее высокому стандарту IP68; работоспособности в условиях термоцикличности; ресурса для стояночного тормоза и выдвигающейся подножки; требований по удержанию электромоторредуктором заданного момента не менее 60 Н·м в обесточенном состоянии, что особенно актуально для механизмов выдвигной подножки и стояночного тормоза.

2. В результате разработки и реализации расчетно-статистического и экспертного инструментария по анализу основных причин отказов электромоторредукторов в эксплуатации за период 2020 по 2024 г., проведенного

для автомобилей ведущего отечественного производителя, находящихся в гарантийной эксплуатации, установлено, что наибольший количественный уровень отказов наблюдается у электромоторедуктора привода выдвигающейся подножки (64 %), электропривода служебной двери (16 %) и электропривода стояночного тормоза (15 %). Наибольший объём затрат на гарантийный ремонт отмечается у электропривода выдвигающейся подножки (16,6 млн руб.), электропривода стояночного тормоза (8,62 млн руб.) и электропривода служебной двери (5,07 млн руб.). При рассмотрении электромоторедуктора привода выдвигающейся подножки установлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов исследуемого компонента являются попадание влаги в корпус электромоторедуктора (45,3 %), недостаточная мощность электродвигателя (29,17 %), излом зубьев передачи (11,46 %) и отсутствие удержания нагрузки (6,77 %). При рассмотрении электромоторедуктора привода служебной двери установлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов исследуемого компонента являются группа причин, вызывающих посторонний шум при работе электромоторедуктора (33,94 %), перегрев электродвигателя (29,82 %) и неисправность механизма аварийного расцепления (18,81 %). При рассмотрении электромоторедуктора стояночного тормоза установлено, что наиболее распространёнными причинами возникновения отказов исследуемого компонента являются откат (39,88 %) и попадание влаги в корпус электромоторедуктора (35,26 %).

3. В результате создания модернизированного инструментария разработки унифицированного автомобильного электромоторедуктора получен связанный комплекс инструментов, обеспечивающих решение расчетных задач по проектированию элементов конструкции, а также инструментов, обеспечивающих принятие конструкторских решений, направленных на преодоление основных причин отказов серийно выпускаемых образцов в эксплуатации. Например, на этапе формирования технического задания на проект электромоторедуктора предложено закладывать показатели, учитывающие выявленные проблемы,

связанные с недостаточным качеством, так, предложено установить следующие позиции: момент на выходном валу, развиваемый в прямом и обратном направлении, не менее 3,8 Н·м при токе 5,46 А и номинальном напряжении бортовой сети автомобиля 12 В; электромоторредуктор должен иметь самоторможение для исключения самопроизвольного движения рабочего органа привода; степень защиты от проникновения пыли и влаги не ниже IP68 по ГОСТ 14254; при возникновении неисправности должна быть предусмотрена функция механической разблокировки привода, позволяющая отсоединить моторредуктор от вала привода и передвинуть рабочий орган вручную; электромоторредуктор должен обладать компактными массогабаритными характеристиками. Далее в процессе реализации проектных задач каждый закладываемый показатель рассматривался как целевой индикатор результативности достижения целей в области качества проекта. Своевременное достижение целевых показателей по каждому из параметров отражает эффективность проекта. Также предложен инструмент прогнозирования воспроизводимости выходных характеристик электромоторредуктора вследствие технологических погрешностей изготовления ключевых параметров активной зоны двигателя постоянного тока, построенный с использованием метода Монте-Карло и ориентированный на конструкторско-технологическую подготовку производства. В результате работы получена конструкция унифицированного электромоторредуктора, в рамках разработки которой были отработаны все наиболее значимые причины эксплуатационных отказов.

4. Разработан формализованный инструментарий проведения испытаний унифицированного автомобильного электромоторредуктора с учетом необходимости оценки конструкции с позиции обеспечения эксплуатационного качества по наиболее значимым позициям отказов. Инструментарий включает в себя следующие пункты испытаний: проверка габаритных размеров; проверка степени защиты от пыли и влаги; проверка работоспособности при воздействии вибрационных и ударных нагрузок; проверка работоспособности в условиях

термоцикличности; испытание на ресурс для стояночного тормоза; испытание на ресурс для выдвигающейся подножки; оценка степени уровня эмиссии собственных импульсных помех на выводах питания; испытание на удержание в обесточенном состоянии заданного момента. Проведена реализация предложенного инструментария испытаний для разработанной конструкции унифицированного автомобильного электромоторредуктора, по результатам которой были получены положительные результаты.

5. Основные научно-технические результаты работы внедрены в устойчивую практику одного из ведущих отечественных автопроизводителей «Группы ГАЗ». Так, в практику автопроизводителя внедрены: формализованные инструменты оценки качества электромоторредуктора; методика испытаний унифицированной конструкции автомобильного электромоторредуктора. Экономический эффект от внедрения технических решений составляет 7,5 млн руб. в ценах 2024 г.

Предложенная в работе конструкция унифицированного электромоторредуктора, с улучшенными характеристиками успешно внедрена в конструкцию автомобилей «Соболь НН 4×4», «Газель Next», «Газель НН» производства «Группы ГАЗ».

Направление дальнейших исследований лежит в области повышения уровня автоматизации предложенных научно-технических решений, а также развития соответствующего аппарата для других автомобильных компонентов.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АТС – автотранспортные средства

ДПТ – двигатель постоянного тока

ЕРВ – электрический стояночный тормоз

КПД – коэффициент полезного действия

МДС – магнитодвижущая сила

ПП – программный пакет

ЧПУ – числовое программное управление

ЭУР – усилитель рулевого управления

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Obermoser A., inventor. Motorgetriebeaggregat. German Patentschrift DE 576 436 C, 1928 Aug. 11, German.
2. Company history 1931 – today [Электронный ресурс] // SEW-EURODRIVE. URL: <https://www.seweurodrive.com/company/history/history.html> (дата обращения: 09.10.2023).
3. Hochreiter W. The Red Book: Die Unternehmensgeschichte von SEW-EURODRIVE 1931-2006 / W. Hochreiter, M. Krauss, H.J. Lannoch. – Germany: Unternehmenskommunikation SEW-EURODRIVE GmbH, 2006. – 172 p.
4. Kearns R.W., inventor. Windshield wiper system with intermittent operation. United States patent US 3 351 836 A, 1964 Dec. 01.
5. Kearns R.W. inventor. Windshield wiper control. United States patent US 3 529 227 A, 1967 Mar. 03.
6. Hoyler A., inventor. Robert Bosch GmbH, assignee. Vorrichtung, insbesondere zum antrieb einer wischerwelle von wischvorrichtungen. German Patentschrift DE 2 446 839 A1, 1974 Oct. 01, German.
7. Dehler B., inventor; Metallwerk Max Brose & Co. assignee. Electrically operated window lifting mechanism. United States patent US 3 851 533 A, 1974 Dec. 03.
8. Пат. 2221124 Российская Федерация, МПК E05B 47/00 E05B 65/20. Моторедуктор центрального замка автомобиля / Данилов Ю.А., Балыков Г.С., Арсеньев Н.Н.; заявитель и патентообладатель Данилов Ю.А., Балыков Г.С., Арсеньев Н.Н. – № 2001127518/12; заявл. – 2001.10.11 опубл. 2004.01.10. – 7 стр.: 2 ил.
9. Buchanan H.C., inventor. Valeo Electrical Systems Inc, assignee. Power drive for a movable closure with ball nut drive screw. European patent EP 0 853 714 B1, 1996 Dec. 19.

10. Абдуллаев А. И. Оценка надежности системы мотор-редуктор с помощью Марковской модели / А. И. Абдуллаев, И. Г. Чалаби // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2020. – № 2. – С. 54–63.
11. Крицкий А.В. Анализ основных причин дефектности электрокомпонентов современных легковых автомобилей / А.В. Крицкий, В.Н. Козловский, Н.А. Антонова // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2023. – №4. – С. 430–440.
12. Тимофеев Б.П. Передаточные механизмы приводов: учеб. пособие / Б.П. Тимофеев, М.Ю. Сачков – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 103 с.
13. Feki N. An integrated electro-mechanical model of motor-gear units – Applications to tooth fault detection by electric measurements / N. Feki, G. Clerc, Ph. Velez // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2012 – Vol. 29. - P. 377–390.
14. Numerical and experimental analysis of the vibroacoustic behavior of an electric window-lift gear motor / E. Rigaud, P.H. Cornuault, B. Bazin, E. Grandais-Menant // Archive of Applied Mechanics. – 2018 – Vol. 88. – P. 1395–1410.
15. Заятров А.В. Комплексная оценка качества и надёжности электрооборудования легкового автомобиля : диссертация ... кандидата технических наук : 05.09.03 / Заятров Алексей Викторович ; [Место защиты: Самарский государственный технический университет]. – Тольятти, 2013. – 186 с.
16. Бондаренко В.А. Снижение шума и вибрации редукторов : диссертация ... кандидата технических наук : 05.26.01 / Бондаренко Вероника Александровна ; [Место защиты: Донской государственный технический университет]. – Ростов-на-Дону, 2014. – 152 с.
17. Муркин С.В. Совершенствование метода расчета резьбовых соединений приводов : диссертация ... кандидата технических наук : 05.02.02 / Муркин

- Сергей Владимирович ; [Место защиты: Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана]. – Москва, 2016. – 16 с.
18. Кузьмин А.В. Расчётно-экспериментальная оценка самоторможения при проектировании передач червячного типа : диссертация ... кандидата технических наук : 05.02.02 / Кузьмин Антон Васильевич ; [Место защиты: ФГАОУ ВО «Омский государственный технический университет»]. – Омск, 2017. – 156 с.
19. Нгуен Ч.З. Динамика машинного агрегата с червячным редуктором в режиме выбега : диссертация ... кандидата технических наук : 05.02.02 / Нгуен Чыонг Занг ; [Место защиты: Тульский государственный университет]. – Тула, 2022. – 125 с.
20. Крицкий А.В. Совершенствование методик и инструментария обеспечения статистически управляемых производственных процессов : диссертация ... кандидата технических наук : 2.5.22 / Крицкий Алексей Викторович ; [Место защиты: ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»]. – Самара, 2023. – 187 с.
21. Пат. 74875 Российская Федерация, МПК В60S 1/24. Моторедуктор привода стеклоочистителя / Петров С.А., Рязанов М.В.; заявитель и патентообладатель ОАО «Завод Автоприбор» – № 2008107563/22; заявл. – 2008.02.27 опубл. 2008.07.20. – 8 стр.: 4 ил.
22. Пат. 100029 Российская Федерация, МПК В60S 1/08. Моторедуктор привода стеклоочистителя транспортных средств / Комаров С.Г., Бухтеев П.И.; заявитель и патентообладатель Комаров С.Г., Бухтеев П.И. – № 2010136505/11; заявл. – 2010.09.02 опубл. 2010.12.10. – 8 стр.: 2 ил.
23. Пат. 2469227 Российская Федерация, МПК F16H 1/16, F16D 3/68. Моторедуктор с эластичной муфтой / Ракин А.С., Баланюк А.Д., Гребчук Е.Е., Козлов В.Ю.; заявитель и патентообладатель ООО «Регион» – № 2010153818/11; заявл. – 2010.12.27 опубл. 2012.12.10 – 9 стр.: 7 ил.

24. Пат. 211832 Российская Федерация, МПК F16H 1/16. Мотор-редуктор / Агеев А.А., Ефимов С.В.; заявитель и патентообладатель Першина С.С. – № 2022105138; заявл. – 2022.02.25 опубл. 2022.06.27 – 6 стр.: 3 ил.
25. 김연수, 김기동 inventors. DAEDONG MOVEEL SYSTEM Co., Ltd., assignee. Electrical Clamping Apparatus having manual release clutch. Korean patent KR 10-1226037, 2013 Feb. 22.
26. ГОСТ Р 50370–92. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения. Термины и определения; введ. 1993-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1993. – 19 с.
27. ГОСТ 16530–83. Передатки зубчатые. Общие термины, определения и обозначения; введ. 1984-01-01. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. – 52 с.
28. ГОСТ 27471–87. Машины электрические вращающиеся. Термины и определения; введ. 1988-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 64 с.
29. ГОСТ 29067–91. Редукторы и мотор-редукторы. Классификация; введ. 1992-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 19 с.
30. ГОСТ 31591–2012. Мотор-редукторы. Общие технические условия; введ. 2014-01-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 11 с.
31. ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды; введ. 1971-01-01. – М.: Стандартинформ, 2010. – 71 с.
32. ГОСТ Р 52230–2004. Электрооборудование автотракторное. Общие технические условия; введ. 2005-01-01. – М.: Стандартинформ, 2008. – 27 с.
33. ГОСТ 20.57.406–81. Комплексная система контроля качества. Изделия электронной техники, квантовой электроники и электротехнические. Методы испытаний; введ. 1982-01-01. – М.: Стандартинформ, 2005. – 133 с.

34. Федеральный закон Российской Федерации от 07.02.1992 № 2300–1 (ред. от 04.08.2023) «О защите прав потребителей». – М.: Проспект, 2024. – 48 с.
35. ГОСТ 18699–2017. Стеклоочистители электрические. Технические требования и методы испытаний; введ. 2019-04-01. – М.: Стандартинформ, 2019. – 20 с.
36. ГОСТ 14254–2015. Степени защиты, обеспечиваемые оболочками (Код IP); введ. 2017-03-01. – М.: Стандартинформ, 2019. – 40 с.
37. ОСТ 37.001.034–72. Стеклоподъёмники рычажные дверей автомобилей, автобусов и троллейбусов. Технические требования и методы испытаний; введ. 1973-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1974. – С. 239–242.
38. ГОСТ 16962.1–89. Изделия электротехнические. Методы испытаний на устойчивость к климатическим внешним воздействующим факторам; введ. 1990-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 78 с.
39. ГОСТ 28279–89. Совместимость электромагнитная. Электрооборудование автомобиля и автомобильной бытовой радиоэлектронной аппаратуры. Нормы и методы измерений; введ. 1991-01-01. – М.: Издательство стандартов, 2004. – 23 с.
40. ГОСТ 33991–2016. Электрооборудование автомобильных транспортных средств. Электромагнитная совместимость. Помехи в цепях. Требования и методы испытаний; введ. 2018-02-01. – М.: Стандартинформ, 2021. – 26 с.
41. ГОСТ Р 50607–2012 (ИСО 10605:2008). Совместимость технических средств электромагнитная. Транспорт дорожный. Методы испытаний для электрических помех от электростатических разрядов; введ. 2013-01-01. – М.: Стандартинформ, 2020. – 44 с.
42. ГОСТ 31968–2013 (ИСО 22628:2002). Автомобильные транспортные средства. Метод расчёта степени рециклирования и утилизации; введ. 2014-09-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 11 с.
43. ГОСТ 27.002–2015. Надёжность в технике. Термины и определения; введ. 2017-03-01. – М.: Стандартинформ, 2016. – 29 с.

44. Благовещенский Д.И. Метод многофакторного поиска и прогнозирования ключевых топ-проблем качества автомобилей в период эксплуатации / Д.И. Благовещенский, В.Н. Козловский, С.А. Васин // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2021. – № 9. – С. 606–616.
45. Технический регламент Таможенного союза 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств»; Принят Решением комиссии Таможенного союза от 09.12.2011 №877. – М.: ЦЕНТРМАГ, 2024. – 428 с.
46. Саксонов А.С. Совершенствование инструментария обеспечения качества автомобильного генератора при проектировании в производстве: диссертация ... кандидата технических наук : 02.04.02 / Саксонов Александр Сергеевич ; [Место защиты: Самарский государственный технический университет]. – Самара, 2023. – 144 с.
47. Козловский В.Н. Обеспечение качества и надежности системы электрооборудования автомобилей : диссертация ... доктора технических наук : 05.09.03 / Козловский Владимир Николаевич ; [Место защиты: ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)»]. – Тольятти, 2010. – 440 с.
48. Баженов Ю.В. Основы теории надежности машин: учеб. пособие / Ю.В. Баженов. – М.: ФОРУМ, 2014. – 320 с.
49. Кацман М.М. Расчет и проектирование электрических машин: учеб. / М.М. Кацман. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 360 с.
50. Ерунов В.П. Расчет коллекторных машин постоянного тока малой мощности с независимым возбуждением: учеб. пособие / В.П. Ерунов. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 501 с.
51. Ермолин Н.П. Расчет коллекторных машин малой мощности: учеб. пособие / Н.П. Ермолин. – 2-е изд. – Л.: Энергия, 1973. – 216 с.
52. Лифанов В.А. Расчет электрических машин малой мощности с возбуждением от постоянных магнитов: учеб. пособие / В.А. Лифанов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Челябинск: ЮУрГУ, 2010. – 164 с.

53. ГОСТ 19650–97. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрических параметров; введ. 2002-01-01. – М.: Стандартинформ, 2005. – 12 с.
54. ГОСТ 16532–70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии; введ. 1972-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1983. – 43 с.
55. ГОСТ 1643–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски; введ. 1981-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1981. – 45 с.
56. ГОСТ 13755–81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур; введ. 1981-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1981. – 7 с.
57. Старжинский В.Е. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование / В.Е. Старжинский, Е.В. Шалобаев, А.Т. Кудинов – СПб. – Гомель: ИММС НАН Б, 1998. – 538 с.
58. ГОСТ 4543–2016.Metalлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия; введ. 2017-10-01. – М.: Стандартинформ, 2019. – 53 с.
59. Бобович Б.Б. Полимерные конструкционные материалы (структура, свойства, применение): учеб. пособие / Б.Б. Бобович. – М.: ФОРУМ, 2014. – 400 с.
60. ГОСТ 8338–75. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры; введ. 1976-07-01. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 12 с.
61. Чернавский С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1963. – 244 с.
62. Пат. № 222957 U1 Российская Федерация, МПК H02K 5/124, F16J 15/16. Червячный мотор-редуктор с усиленной защитой от внешней среды /

- Ибрагимов О.Д., Козловский В.Н.; заявитель и патентообладатель Ибрагимов О.Д. – № 2023126881; заявл. – 2023.10.20 опубл. 2024.01.25. – 10 стр.: 4 ил.
63. Пат. № 221750 U1 Российская Федерация, МПК F16H 1/16, H02K 7/102. Червячный безлюфтовый мотор-редуктор с регулировкой усилия торможения / Ибрагимов О.Д., Козловский В.Н.; заявитель и патентообладатель Ибрагимов О.Д. – № 2023126880; заявл. – 2023.10.20 опубл. 2023.11.21. – 9 стр.: 3 ил.
64. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1. – 920 с.
65. Копылов И.П. Проектирование электрических машин: учеб. пособие / И.П. Копылов. – М.: Юрайт, 2024. – 828 с.
66. ГОСТ 25347–82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допуска и рекомендуемые посадки; введ. 1983-07-01. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. – 55 с.
67. Калабро С.Р. Принципы и практические вопросы надежности / С.Р. Калабро. – М.: Машиностроение, 1966. – 376 с.
68. ГОСТ 29285–92. Редукторы и мотор-редукторы. Общие требования к методам испытаний; введ. 1993-01-01. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. – 11 с.
69. ГОСТ 8.051. Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм; введ. 1982-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 12 с.
70. ГОСТ 14846–81. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний; введ. 1982-01-01. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 42 с.
71. ОСТ 37.003.008–88. Электрооборудование автотракторное для районов с тропическим климатом. Общие технические условия; введ. 1988-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1996. – 19 с.

72. Ибрагимов О.Д. Диагностика эксплуатационных неисправностей моторедуктора / О.Д. Ибрагимов // Отечественный и зарубежный опыт обеспечения качества в машиностроении: IV Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов, Тула, 18–20 апреля 2023 года. – Тула: Тульский государственный университет, 2023. – С. 107–109.
73. Ибрагимов О.Д. Этапы развития и современные тенденции в разработках и производстве автомобильных электромоторедукторов / О.Д. Ибрагимов, А.С. Саксонов, В.Н. Козловский // СТИН. – 2024. – № 3. – С. 22–26.
74. Ibragimov O.D. Stages of Development and Current Trends in the Development and Production of Automobile Electric Gear Motors / O.D. Ibragimov, A.S. Saksonov, V.N. Kozlovskii // Russian Engineering Research. – 2024. – Vol. 44, № 4. – P. 579–583.
75. Обзор ключевых нормативных документов, определяющих требования к качеству в процессе проектирования автомобильных мотор-редукторов / О.Д. Ибрагимов, В.Н. Козловский, А.П. Новикова, Д.А. Деморецкий // СТИН. – 2024. – № 8. – С. 23–26.
76. Обзор статистики отказов автомобильных электромоторедукторов в эксплуатации / О.Д. Ибрагимов, А.С. Саксонов, В.Н. Козловский, Р.Р. Гафаров // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 7. – С. 50–52.
77. Overview of Key Regulatory Documents Defining Quality Requirements to the Design of Automotive Gear Motors / O.D. Ibragimov, V.N. Kozlovskii, A.P. Novikova, D.A. Demoretskii // Russian Engineering Research. – 2024. – Vol. 44, № 9. – P. 1341–1343.
78. Ибрагимов О.Д. Свойство самоторможения при проектировании электромоторедуктора для привода АТС / О.Д. Ибрагимов // Актуальные и перспективные научные исследования: сборник статей V Международной

- научно-практической конференции, Пенза, 30 ноября 2024 года. – Пенза: Наука и Просвещение. – 2024. – С. 32–34.
79. Ибрагимов О.Д. Обзор действующих методик испытаний электромоторедуктора для АТС / О.Д. Ибрагимов // Наука молодых будущее России: сборник статей VIII Всероссийской научно-практической конференции, Пенза, 30 ноября 2024 года. – Пенза: Наука и Просвещение. – 2024. – С. 29–31.
80. Исследование эксплуатационных дефектов автомобильных компонентов, имеющих в составе конструкции моторедуктор / О.Д. Ибрагимов, В.Н. Козловский, А.С. Саксонов, И.А. Беляева // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 9. – С. 102–105.
81. Исследование основных причин отказов электропривода служебной двери и электропривода стояночного тормоза городского автобуса в период эксплуатации / О.Д. Ибрагимов, В.Н. Козловский, А.С. Саксонов, К.В. Киреев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 9. – С. 137–141.
82. Обзор актуальных методик определения температуры зуба при расчёте пластмассовых зубчатых колёс на выносливость / О.Д. Ибрагимов, В.Н. Козловский, А.С. Саксонов, Е.В. Пантюхина // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 9. – С. 142–145.

83. Исследование основных причин отказов электропривода выдвигающейся подножки городского автобуса в период эксплуатации / О.Д. Ибрагимов, В.Н. Козловский, А.С. Саксонов, М.Д. Марков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 9. – С. 145–149.

Приложения

Приложение 1. Таблица проанализированных работ по теме исследования

Обзор диссертационных исследований, близких к выделенной проблеме, за последние 10 лет. В таблице П1.1 представлены соответствующие результаты работы.

Таблица П 1.1 – Обзор диссертационных исследований

Год	ФИО автора, наименование работы	Элементы научной новизны
1	2	3
2013	Зятров Алексей Викторович Комплексная оценка качества и надёжности электрооборудования легкового автомобиля	<ol style="list-style-type: none"> 1. По базам данных об отказах были разработаны эмпирические модели надёжности автомобильного электрооборудования [15]. 2. Предложен количественный критерий, который реализует взаимосвязь между воспринимаемым качеством и эмпирическими моделями, что позволяет наиболее точно определять показатели надёжности [15]. 3. Было установлено, что электромеханические преобразователи являются наименее надёжной группой среди всей системы автомобильного электрооборудования [15]. 4. В качестве одной из причин низкого показателя надёжности отмечена нестабильность размерных параметров при производстве [15]
2014	Бондаренко Вероника Александровна Снижение шума и вибрации редукторов	<ol style="list-style-type: none"> 1. Разработана математическая модель динамической системы редуктора, учитывающая зазоры в зубчатых передачах, что позволяет уточнить зависимость силового возмущения [16]. 2. Было исследовано влияние динамических явлений в приводе редуктора на величину вибрационной мощности, что позволило установить закономерности формирования спектров шума и вибрации [16]. 3. Предложена методика расчёта спектров шума и вибрации редукторов на этапе проектирования [16]

1	2	3
2016	<p>Муркин Сергей Владимирович</p> <p>Совершенствование методов расчёта резьбовых соединений приводов</p>	<p>1. Разработана математическая модель жёстких шероховатых фланцев многовинтового соединения, позволяющая произвести оценку уменьшения смещения перекоса стыка и снижение коэффициента основной нагрузки при увеличении силы затягивания винтов [17].</p> <p>2. Основанный на упомянутой выше математической модели, предложен метод расчёта внешней нагрузки, приходящейся на винты резьбовых соединений приводов [17].</p> <p>3. Был разработан метод расчёта смещения оси плоскости стыка и угла перекоса, учитывающий податливость зоны контакта, необходимый для оценки упругих смещений соединяемых деталей [17]</p>
2017	<p>Кузьмин Антон Васильевич</p> <p>Расчётно-экспериментальная оценка самоторможения при проектировании передач червячного типа</p>	<p>1. Создана математическая модель самотормозящих червячных и спировидной передач, описывающая зависимость коэффициента полезного действия от влияющих на самоторможение параметров [18].</p> <p>2. Определены параметры передач и уточнены условия, влияющие на самоторможение передач червячного типа [18].</p> <p>3. В качестве критерия оценки условий самоторможения предложено использование коэффициента запаса [18].</p> <p>4. На основе предложенного критерия была разработана методика условий самоторможения для червячной и спировидной передач [18]</p>
2022	<p>Нгуен Чыонг Занг</p> <p>Динамика машинного агрегата с червячным редуктором в режиме выбега</p>	<p>1. Разработана математическая модель червячной пары, учитывающая релейные характеристики силы трения при изменении угловых скоростей звеньев передачи [19].</p> <p>2. С помощью математических и имитационных моделей были исследованы динамические процессы машинного агрегата с червячной передачей в режиме выбега [19].</p> <p>3. Установлена взаимосвязь между силовыми и инерционными параметрами, позволяющая исключить аварийные режимы, которые связаны с динамическим закливанием передачи [19].</p> <p>4. Разработано программное обеспечение, позволяющее с высокой точностью произвести динамический анализ системы с червячным редуктором [19]</p>

1	2	3
2023	Крицкий Алексей Викторович Совершенствование методик и инструментария обеспечения статистически управляемых производственных процессов	1. Разработана методика, которая позволяет произвести выбор автомобильных электрических компонентов, имеющих недостаточный уровень качества [20]. 2. С учётом статистических данных унифицированы наиболее важные параметры контроля качества автомобильных электрокомпонентов [20]. 3. Разработан программный комплекс инструментов контроля качества электрических компонентов автомобиля в сборе [20]

Приложение 2. Таблица нормативной документации по теме исследования

Перечень действующей нормативной документации, регламентирующей требования к проектированию и производству электромоторредукторов для автотранспортных средств продемонстрирован в таблице П2.2.

Таблица П2.1 – Перечень нормативной документации

Обозначение	Наименование	Область и условия применения
1	2	3
ГОСТ 16962.1–89	Изделия электротехнические. Методы испытаний на устойчивость к климатическим внешним воздействующим факторам	Стандарт устанавливает требования по устойчивости моторредуктора к воздействию температуры и внешним климатическим факторам [38]
ГОСТ 28279–89	Совместимость электромагнитная. Электрооборудование автомобиля и автомобильной бытовой радиоэлектронной аппаратуры. Нормы и методы измерений	В государственном стандарте вводятся нормы и методы измерения радиопомех, создаваемых системой автомобильного моторредуктора [39]
ГОСТ 33991-2016	Электрооборудование автомобильных транспортных средств. Электромагнитная совместимость. Помехи в цепях. Требования и методы испытаний	Введены требования к степени уровня эмиссии собственных импульсных помех на выводах питания [40]
ГОСТ Р 50607–2012 (ИСО 10605:2008)	Совместимость технических средств электромагнитная. Транспорт дорожный. Методы испытаний для электрических помех от электростатических разрядов	Установлены требования по устойчивости к воздействию испытательных импульсов от электростатического разряда [41]
ГОСТ 31968–2013 (ИСО 22628:2002)	Автомобильные транспортные средства. Метод расчёта степени рециклирования и утилизации	Введена методика расчёта пригодности автомобильного электромоторредуктора к утилизации [42]

Приложение 3. Методика проектирования двигателя постоянного тока унифицированного автомобильного электродвигателя

Проектирование двигателя постоянного тока начнем с выбора главных размеров: наружного диаметра якоря и его активной длины. Расчет проводится в программном математическом пакете Mathcad. При расчете этих параметров необходимо учесть ограничение габаритов. Для определения главных размеров воспользуемся известными соотношениями (П 3.1) и (П 3.2):

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{6,1 \cdot P_{эл}}{\alpha_{\delta} \cdot B_{\delta} \cdot A \cdot n_{ном} \cdot \lambda}}, \quad (\text{П 3.1})$$

где $P_{эл}$ – электромагнитная мощность двигателя, кВт; α_{δ} – коэффициент полюсного перекрытия; B_{δ} – индукция в воздушном зазоре, Тл; A – линейная нагрузка двигателя, А/м; $n_{ном}$ – номинальная частота вращения якоря, об/мин; λ – коэффициент длины якоря.

$$l_i = D_2 \cdot \lambda. \quad (\text{П 3.2})$$

В выражении (П 3.1) неизвестной переменной является электромагнитная мощность двигателя, ее мы определим по данным технического задания с использованием формулы (П 3.3). Остальные переменные принимаются в соответствии с рекомендациями, приведенными в [49, 50].

Используя формулу (П 3.3), определяем электромагнитную мощность двигателя:

$$P_{эм} = \frac{1 + 3 \cdot \eta}{4 \cdot \eta}, \quad (\text{П 3.3})$$

где η – КПД двигателя, принимается в соответствии с данными технического задания.

Подставив в формулу (П 3.3) значение КПД двигателя получаем:

$$P_{эм} = \frac{1 + 3 \cdot 0,476}{4 \cdot 0,476} = 25,504 \text{ Вт}.$$

Зная электромагнитную мощность двигателя, мы можем определить наружный диаметр якоря по выражению (П 3.1):

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{6,1 \cdot 25,504}{0,75 \cdot 0,28 \cdot 4000 \cdot 3000 \cdot 0,82}} = 0,042 \text{ м} .$$

Активная длина якоря в соответствии с выражением (П 3.2):

$$l_i = 0,042 \cdot 0,82 = 0,035 \text{ м} .$$

Определив главные размеры двигателя, мы можем перейти к проектированию обмотки якоря. Сначала определим число зубцов якоря с использованием выражения (П 3.4):

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{t_z}, \quad (\text{П 3.4})$$

где t_z – зубцовое деление якоря, принимаем в соответствии с рекомендациями равным 0,01 м.

Используя формулу (П 3.4), определяем число зубцов якоря:

$$Z_2 = \frac{\pi \cdot 0,042}{0,01} = 13,19 .$$

Округляем число зубцов до ближайшего четного числа, которым является 12.

Далее нам нужно определить полюсное деление якоря с использованием формулы (3.10):

$$\tau = \frac{\pi \cdot D_2}{2 \cdot p}, \quad (\text{П 3.5})$$

где число пар полюсов двигателя принимаем $p = 1$.

Используя формулу (П 3.5), определяем полюсное деление двигателя:

$$\tau = \frac{\pi \cdot 0,042}{2 \cdot 1} = 0,066 \text{ м} .$$

Для дальнейших расчетов нам необходимо знать расчетное значение магнитного потока в воздушном зазоре двигателя. Его мы можем получить, используя выражение (П 3.6):

$$\Phi_\delta = \alpha_\delta \cdot \tau \cdot l_i \cdot B_\delta . \quad (\text{П 3.6})$$

Используя выражение (П 3.6) получаем расчетное значение магнитного потока в воздушном зазоре:

$$\Phi_{\delta} = 0,75 \cdot 0,066 \cdot 0,035 \cdot 0,28 = 4,823 \cdot 10^{-4} \text{ Вб} .$$

Определим третий главный размер двигателя: размер воздушного зазора. Для этого используем формулу (П 3.7):

$$\delta = 0,15 \cdot \frac{\tau \cdot A}{B_{\delta}} \cdot 10^{-6} . \quad (\text{П 3.7})$$

Используя формулу (П 3.7), определяем величину воздушного зазора двигателя:

$$\delta = 0,15 \cdot \frac{0,066 \cdot 4000}{0,28} \cdot 10^{-6} = 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ м} .$$

Полученное значение размера воздушного зазора округлим до $5 \cdot 10^{-4}$ м.

Теперь определим величину тока якоря при заданной номинальной мощности двигателя. Для этого используем формулу (П 3.8):

$$I_2 = \frac{P_{\text{НОМ}}}{U_{\text{НОМ}} \cdot \eta} , \quad (\text{П 3.8})$$

где $P_{\text{НОМ}}$ – номинальная мощность двигателя, Вт; $U_{\text{НОМ}}$ – номинальное напряжение двигателя, В.

Используя формулу (П 3.8), определяем величину тока якоря:

$$I_2 = \frac{20}{12 \cdot 0,476} = 3,501 \text{ А} .$$

Теперь нам необходимо определить число эффективных проводников обмотки якоря, для этого используем формулу (П 3.9):

$$N_2 = \frac{A \cdot \pi \cdot D_2 \cdot 2 \cdot a_2}{I_2} , \quad (\text{П 3.9})$$

где a_2 – число параллельных ветвей якорной обмотки, для данного двигателя принимается равным 1.

Используя формулу (П 3.9), определяем число эффективных проводников обмотки якоря:

$$N_2 = \frac{4000 \cdot \pi \cdot 0,042 \cdot 2 \cdot 1}{3,501} = 303,092 .$$

Далее нужно выбрать число коллекторных пластин якоря. Согласно источнику [49] их число принимают равным числу зубцов якоря, а значит, число коллекторных пластин равняется 12.

Теперь определим число витков в секции обмотки якоря, используем выражение (П 3.10):

$$\omega_c = \frac{N_2}{2 \cdot K_a}, \quad (\text{П 3.10})$$

где K_a – число коллекторных пластин якоря.

Определяем число витков секции обмотки якоря по формуле (П 3.10):

$$\omega_c = \frac{303,092}{2 \cdot 12} = 12,6288 .$$

Полученное значение округляем до 13.

По значению числа витков секции якорной обмотки уточняем число эффективных проводников якорной обмотки, используем формулу (П 3.11):

$$N_2 = \omega_c \cdot 2 \cdot K_a . \quad (\text{П 3.11})$$

Определяем уточненное число эффективных проводников якорной обмотки по выражению (П 3.11):

$$N_2 = 13 \cdot 2 \cdot 12 = 312 .$$

Определим число проводников обмотки в пазе якоря, используем формулу (П 3.12):

$$u_{\text{п}} = \frac{N_2}{Z} . \quad (\text{П 3.12})$$

Используя формулу (П 3.12), определяем число проводников в пазе:

$$u_{\text{п}} = \frac{312}{12} = 26 .$$

Далее определим шаг обмотки якоря по пазам, используем формулу (П 3.13):

$$y_1 = \frac{Z}{2 \cdot p} - \varepsilon, \quad (\text{П 3.13})$$

где ε – коэффициент, который необходимо учесть, чтобы шаг обмотки получился целым четным числом.

Определяем шаг обмотки якоря по пазам (П 3.13):

$$y_1 = \frac{12}{2 \cdot 1} - 1 = 5 .$$

Результирующий шаг и шаг по коллектору принимаем равными 1.

Второй частичный шаг обмотки якоря определим с использованием формулы (П 3.14):

$$y_2 = y_1 - y, \quad (\text{П 3.14})$$

где y – результирующий шаг обмотки якоря.

Теперь нужно выбрать тип обмотки. Наиболее подходящим типом якорной обмотки для данного двигателя является простая петлевая обмотка. Форма пазов – трапецеидальная.

Теперь определим центральный угол на один паз якоря, используем формулу (П 3.15):

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi}{Z} . \quad (\text{П 3.15})$$

Используя формулу (П 3.15), определяем центральный угол на один паз якоря:

$$\alpha = \frac{2\pi}{12} = 0,524 .$$

Определим ширину зубца якоря по формуле (П 3.16):

$$b_z = \frac{B_\delta \cdot t_2}{k_3 \cdot B_z} . \quad (\text{П 3.16})$$

По формуле (П 3.16) определяем ширину зубца якоря:

$$b_z = \frac{0,28 \cdot 0,01}{0,95 \cdot 1,22} = 0,0028 \text{ м} .$$

Теперь выберем ориентировочное значение плотности тока в якорной обмотке. Согласно рекомендациям, примем значение в $4 \cdot 10^6 \text{ А/м}^2$.

Теперь используем формулу (П 3.17), чтобы определить предварительное значение сечения обмоточного провода:

$$q_2 = \frac{I_2}{2 \cdot a \cdot J_2}, \quad (\text{П 3.17})$$

где J_2 – предварительная плотность тока в якорной обмотке, А/м.

Используя формулу (П 3.17), определяем предварительное значение сечения обмоточного провода:

$$q_2 = \frac{3,501}{2 \cdot 1 \cdot 4 \cdot 10^6} = 4,377 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2.$$

По каталогу выбираем провод типа ПЭТВ, номинальным сечением 0,04 мм², с классом нагревостойкости изоляции F, которому соответствует температура в 155 °С.

Теперь определим больший радиус трапецеидального паза, используем формулу (П 3.18):

$$\beta = \frac{\pi \cdot (D_2 - 2 \cdot h_{sh}) - Z \cdot b_z}{Z}, \quad (\text{П 3.18})$$

где h_{sh} – высота шлица паза, м.

Используя формулу (П 3.18), определяем больший радиус трапецеидального паза:

$$\beta = \frac{\pi \cdot (0,042 - 2 \cdot 0,0011) - 12 \cdot 0,0028}{12} = 0,007679 \text{ м}.$$

Далее нам нужно определить высоту паза по формуле (П 3.19):

$$h_{\pi} = 0,5 \cdot \left[D_2 - \frac{Z \cdot (\beta_2 + b_z)}{\pi} + \beta_2 \right], \quad (\text{П 3.19})$$

где β_2 – меньшая ширина трапецеидального паза, м.

Используя формулу (П 3.19), определяем высоту паза:

$$h_{\pi} = 0,5 \cdot \left[0,0042 - \frac{12 \cdot (0,0048 + 0,0028)}{\pi} + 0,0048 \right] = 0,008998 \text{ м}.$$

Определим площадь паза в свету по формуле (П 3.20):

$$S_{\pi 1} = 0,5 \cdot (\beta + \beta_2) \cdot h_{\pi} + 0,5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \beta_2^2. \quad (\text{П 3.20})$$

Используя формулу (П 3.20), определяем площадь паза в свету:

$$S_{\text{п1}} = 0,5 \cdot (0,007679 + 0,0048) \cdot 0,008998 + 0,5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,0048^2 = 6,519 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Определяем периметр паза по формуле (П 3.21):

$$P_{\text{п}} = 2 \cdot h_{\text{п}} + 0,5 \cdot \pi \cdot \beta_2 + \beta. \quad (\text{П 3.21})$$

Используя формулу (П 3.21), определяем периметр паза:

$$P_{\text{п}} = 2 \cdot 0,008998 + 0,5 \cdot \pi \cdot 0,0048 + 0,007679 = 0,033 \text{ м}$$

Определим ширину клина по формуле (П 3.22):

$$b_{\text{к}} = 0,5 \cdot \beta. \quad (\text{П 3.22})$$

Используя формулу (П 3.22), определяем ширину клина:

$$b_{\text{к}} = 0,5 \cdot 0,007679 = 0,003839 \text{ м}$$

Определим площадь поперечного сечения клина по выражению (П 3.23):

$$S_{\text{к}} = b_{\text{к}} \cdot h_{\text{к}}, \quad (\text{П 3.23})$$

где $h_{\text{к}}$ – высота клина, принимается равной 0,001 м.

Используя формулу (П 3.23), определяем площадь поперечного сечения клина:

$$S_{\text{к}} = 0,003839 \cdot 0,001 = 3,839 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

Определим площадь паза с вычетом пазовой изоляции и клина, используем формулу (П 3.24):

$$S_{\text{п2}} = S_{\text{п1}} - P_{\text{п}} \cdot \Delta_{\text{к}} - S_{\text{к}}, \quad (\text{П 3.24})$$

где $\Delta_{\text{к}}$ – толщина корпусной изоляции, принимается равной 0,0003 м.

Используя формулу (П 3.24), определяем площадь паза с вычетом пазовой изоляции и клина:

$$S_{\text{п2}} = 6,519 \cdot 10^{-5} - 0,033 \cdot 0,0003 - 3,839 \cdot 10^{-6} = 5,138 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Определим коэффициент заполнения паза медью, используя выражение (П 3.25):

$$k_{\text{з.м.}} = \frac{u_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}}^2}{S_{\text{п2}}}, \quad (\text{П 3.25})$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр обмоточного провода, согласно каталогу равен $7,465 \cdot 10^{-4} \text{ м}$

Используя формулу (П 3.25), определяем коэффициент заполнения паза медью:

$$k_{з.м.} = \frac{26 \cdot (7,465 \cdot 10^{-4})^2}{5,138 \cdot 10^{-5}} = 0,282$$

Теперь по формуле (П 3.26) определим высоту зубца якоря:

$$h_z = h_{sh} + h_{п}. \quad (\text{П 3.26})$$

Используя формулу (П 3.26), определяем высоту зубца статора:

$$h_z = 0,0011 + 0,008998 = 0,01 \text{ м}$$

Определим высоту спинки якоря с использованием выражения (3.32):

$$h_j = \frac{B_\delta \cdot b_{pm} \cdot l_{pm}}{2 \cdot B_j \cdot l_i \cdot k_c}, \quad (\text{П 3.27})$$

где b_{pm} – расчетная ширина постоянного магнита, м; l_{pm} – расчетная осевая длина постоянного магнита, м; B_j – индукция в спинке статора, Тл.

Для того чтобы определить высоту спинки статора, необходимо знать геометрические размеры постоянных магнитов, создающих поле возбуждения. Ширина магнита определяется как произведение коэффициента полюсного перекрытия на полюсное деление (П 3.28):

$$b_{pm} = \alpha_\delta \cdot \tau. \quad (\text{П 3.28})$$

Используя выражение (П 3.28) определяем ширину постоянного магнита:

$$b_{pm} = 0,75 \cdot 0,066 = 0,05 \text{ м}$$

Второй геометрический размер постоянного магнита, который необходимо определить, это его осевая длина, которая определяется по формуле (П 3.29):

$$l_{pm} = l_i + 0,008. \quad (\text{П 3.29})$$

Определяем осевую длину постоянного магнита, используя формулу (П 3.29):

$$l_{pm} = 0,035 + 0,008 = 0,043 \text{ м}$$

Наконец, мы можем определить высоту спинки якоря по формуле (П 3.27):

$$h_j = \frac{0,28 \cdot 0,05 \cdot 0,043}{2 \cdot 1,7 \cdot 0,035 \cdot 0,96} = 0,00525 \text{ м}$$

Далее нужно определить диаметр вала под магнитопроводом якоря по условию механической прочности. Для этого используется выражение (П 3.30):

$$d_{\text{в}} = 40 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{\text{НОМ}}}{n_{\text{НОМ}}}} . \quad (\text{П 3.30})$$

Используя формулу (П 3.30), определяем диаметр вала под магнитопроводом якоря:

$$d_{\text{в}} = 40 \cdot \sqrt[3]{\frac{20}{3000}} = 0,007528 \text{ м}$$

Теперь определим диаметр вала под магнитопроводом исходя из электромагнитного расчета. Используем формулу (П 3.31):

$$d_{\text{в1}} = D_2 - 2 \cdot h_z - 2h_j . \quad (\text{П 3.31})$$

Используя формулу (П 3.31), определяем диаметр вала под магнитопроводом исходя из электромагнитного расчета:

$$d_{\text{в1}} = 0,042 - 2 \cdot 0,01 - 2 \cdot 0,00525 = 0,012 \text{ м}$$

Сопоставив величины $d_{\text{в}}$ и $d_{\text{в1}}$, понимаем, что вал двигателя выдержит механическую нагрузку.

Далее нужно определить удельную энергию в воздушном зазоре двигателя, для этого используем формулу (П 3.32):

$$W_{\delta} = \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot \left(B_{\delta} \cdot \frac{1 + \sigma_1}{2} \right)^2 , \quad (\text{П 3.32})$$

где μ_0 – магнитная проницаемость воздуха, Гн/м; σ_1 – коэффициент рассеяния магнитной системы двигателя.

Используя формулу (П 3.32), определяем удельную магнитную энергию в воздушном зазоре двигателя:

$$W_{\delta} = \frac{1}{2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}} \cdot \left(0,28 \cdot \frac{1 + 1,04}{2} \right)^2 = 3,245 \cdot 10^4 \text{ Дж/м}^3$$

Теперь определим удельную магнитную энергию зазора между постоянным магнитом и спинкой статора по формуле (П 3.33):

$$W_{\delta_{\text{пм}}} = \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot (B_{\delta_{\text{пм}}} \cdot \sigma_1)^2, \quad (\text{П 3.33})$$

где $B_{\delta_{\text{пм}}}$ – индукция в зазоре между постоянным магнитом и спинкой статора, Тл.

Используя формулу (П 3.33), определяем удельную магнитную энергию зазора между постоянным магнитом и спинкой статора:

$$W_{\delta_{\text{пм}}} = \frac{1}{2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}} \cdot (0,28 \cdot 1,04)^2 = 3,374 \cdot 10^4 \text{ Дж/м}^3$$

Далее нам нужно определить удельную магнитную энергию в спинке статора, для этого используем формулу (П 3.34):

$$W_{j1} = \frac{B_{j1} \cdot H_{j1}}{2}, \quad (\text{П 3.34})$$

где B_{j1} – индукция в спинке статора, Тл; H_{j1} – напряженность поля в спинке статора, А/м.

Используя выражение (П 3.34) определяем удельную магнитную энергию в спинке статора:

$$W_{j1} = \frac{1,3 \cdot 1080}{2} = 702 \text{ Дж/м}^3$$

Теперь определим удельную магнитную энергию спинки якоря по формуле (П 3.35):

$$W_j = \frac{B_j \cdot H_j}{2} \quad (\text{П 3.35})$$

где H_j – напряженность поля в спинке якоря, А/м.

Используя формулу (П 3.35), определяем магнитную энергию спинки статора:

$$W_j = \frac{1,7 \cdot 3400}{2} = 2890 \text{ Дж/м}^3$$

Теперь определим удельную магнитную энергию зубцов якоря по формуле (П 3.36):

$$W_z = \frac{B_z \cdot H_z}{2}, \quad (\text{П 3.36})$$

где H_z – напряженность поля в зубцах статора, А/м.

Используя формулу (П 3.36), определяем удельную магнитную энергию зубцов якоря:

$$W_z = \frac{1,22 \cdot 152}{2} = 92,72 \text{ Дж/м}^3$$

Теперь определим объем воздушного зазора на один полюс, используя выражение (П 3.37):

$$V_\delta = b_{pm} \cdot l_{pm} \cdot \delta \cdot k_\delta, \quad (\text{П 3.37})$$

где k_δ – коэффициент воздушного зазора.

В выражении (П 3.37) нам неизвестен коэффициент воздушного зазора. Его нужно определить по выражению (П 3.38):

$$k_\delta = \frac{t_z + 10 \cdot \delta}{t_z - b_{sh} + 10 \cdot \delta}, \quad (\text{П 3.38})$$

где b_{sh} – ширина открытия шлица паза, м.

По формуле (П 3.38) определяем коэффициент воздушного зазора:

$$k_\delta = \frac{0,011 + 10 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4}}{0,011 - 0,0028 + 10 \cdot 1,4 \cdot 10^{-4}} = 1,211$$

Теперь мы можем определить объем воздушного зазора на один полюс по формуле (П 3.37):

$$V_\delta = 0,05 \cdot 0,043 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,211 = 1,284 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Определим объем зазора между постоянным магнитом и спинкой статора по формуле (П 3.39):

$$V_{\delta_{\text{пм}}} = b_{pm} \cdot \delta_{\text{пм}} \cdot l_\delta, \quad (\text{П 3.39})$$

где $\delta_{\text{пм}}$ – зазор между спинкой якоря и постоянным магнитом, м.

Используя формулу (П 3.39), определяем объем зазора между постоянным магнитом и спинкой статора:

$$V_{\delta_{\text{пм}}} = 0,05 \cdot 0,0001 \cdot 0,035 = 1,722 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$$

Теперь необходимо определить объем спинки статора на один полюс по формуле (П 3.40):

$$V_{J1} = \frac{\pi}{4 \cdot 2p} \cdot \left[(D_2 + 2 \cdot \delta + 2 \cdot h_{pm} + 2 \cdot \delta_{\text{ПМ}} + 2 \cdot h_{j1})^2 - (D_2 + 2 \cdot \delta + 2 \cdot h_{pm} + 2 \cdot \delta_{\text{ПМ}})^2 \right] \cdot l_{\delta}, \quad (\text{П 3.40})$$

где h_{pm} – высота постоянного магнита, предварительно принимается равной 0,00685 м; h_{j1} – высота спинки статора, м.

В выражении (П 3.40) нам неизвестна высота спинки статора, ее можно определить по выражению (П 3.41):

$$h_{j1} = \frac{\Phi_{\delta}}{2 \cdot B_{j1} \cdot (l_{\delta} + 0,7 \cdot l_{\delta})}. \quad (\text{П 3.41})$$

Используя формулу (П 3.41), определяем высоту спинки статора:

$$h_{j1} = \frac{4,823 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 1,3 \cdot (0,035 + 0,7 \cdot 0,035)} = 0,003151 \text{ м}$$

Используя формулу (П 3.40), определяем объем спинки статора на один полюс:

$$V_{j1} = \frac{\pi}{4 \cdot 2 \cdot 1} \cdot [(0,042 + 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 0,00685 + 2 \cdot 0,0001 + 2 \cdot 0,003151)^2 - (0,042 + 2 \cdot 5 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 0,00685 + 2 \cdot 0,0001)^2] \cdot 0,035 = 1,033 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Теперь определим объем спинки якоря на один полюс по формуле (П 3.42):

$$V_j = \frac{\pi}{4 \cdot 2 \cdot p} \cdot [(D_2 - 2 \cdot h_z)^2 - d_{B1}^2] \cdot l_{\delta} \cdot k_c. \quad (\text{П 3.42})$$

По формуле (П 3.42) определяем объем спинки якоря на один полюс:

$$V_j = \frac{\pi}{4 \cdot 2 \cdot 1} \cdot [(0,042 - 2 \cdot 0,01)^2 - 0,012^2] \cdot 0,035 \cdot 0,96 = 4,602 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Теперь определим объем зубцов на один полюс, используем выражение (П 3.43):

$$V_z = \frac{\alpha_{\delta}}{2 \cdot p} \cdot h_z \cdot b_z \cdot Z \cdot l_{\delta} \cdot k_c. \quad (\text{П 3.43})$$

Используя формулу (П 3.43), определяем объем зубцов на один полюс:

$$V_z = \frac{0,75}{2 \cdot 1} \cdot 0,01 \cdot 0,0028 \cdot 12 \cdot 0,035 \cdot 0,96 = 4,229 \cdot 10^{-6}$$

Теперь определим суммарную энергию магнитного поля, создаваемого в двигателе, используем формулу (П 3.44):

$$\sum W = V_\delta \cdot W_\delta + V_{\delta_{\text{пм}}} \cdot W_{\delta_{\text{пм}}} + V_{j1} \cdot W_{j1} + V_j \cdot W_j + V_z \cdot W_z . \quad (\text{П 3.44})$$

По вышеприведенной формуле определяем суммарную энергию магнитного поля, создаваемого в двигателе:

$$\begin{aligned} \sum W &= 1,284 \cdot 10^{-6} \cdot 3,245 \cdot 10^4 + 1,722 \cdot 10^{-7} \cdot 3,374 \cdot 10^4 + 1,033 \cdot 10^{-5} \\ &\cdot 702 + 4,602 \cdot 10^{-6} \cdot 2890 + 4,229 \cdot 10^{-6} \cdot 92,72 = 0,068 \text{ Дж} \end{aligned}$$

Теперь определим требуемый объем постоянного магнита на один полюс, используем формулу (П 3.45):

$$V_{pm} = \frac{2 \cdot \sum W}{B_\delta \cdot \sigma_1 \cdot H_{pm}}, \quad (\text{П 3.45})$$

где H_{pm} – напряженность поля, создаваемого постоянным магнитом, А/м.

Используя формулу (П 3.45), определяем требуемый объем постоянного магнита:

$$V_{pm} = \frac{2 \cdot 0,068}{0,28 \cdot 1,04 \cdot 25870} = 1,817 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Теперь, используя метод последовательных приближений, необходимо скорректировать выбранную высоту магнита. Для этого нам необходимо выполнить расчет напряженностей поля участков магнитной цепи двигателя.

Начнем с определения напряженности поперечной составляющей реакции якоря. Расчет ведем по формуле (П 3.46):

$$H_{aq} = \frac{b_{pm} \cdot A}{2 \cdot (h_{pm} + \delta + \delta_{\text{пм}})} . \quad (\text{П 3.46})$$

Используя формулу (П 3.46), определяем напряженность поперечной составляющей реакции якоря:

$$H_{aq} = \frac{0,05 \cdot 4000}{2 \cdot (0,00685 + 5 \cdot 10^{-4} + 0,0001)} = 1,335 \cdot 10^4 \text{ А/м}$$

Определим напряженность поля под сбегающим краем полюса, используем формулу (П 3.47):

$$H_{pm.c} = H_{pm} + H_{aq} . \quad (\text{П 3.47})$$

По формуле (П 3.47) определяем напряженность поля под сбегающим краем полюса:

$$H_{pm.c} = 25870 + 1,335 \cdot 10^4 = 3,922 \cdot 10^4 \text{ А/м}$$

Теперь определим напряженность поля под набегающим краем полюса, используем формулу (П 3.48):

$$H_{pm.n} = H_{pm} - H_{aq} . \quad (\text{П 3.48})$$

Определяем напряженность поля под набегающим краем полюса по формуле (П 3.48):

$$H_{pm.n} = 25870 - 1,335 \cdot 10^4 = 1,252 \cdot 10^4 \text{ А/м}$$

Теперь определим индукции магнитного поля под сбегающим и набегающим краями полюса, для этого используются формулы (П 3.49) и (П 3.50):

$$B_{pm.c} = B_r - \frac{B_r - B_d}{H_d} \cdot H_{pm.c}, \quad (\text{П 3.49})$$

где B_r – остаточная индукция постоянного магнита, Тл; B_d – магнитная индукция в точке с максимальной энергией, находится по основной кривой намагничивания стали, из которой сделан магнит; H_d – напряженность поля в точке с максимальной энергией, находится по основной кривой намагничивания стали, из которой сделан магнит.

$$B_{pm.n} = B_r - \frac{B_r - B_d}{H_d} \cdot H_{pm.n} . \quad (\text{П 3.50})$$

Используя формулы (П 3.49) и (П 3.50), определяем индукции магнитного поля под сбегающим и набегающим краями полюса:

$$B_{pm.c} = 0,32 - \frac{0,32 - 0,16}{11 \cdot 10^4} \cdot 3,922 \cdot 10^4 = 0,263 \text{ Тл}$$

$$B_{pm.n} = 0,32 - \frac{0,32 - 0,16}{11 \cdot 10^4} \cdot 1,252 \cdot 10^4 = 0,302 \text{ Тл}$$

Определим средние значения магнитной индукции под сбегающим и набегающим полюсами, используем формулы (П 3.51) и (П 3.52):

$$B_{\delta pm.c} = B_{pm.c} \cdot \frac{1 + \sigma_1}{2 \cdot \sigma_1}; \quad (\text{П 3.51})$$

$$B_{\delta pm.H} = B_{pm.H} \cdot \frac{1 + \sigma_1}{2 \cdot \sigma_1}. \quad (\text{П 3.52})$$

Определяем средние значения магнитной индукции под сбегающим и набегающим полюсами по формулам (П 3.51) и (П 3.52):

$$B_{\delta pm.c} = 0,263 \cdot \frac{1 + 1,04}{2 \cdot 1,04} = 0,258 \text{ Тл}$$

$$B_{\delta pm.H} = 0,302 \cdot \frac{1 + 1,04}{2 \cdot 1,04} = 0,296 \text{ Тл}$$

Теперь нужно определить индукции в зубцах якоря под сбегающим и набегающим полюсами, для этого используются формулы (П 3.53) и (П 3.54):

$$B_{z.c} = \frac{B_{pm.c} \cdot t_z}{b_z \cdot k_c \cdot \sigma_1}; \quad (\text{П 3.53})$$

$$B_{z.H} = \frac{B_{pm.H} \cdot t_z}{b_z \cdot k_c \cdot \sigma_1}. \quad (\text{П 3.54})$$

Используя формулы (П 3.53) и (П 3.54), определяем индукции в зубцах якоря под сбегающим и набегающим полюсами:

$$B_{z.c} = \frac{0,263 \cdot 0,011}{0,0028 \cdot 0,96 \cdot 1,04} = 1,04 \text{ Тл}$$

$$B_{z.H} = \frac{0,302 \cdot 0,011}{0,0028 \cdot 0,96 \cdot 1,04} = 1,193 \text{ Тл}$$

Далее нужно определить индукции в спинке статора под сбегающим и набегающим полюсами, для этого используются формулы (П 3.55) и (П 3.56):

$$B_{j.c} = \frac{B_{pm.c} \cdot b_{pm} \cdot l_{pm}}{2 \cdot h_j \cdot l_\delta \cdot k_c \cdot \sigma_1}; \quad (\text{П 3.55})$$

$$B_{j.H} = \frac{B_{pm.H} \cdot b_{pm} \cdot l_{pm}}{2 \cdot h_j \cdot l_\delta \cdot k_c \cdot \sigma_1}. \quad (\text{П 3.56})$$

По формулам (П 3.55) и (П 3.56) определяем индукции в спинке статора под сбегающим и набегающим полюсами:

$$B_{j.c} = \frac{0,263 \cdot 0,05 \cdot 0,043}{2 \cdot 0,00525 \cdot 0,035 \cdot 0,96 \cdot 1,04} = 1,535 \text{ Тл}$$

$$B_{j.н} = \frac{0,302 \cdot 0,05 \cdot 0,043}{2 \cdot 0,00525 \cdot 0,035 \cdot 0,96 \cdot 1,04} = 1,762 \text{ Тл}$$

Далее определяем магнитную энергию переходного слоя с учетом размагничивающего действия реакции якоря, используем формулу (П 3.57):

$$W_{\delta z1} = 0,5 \cdot [(W_{\delta c} + W_{\delta н}) \cdot V_{\delta} + (W_{z c} + W_{z н}) \cdot V_z + (W_{j1c} + W_{j1н}) \cdot V_j], \quad (\text{П 3.57})$$

где $W_{\delta c}$ – магнитная энергия воздушного зазора под сбегающим краем полюса Дж/м³; $W_{\delta н}$ – магнитная энергия воздушного зазора под набегающим краем полюса, Дж/м³; $W_{z c}$ – магнитная энергия зубцов статора под сбегающим краем полюса, Дж/м³; $W_{z н}$ – магнитная энергия зубцов статора под набегающим краем полюса, Дж/м³; W_{j1c} – магнитная энергия спинки статора под сбегающим краем полюса, Дж/м³; $W_{j1н}$ – магнитная энергия спинки статора под набегающим краем полюса, Дж/м³.

В вышеприведенном уравнении неизвестными являются: $W_{\delta c}$, $W_{\delta н}$, $W_{z c}$, $W_{z н}$, W_{j1c} , $W_{j1н}$, далее мы последовательно определим значение каждой переменной.

Для определения магнитной энергии воздушного зазора под сбегающим и набегающим краями полюса используем формулы (П 3.58) и (П 3.59):

$$W_{\delta c} = \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot B_{\delta pт.c} ; \quad (\text{П 3.58})$$

$$W_{\delta н} = \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot B_{\delta pт.н} . \quad (\text{П 3.59})$$

Используя формулы (П 3.58) и (П 3.59), определяем магнитную энергию воздушного зазора под сбегающим и набегающим краями полюса:

$$W_{\delta c} = \frac{1}{2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}} \cdot 0,258 = 2,646 \cdot 10^4 \text{ Дж/м}^3$$

$$W_{\delta н} = \frac{1}{2 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}} \cdot 0,296 = 3,486 \cdot 10^4 \text{ Дж/м}^3$$

Теперь нужно определить магнитную энергию в зубцах якоря под сбегающим и набегающим краями полюса, для этого используем формулы (П 3.60) и (П 3.61):

$$W_{zc} = \frac{B_{z.c} \cdot 115}{2}; \quad (\text{П 3.60})$$

$$W_{zh} = \frac{B_{z.h} \cdot 141}{2}. \quad (\text{П 3.61})$$

По формулам (П 3.60) и (П 3.61) определяем магнитную энергию в зубцах якоря под сбегающим и набегающим краями полюса:

$$W_{zc} = \frac{1,04 \cdot 115}{2} = 59,788 \text{ Дж/м}^3$$

$$W_{zh} = \frac{1,193 \cdot 141}{2} = 84,136 \text{ Дж/м}^3$$

Наконец, нам нужно определить магнитную энергию в спинке статора под сбегающим и набегающим краями полюса, для этого используем формулы (П 3.62) и (П 3.63):

$$W_{j1c} = \frac{B_{j.c} \cdot 1000}{2}; \quad (\text{П 3.62})$$

$$W_{j1h} = \frac{B_{j.h} \cdot 5800}{2}. \quad (\text{П 3.63})$$

Используя формулы (П 3.62) и (П 3.63), определяем магнитную энергию в спинке статора под сбегающим и набегающим краями полюса:

$$W_{j1c} = \frac{1,535 \cdot 1000}{2} = 767,528 \text{ Дж/м}^3$$

$$W_{j1h} = \frac{1,762 \cdot 5800}{2} = 5,109 \cdot 10^3 \text{ Дж/м}^3$$

Наконец, подставив на места соответствующих переменных полученные значения магнитных энергий участков магнитной цепи, мы можем определить магнитную энергию переходного слоя с учетом размагничивающего действия реакции якоря по формуле (П 3.57):

$$\begin{aligned}
 W_{\delta z1} &= 0,5 \cdot [(2,646 \cdot 10^4 + 3,486 \cdot 10^4) \cdot 1,284 \cdot 10^{-6} + (59,788 + 84,136) \\
 &\quad \cdot 4,229 \cdot 10^{-6} + (767,528 + 5,109 \cdot 10^3) \cdot 4,602 \cdot 10^{-6}] \\
 &= 0,053 \text{ Дж/м}^3
 \end{aligned}$$

Теперь нам нужно определить разность магнитных энергий, используем формулу (П 3.64):

$$\Delta W = W_{\delta z1} - V_{\delta} \cdot W_{\delta} - V_j \cdot W_j - V_z \cdot W_z. \quad (\text{П 3.64})$$

Используя формулу (П 3.64), определяем потери магнитной энергии:

$$\begin{aligned}
 \Delta W &= 0,053 - 1,284 \cdot 10^{-6} \cdot 3,245 \cdot 10^4 - 4,602 \cdot 10^{-6} \cdot 2890 - 4,229 \cdot 10^{-6} \\
 &\quad \cdot 92,72 = -2,168 \cdot 10^{-3} \text{ Дж}
 \end{aligned}$$

Определим объем постоянного магнита, используем формулу (П 3.65):

$$V_{pm2} = \frac{2 \cdot (\sum W + \Delta W)}{B_{\delta} \cdot \sigma_1 \cdot H_{pm}}. \quad (\text{П 3.65})$$

По формуле (П 3.65) определяем объем постоянного магнита:

$$V_{pm2} = \frac{2 \cdot (0,068 - 2,168 \cdot 10^{-3})}{0,28 \cdot 1,04 \cdot 25870} = 1,759 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Затем мы определяем высоту постоянного магнита. Используем формулу (П 3.66):

$$h_{pm2} = \frac{V_{pm2}}{b_{pm} \cdot l_{pm}}. \quad (\text{П 3.66})$$

По формуле (П 3.66) определяем высоту постоянного магнита:

$$h_{pm2} = \frac{1,759 \cdot 10^{-5}}{0,05 \cdot 0,043} = 0,008297 \text{ м}$$

Теперь нам нужно определить параметры рассеяния магнитной системы двигателя. Для начала нам нужно рассчитать проводимость боковой части магнита по формуле (П 3.67):

$$G_1 = \mu_0 \cdot \frac{h_{pm} \cdot l_{pm}}{\tau - b_{pm}}. \quad (\text{П 3.67})$$

С использованием формулы (П 3.67) определяем проводимость боковой части магнита:

$$G_1 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,00685 \cdot 0,043}{0,066 - 0,05} = 2,213 \cdot 10^{-8} \text{ см}$$

Определим проводимость торцевой части магнита по формуле (П 3.68):

$$G_2 = \mu_0 \cdot 0,26 \cdot b_{pm} \cdot \quad (\text{П 3.68})$$

Используя формулу (П 3.68), определяем проводимость торцевой части магнита:

$$G_2 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \cdot 0,26 \cdot 0,05 = 1,625 \cdot 10^{-8} \text{ см}$$

Определим проводимость воздушного зазора по формуле (П 3.69):

$$G_\delta = \mu_0 \cdot \frac{b_{pm} \cdot l_{pm}}{\delta \cdot k_\delta} \cdot \quad (\text{П 3.69})$$

Используя формулу (П 3.69), определяем проводимость воздушного зазора:

$$G_\delta = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,05 \cdot 0,043}{5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,211} = 4,4 \cdot 10^{-6} \text{ см}$$

Теперь определим проводимость зубцов якоря по формуле (П 3.70):

$$G_z = \frac{B_z}{H_z} \cdot \frac{b_z \cdot l_\delta}{h_z} \cdot \frac{Z \cdot \alpha_\delta}{2 \cdot p} \cdot \quad (\text{П 3.70})$$

Определяем проводимость зубцов якоря по формуле (П 3.70):

$$G_z = \frac{1,22}{152} \cdot \frac{0,0028 \cdot 0,035}{0,01} \cdot \frac{12 \cdot 0,75}{2 \cdot 1} = 3,468 \cdot 10^{-4} \text{ см}$$

Теперь определим проводимость спинки якоря с использованием выражения (П 3.71):

$$G_{j1} = \frac{B_j}{H_j} \cdot \frac{h_j \cdot l_i}{0,25 \cdot \pi \cdot (D_2 - 2 \cdot h_z - h_j)} \cdot \quad (\text{П 3.71})$$

По формуле (П 3.71) определяем проводимость спинки якоря:

$$G_j = \frac{1,7}{3400} \cdot \frac{0,00525 \cdot 0,035}{0,25 \cdot \pi \cdot (0,042 - 2 \cdot 0,01 - 0,00525)} = 6,903 \cdot 10^{-6} \text{ см}$$

С использованием формулы (П 3.72) определим проводимость спинки статора:

$$G_{j1} = \frac{B_{j1}}{H_{j1}} \cdot \frac{h_{j1} \cdot (l_i + 0,7 \cdot l_\delta)}{0,25 \cdot \pi \cdot (D_2 + 2 \cdot h_{pm} + h_{j1})} \cdot \quad (\text{П 3.72})$$

По формуле (П 3.72) определим проводимость спинки статора:

$$G_{j1} = \frac{1,3}{1080} \cdot \frac{0,003151 \cdot (0,035 + 0,7 \cdot 0,03)}{0,25 \cdot \pi \cdot (0,042 + 2 \cdot 0,00685 + 0,003151)} = 4,812 \cdot 10^{-6} \text{ см}$$

Теперь определим проводимость стыка по формуле (П 3.73):

$$G_{\delta pm} = \mu_0 \cdot \frac{b_{pm} \cdot l_{pm}}{\delta_{пм}}. \quad (\text{П 3.73})$$

Используя формулу (П 3.73), определяем проводимость стыка:

$$G_{\delta pm} = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,05 \cdot 0,043}{0,0001} = 2,665 \cdot 10^{-5} \text{ см}$$

Определим проводимость основного потока, используем формулу (П 3.74):

$$G_{\delta} = \frac{1}{\frac{1}{G_{\delta}} + \frac{1}{G_z} + \frac{1}{G_{j1}} + \frac{1}{G_{\delta pm}}}. \quad (\text{П 3.74})$$

По формуле (П 3.74) определяем проводимость основного потока:

$$G_{\delta} = \frac{1}{\frac{1}{4,4 \cdot 10^{-6}} + \frac{1}{3,468 \cdot 10^{-4}} + \frac{1}{4,812 \cdot 10^{-6}} + \frac{1}{2,665 \cdot 10^{-5}}} = 2,103 \cdot 10^{-6} \text{ см}$$

Проводимость рассеяния магнитной системы двигателя определим по формуле (П 3.75):

$$G_{\sigma} = 2 \cdot G_1 + 2 \cdot G_2. \quad (\text{П 3.75})$$

По формуле (П 3.75) определяем проводимость рассеяния магнитной системы двигателя:

$$G_{\sigma} = 2 \cdot 2,213 \cdot 10^{-8} + 2 \cdot 1,625 \cdot 10^{-8} = 7,676 \cdot 10^{-8} \text{ см}$$

Теперь определим остаточный магнитный поток по формуле (П 3.76):

$$\Phi_r = B_r \cdot b_{pm} \cdot l_{pm}. \quad (\text{П 3.76})$$

С использованием формулы (П 3.76) определяем остаточный магнитный поток:

$$\Phi_r = 0,32 \cdot 0,05 \cdot 0,043 = 6,785 \cdot 10^{-4} \text{ см}$$

Определим коэрцитивную МДС по формуле (П 3.77):

$$F_c = h_{pm2} \cdot H_c, \quad (\text{П 3.77})$$

где H_c – напряженность поля постоянного магнита, А/м.

По формуле (П 3.77) определяем коэрцитивную МДС:

$$F_c = 0,00685 \cdot 22 \cdot 10^4 = 1507 \text{ А}$$

Определим магнитную проводимость постоянного магнита по формуле (П 3.78):

$$G_{pm} = \frac{\Phi_r}{F_c} \cdot \quad (\text{П 3.78})$$

Используя формулу (П 3.78), определяем проводимость постоянного магнита:

$$G_{pm} = \frac{6,785 \cdot 10^{-4}}{1507} = 4,503 \cdot 10^{-7} \text{ см}$$

Теперь нам необходимо найти рабочую точку постоянного магнита, используемого в двигателе, на кривой размагничивания. Для построения кривой размагничивания мы воспользуемся программным пакетом (ПП) SMath Studio. С использованием этого ПП мы создаем расчетный скрипт, который приведен на рисунке ПЗ.1.

Магнитная проводимость ПМ

$$m\Lambda := \frac{\Phi_r}{F_c} = 4.503 \times 10^{-7}$$

Проводимость рассеяния, о.е.

$$\Lambda_\sigma := \frac{G_\sigma}{m\Lambda} = 0.17$$

Проводимость основного потока, о.е.

$$\Lambda_\delta := \frac{G_\delta}{m\Lambda} = 4.671$$

Угол рассеяния

$$\beta_\sigma := \text{atan}(\Lambda_\sigma) \cdot \frac{180}{\pi} = 9.675$$

угол проводимости

$$\beta_\delta := \text{atan}(\Lambda_\delta) \cdot \frac{180}{\pi} = 77.916$$

```
Graf(points) :=
|
|   for i ∈ 0.. points - 1
|   |
|   |   Mi,0 ←  $\frac{-i}{\text{points}}$ 
|   |   Mi,1 ← 1 + Mi,0
|   |   Mi,2 ← 0 + Λσ·Mi,0
|   |   Mi,3 ← Mi,1 + Λσ·Mi,0
|   |   Mi,4 ← -Λδ·Mi,0
|   |   Mi,5 ← -Λδ·Mi,0 -  $\frac{H_{aq}}{H_c}$  if  $\left(-\Lambda_\delta \cdot M_{i,0} - \frac{H_{aq}}{H_c}\right) > 0$ 
|   |
|   |   return M
```

Рисунок ПЗ.1 – Программный скрипт для построения кривой
размагничивания

Построение диаграммы магнита начнём с построения зависимости Graf(15)⁽¹⁾ (П 3.79):

$$\Phi^*_M = f(F^*_M) . \quad (\text{П 3.79})$$

Зависимость (П 3.79) в относительных единицах тождественна кривой размагничивания (П 3.80):

$$B^*_m = f(H^*_m). \quad (\text{П 3.80})$$

Затем строим в третьем квадранте под углом $\alpha_\sigma = \text{arctg}\Lambda^*_\sigma$ к оси H зависимость $\text{Graf}(15)^{(2)}$ (П 3.81):

$$\Phi^*_\sigma = f(F^*_m). \quad (\text{П 3.81})$$

Зависимость (П 3.81) является прямой линией.

Складываем ординаты линий $\text{Graf}(15)^{(1)}$ и $\text{Graf}(15)^{(2)}$ и получаем зависимость рабочего потока в зазоре от МДС магнита $\text{Graf}(15)^{(3)}$ (П 3.82):

$$\Phi^*_\delta = f(F^*_m). \quad (\text{П 3.82})$$

В третьем квадранте строим зависимость $\text{Graf}(15)^{(4)}$ (П 3.83):

$$\Phi^*_\delta = f(F^*_\delta). \quad (\text{П 3.83})$$

Вследствие того, что $\mu = \mu_0 = \text{const}$, зависимость (П 3.83) представляет собой прямую линию, выходящую из начала координат под углом $\alpha_\delta = \text{arctg}\Lambda^*_\delta$ к оси абсцисс.

МДС реакции якоря рассчитывается по формуле (П 3.84):

$$F_{ad} = F_a \cdot k_{ad}, \quad (\text{П 3.84})$$

где k_{ad} – коэффициент приведения МДС продольной реакции якоря к МДС магнита.

Для получения кривой $\text{Graf}(15)^{(5)}$ сдвигаем кривую холостого хода $\text{Graf}(15)^{(4)}$ на рабочей диаграмме влево на величину (П 3.85):

$$F^*_{ad} = \frac{F_{ad}}{m_F}, \quad (\text{П 3.85})$$

где m_F – масштабный коэффициент по МДС.

С использованием скрипта по описанному выше алгоритму получена кривая размагничивания, на которой отображена рабочая точка постоянного магнита, продемонстрированная на рисунке П3.2.

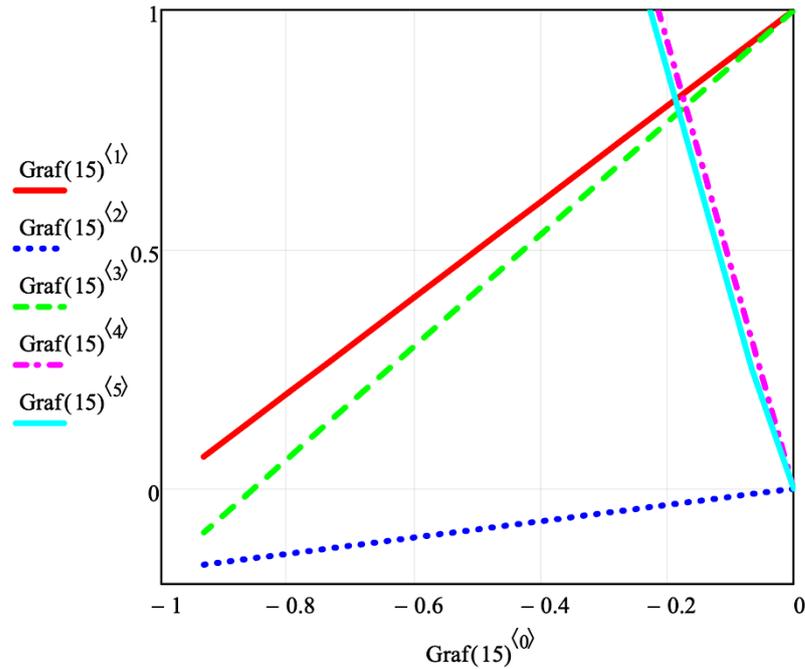


Рисунок П3.2 – График кривой размагничивания, по которому определена рабочая точка постоянного магнита, используемого в двигателе

Таким образом, в рабочей точке постоянного магнита мы имеем следующие значения напряженности поля и магнитной индукции: $H_c = 3,116 \cdot 10^4$ А; $B_\delta = 0,271$ Тл.

Теперь перейдем к расчету параметров обмотки якоря, коллектора и щеток двигателя постоянного тока.

Сначала определим длину прямолинейного участка лобовых частей при выходе из паза. Используем формулу (П 3.86):

$$l_k = l_l + \frac{y_1}{Z} \cdot \pi \cdot (D_2 - h_{\text{п}}), \quad (\text{П 3.86})$$

где l_l – средняя длина одной лобовой части обмотки якоря, м.

Используя формулу (П 3.86), определяем длину прямолинейного участка лобовых частей:

$$l_k = 0,002 + \frac{5}{12} \cdot \pi \cdot (0,042 - 0,008998) = 0,045 \text{ м}$$

Теперь определим среднюю длину полувитка секции обмотки якоря по формуле (П 3.87):

$$l_{cp1} = \frac{l_i}{k_{ск}} + l_l + \frac{y_1}{Z} \cdot \pi \cdot (D_2 - h_{п}), \quad (\text{П } 3.87)$$

где $k_{ск}$ – коэффициент скоса пазов, согласно рекомендациям, принимается равным 1.

По формуле (П 3.87) определяем среднюю длину полувитка секции обмотки якоря:

$$l_{cp1} = \frac{0,035}{1} + 0,002 + \frac{5}{12} \cdot \pi \cdot (0,042 - 0,008998) = 0,08 \text{ м}$$

Для дальнейшего определения параметров обмотки якоря нам необходимо определить температурный коэффициент, учитывающий изменение сопротивления проводника обмотки в зависимости от его температуры. Для этого нам необходимо знать максимально возможную температуру эксплуатации двигателя постоянного тока, согласно исходным данным, она составляет 80 °С. Теперь определим температурный коэффициент (П 3.88):

$$k_t = 1 + 0,004 \cdot (T_{оп} - 20). \quad (\text{П } 3.88)$$

Используя формулу (П 3.88), определяем температурный коэффициент:

$$k_t = 1 + 0,004 \cdot (80 - 20) = 1,24$$

Теперь мы можем определить сопротивление якорной обмотки в нагретом и холодном состояниях. Для этого мы используем формулы (П 3.89) и (П 3.90):

$$R_{T1} = k_t \cdot \rho_{20} \cdot \frac{N_2 \cdot l_{cp1}}{(2 \cdot a)^2 \cdot q_2}, \quad (\text{П } 3.89)$$

где ρ_{20} – удельное сопротивление меди при 20 °С.

$$R_{T2} = \frac{R_{T1}}{k_t}. \quad (\text{П } 3.90)$$

Используя формулы (П 3.89) и (П 3.90) определить сопротивление якорной обмотки в нагретом и холодном состояниях:

$$R_{T1} = 1,24 \cdot 1,754 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{312 \cdot 0,08}{(2 \cdot 1)^2 \cdot 4,377 \cdot 10^{-7}} = 0,311 \text{ Ом}$$

$$R_{T2} = \frac{0,311}{1,24} = 0,251 \text{ Ом}$$

Определим предварительное значение диаметра коллектора, используем формулу (П 3.91):

$$D_k = 0,65 \cdot D_2. \quad (\text{П 3.91})$$

Используя формулу (П 3.91) предварительное значение диаметра коллектора:

$$D_k = 0,65 \cdot 0,042 = 0,027 \text{ м}$$

Теперь определим относительное коллекторное деление по формуле (П 3.92):

$$t_k = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot (1 - \alpha_\delta)}{\left(\frac{2 \cdot K_a}{Z} - 0,5\right) \cdot 2p}. \quad (\text{П 3.92})$$

Используя формулу (П 3.92), определяем относительное коллекторное деление:

$$t_k = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot (1 - 0,75)}{\left(\frac{2 \cdot 12}{12} - 0,5\right) \cdot 2 \cdot 1} = 0,209$$

Полученное значение коллекторного деления принимаем равным 0,19.

Коллекторное деление в абсолютных единицах определим по формуле (П 3.93):

$$t_{k1} = t_k \cdot D_k. \quad (\text{П 3.93})$$

С использованием формулы (П 3.93) определяем коллекторное деление в абсолютных единицах:

$$t_{k1} = 0,209 \cdot 0,027 = 0,005215 \text{ м}$$

Определим ширину коллекторной пластины. Используем формулу (П 3.94):

$$\beta_k = t_{k1} - \beta_0, \quad (\text{П 3.94})$$

где β_0 – предварительное значение ширины коллекторной пластины, принимается равным 0,0004 м.

По формуле (П 3.94) определяем ширину коллекторной пластины:

$$\beta_k = 0,005215 - 0,0004 = 0,0048 \text{ м}$$

Окончательный диаметр коллектора определим по формуле (П 3.95):

$$D_k = \frac{(\beta_k + \beta_0) \cdot K_a}{\pi}. \quad (\text{П 3.95})$$

Используя формулу (П 3.95), определяем окончательный диаметр коллектора:

$$D_k = \frac{(0,0048 + 0,0004) \cdot 12}{\pi} = 0,02 \text{ м}$$

Теперь определим окружную скорость коллектора по формуле (П 3.96):

$$v_k = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_{\text{НОМ}}}{60}. \quad (\text{П 3.96})$$

Используя формулу (П 3.96), определяем окружную скорость коллектора:

$$v_k = \frac{\pi \cdot 0,02 \cdot 3000}{60} = 3,12 \text{ м/с}$$

Теперь определим площадь щетки двигателя постоянного тока. Используем формулу (П 3.97):

$$S_{\text{щ}} = \frac{I_2}{n_{\text{щ}} \cdot j_{\text{щ}}}, \quad (\text{П 3.97})$$

где $n_{\text{щ}}$ – число пар щеток; $j_{\text{щ}}$ – плотность тока в щетках, А/м².

По формуле (П 3.97) определяем площадь щетки двигателя постоянного тока:

$$S_{\text{щ}} = \frac{3,501}{1 \cdot 150 \cdot 10^3} = 2,334 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Определим предварительную ширину щетки, задействуем формулу (П 3.98):

$$b_{\text{щ}} = \gamma_k \cdot t_{k1}, \quad (\text{П 3.98})$$

где γ_k – число перекрываемых щеткой коллекторных пластин.

По формуле (П 3.98) определяем предварительную ширину щетки:

$$b_{\text{щ}} = 1 \cdot 0,005215 = 0,005215 \text{ м}$$

Полученное значение округляем до 0,005 м.

Теперь определим предварительную длину щетки, используем формулу (П 3.99):

$$a_{\text{щ}} = \frac{S_{\text{щ}}}{b_{\text{щ}}} . \quad (\text{П } 3.99)$$

Используя формулу (П 3.99), определяем предварительную длину щетки:

$$a_{\text{щ}} = \frac{2,334 \cdot 10^{-5}}{0,005} = 0,004669 \text{ м}$$

Полученное значение округляем до 0,005 м.

Определим активную длину коллектора. Используем формулу (П 3.100):

$$l_k = 1,74 \cdot a_{\text{щ}} \quad (\text{П } 3.100)$$

По формуле (П 3.100) определяем активную длину коллектора:

$$l_k = 1,74 \cdot 0,004669 = 0,0087 \text{ м}$$

Определим полную длину коллектора. Используем формулу (П 3.101):

$$l_{k1} = l_k + l_{\text{п}}, \quad (\text{П } 3.101)$$

где $l_{\text{п}}$ – осевая длина петушка коллектора, принимаем равной 0,004 м.

По формуле (П 3.101) определяем полную длину коллектора:

$$l_{k1} = 0,0087 + 0,004 = 0,013 \text{ м}$$

Теперь определим индуктивное сопротивление обмотки якоря. Используем формулу (П 3.102):

$$X_{\text{я}} = \frac{\mu_0 \cdot K_a \cdot n_{\text{ном}} \cdot b_{\text{щ}}^2 \cdot n_{\text{щ}}^2 \cdot \omega_c^2 \cdot l_i}{a^3 \cdot t_{k1}^2 \cdot \left[\frac{b_{\text{щ}}}{t_{k1}} - \left(\frac{a}{p} - 1 \right) \right] \cdot 30} . \quad (\text{П } 3.102)$$

Используя формулу (П 3.102), определяем индуктивное сопротивление обмотки якоря:

$$X_{\text{я}} = \frac{4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \cdot 12 \cdot 3000 \cdot 0,005^2 \cdot 1^2 \cdot 13^2 \cdot 0,035}{1^3 \cdot 0,005215^2 \cdot \left[\frac{0,005}{0,005215} - \left(\frac{1}{1} - 1 \right) \right] \cdot 30} = 0,00846 \text{ Ом}$$

Определим ЭДС, индуцируемую в обмотке якоря (П 3.103):

$$E = \frac{p \cdot N_2 \cdot \Phi_{\delta} \cdot n_{\text{ном}}}{a \cdot 60} . \quad (\text{П } 3.103)$$

Используя формулу (П 3.103), определяем ЭДС, индуцируемую в обмотке якоря:

$$E = \frac{1 \cdot 312 \cdot 4,823 \cdot 10^{-4} \cdot 3000}{1 \cdot 60} = 7,293 \text{ В}$$

Определим предварительную плотность тока в щетках. Используем формулу (П 3.104):

$$J_{\text{щ1}} = \frac{I_2}{n_{\text{щ}} \cdot a_{\text{щ}} \cdot b_{\text{щ}}} \cdot \quad (\text{П 3.104})$$

По формуле (П 3.104) определяем предварительную плотность тока в щетках:

$$J_{\text{щ1}} = \frac{3,501}{1 \cdot 0,005 \cdot 0,005} = 2,258 \cdot 10^5 \text{ А/м}^2$$

Теперь определим ток якоря двигателя в номинальном режиме по формуле (П 3.105):

$$I_{\text{я}} = \frac{U_{\text{ном}} - E - \Delta U_{\text{щ}} \cdot \frac{J_{\text{щ}}}{J_{\text{щ1}}}}{\sqrt{R_{T1}^2 + X_{\text{я}}^2}}, \quad (\text{П 3.105})$$

где $\Delta U_{\text{щ}}$ – переходное падение напряжения на пару щеток, примем равным 2 В.

Определяем ток якоря в номинальном режиме по формуле (П 3.105):

$$I_{\text{я}} = \frac{12 - 7,293 - 2 \cdot \frac{150 \cdot 10^3}{2,258 \cdot 10^5}}{\sqrt{0,311^2 + 0,00846^2}} = 5,46 \text{ А}$$

Теперь определим ширину коммутационной зоны по формуле (П 3.106):

$$b_{\text{к}} = b_{\text{щ}} \cdot \frac{D_2}{D_{\text{к}}} + t_{\text{к1}} \cdot \left(\frac{K_{\text{а}}}{Z} + \left| \frac{K_{\text{а}}}{2 \cdot p} - y_1 \right| - \frac{a}{p} \right) \cdot \frac{D_2}{D_{\text{к}}} \cdot \quad (\text{П 3.106})$$

По формуле (П 3.106) определяем ширину коммутационной зоны:

$$b_{\text{к}} = 0,005 \cdot \frac{0,042}{0,02} + 0,005215 \cdot \left(\frac{12}{12} + \left| \frac{12}{2 \cdot 1} - 5 \right| - \frac{1}{1} \right) \cdot \frac{0,042}{0,02} = 0,022$$

Теперь определим, выполняются ли условия коммутации. Для благоприятной коммутации необходимо соблюдение условия (П 3.107):

$$b_{\text{зк}} < 0,8 \cdot (\tau - b_{\text{рм}}) \cdot \quad (\text{П 3.107})$$

Подставляя нужные значения в уравнение (П 3.107), получаем:

$$0,022 > 0,0128$$

Теперь нам нужно определить среднее значение суммарной ЭДС якоря, для этого нам нужно воспользоваться формулой (П 3.108):

$$e_{\Sigma} = e_r + e_{я}, \quad (\text{П 3.108})$$

где e_r – среднее значение реактивной ЭДС, В; $e_{я}$ – среднее значение ЭДС якоря, В.

Для нахождения среднего значения суммарной ЭДС поля якоря нам необходимо определить средние значения реактивной ЭДС и ЭДС якоря, для этого нам нужны формулы (П 3.109) и (П 3.110):

$$e_r = 2 \cdot \omega_c \cdot \lambda_{\Pi} \cdot l_i \cdot A \cdot v_{я}, \quad (\text{П 3.109})$$

где λ_{Π} – проводимость пазового рассеяния, см; $v_{я}$ – окружная скорость якоря, м/с.

$$e_{я} = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot \omega_c \cdot A \cdot \tau \cdot l_i \cdot v_{я}}{\tau - b_{pm}}. \quad (\text{П 3.110})$$

В вышеприведенных формулах нам неизвестны две переменные: λ_{Π} и $v_{я}$. Для того чтобы найти значение проводимости пазового рассеяния, нам нужно использовать формулу (П 3.111):

$$\lambda_{\Pi} = \left(0,6 \cdot \frac{2 \cdot h_{\Pi}}{\beta + \beta_2} + \frac{l_i}{l_i} + 0,92 \cdot \log \left(\frac{\pi \cdot t_z}{b_{sh}} \right) \right) \cdot 10^{-6}. \quad (\text{П 3.111})$$

Используя формулу (П 3.111), определяем значение проводимости пазового рассеяния:

$$\begin{aligned} \lambda_{\Pi} &= \left(0,6 \cdot \frac{2 \cdot 0,008998}{0,007679 + 0,0048} + \frac{0,002}{0,035} + 0,92 \cdot \log \left(\frac{\pi \cdot 0,011}{0,0028} \right) \right) \cdot 10^{-6} \\ &= 3,185 \cdot 10^{-6} \text{ см} \end{aligned}$$

Для того, чтобы определить окружную скорость якоря, нам понадобится формула (П 3.112):

$$v_{я} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_{\text{НОМ}}}{60}. \quad (\text{П 3.112})$$

По формуле (П 3.112) определяем окружную скорость якоря:

$$v_{я} = \frac{\pi \cdot 0,042 \cdot 3000}{60} = 6,633 \text{ м/с}$$

Наконец, мы можем определить средние значения реактивной ЭДС и ЭДС якоря по формулам (П 3.109) и (П 3.110):

$$e_r = 2 \cdot 13 \cdot 3,185 \cdot 10^{-6} \cdot 0,035 \cdot 4000 \cdot 6,633 = 0,076 \text{ В}$$

$$e_{\text{я}} = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot 13 \cdot 4000 \cdot 0,066 \cdot 0,035 \cdot 6,633}{0,066 - 0,05} = 0,12 \text{ В}$$

Теперь по формуле (П 3.108) мы можем определить среднее значение суммарной ЭДС якоря:

$$e_{\Sigma} = 0,076 + 0,12 = 0,196 \text{ В}$$

Согласно источнику [51], значение суммарной ЭДС якоря для благоприятной коммутации должно быть не более чем 0,5 В (П 3.113):

$$e_{\Sigma} < 0,5 . \quad (\text{П 3.113})$$

Таким образом, условие (П 3.113) выполняется:

$$0,196 < 0,5$$

Теперь перейдем к определению потерь и КПД проектируемого двигателя постоянного тока. Сначала определим электрические потери в обмотке якоря, используем формулу (П 3.114):

$$P_{\text{я}} = I_{\text{я}}^2 \cdot R_{T1} . \quad (\text{П 3.114})$$

По формуле (П 3.114) определяем электрические потери в обмотке якоря:

$$P_{\text{я}} = 5,46^2 \cdot 0,311 = 9,259 \text{ Вт}$$

Далее нам нужно определить электрические потери в щетках. Используем формулу (П 3.115):

$$P_{\text{щ}} = I_{\text{я}} \cdot \Delta U_{\text{щ}} \cdot \frac{I_{\text{я}}}{n_{\text{щ}} \cdot a_{\text{щ}} \cdot b_{\text{щ}} \cdot J_{\text{щ}1}} . \quad (\text{П 3.115})$$

По формуле (П 3.115) определяем электрические потери в щетках:

$$P_{\text{щ}} = 5,46 \cdot 2 \cdot \frac{5,46}{1 \cdot 0,005 \cdot 0,005 \cdot 2,258 \cdot 10^5} = 15,897 \text{ Вт}$$

Определим массу стали ярма сердечника якоря, используем формулу (П 3.116):

$$m_{\text{ярм}} = 7800 \cdot \frac{\pi \cdot [(D_2 - h_z)^2 - d_{\text{в1}}^2]}{4} \cdot l_i \cdot k_c. \quad (\text{П 3.116})$$

Используем формулу (П 3.116), определяем массу стали ярма сердечника якоря:

$$m_{\text{ярм}} = 7800 \cdot \frac{\pi \cdot [(0,042 - 0,01)^2 - 0,012^2]}{4} \cdot 0,035 \cdot 0,96 = 0,072 \text{ кг}$$

Для определения массы зубцов якоря используем формулу (П 3.117):

$$m_z = 7800 \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot [D_2^2 - (D_2 - 2 \cdot h_z)^2] - Z \cdot s_{\text{п2}} \right] \cdot l_i \cdot k_c. \quad (\text{П 3.117})$$

Используя формулу (П 3.117), определяем массу зубцов якоря:

$$m_z = 7800 \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot [0,042^2 - (0,042 - 2 \cdot 0,012)^2] - 12 \cdot 5,138 \cdot 10^{-5} \right] \cdot 0,035 \cdot 0,96 = 0,104 \text{ кг}$$

Теперь определим потери в ярме якоря. Воспользуемся формулой (П 3.118):

$$P_{\text{ярм}} = k_t \cdot \rho_{2013} \left(\frac{f}{50} \right)^{1,5} \cdot B_j^2 \cdot m_{\text{ярм}}, \quad (\text{П 3.118})$$

где k_t – коэффициент, учитывающий увеличение потерь в стали по технологическим причинам; ρ_{2013} – удельные потери в стали марки 2013, Вт/кг; f – частота вращения поля якоря, Гц.

Используя формулу (П 3.118), определяем потери в ярме якоря:

$$P_{\text{ярм}} = 2,3 \cdot 2,5 \cdot \left(\frac{50}{50} \right)^{1,5} \cdot 1,7^2 \cdot 0,072 = 1,193 \text{ Вт}$$

Теперь определим потери в зубцах якоря по формуле (П 3.119):

$$P_z = \alpha_\delta \cdot k_t \cdot \rho_{2013} \left(\frac{f}{50} \right)^{1,5} \cdot B_z^2 \cdot m_z. \quad (\text{П 3.119})$$

Используя формулу (П 3.119), определяем потери в зубцах якоря:

$$P_z = 0,75 \cdot 2,3 \cdot 2,5 \cdot \left(\frac{50}{50} \right)^{1,5} \cdot 1,22^2 \cdot 0,104 = 0,67 \text{ Вт}$$

Суммарные потери в стали следует определить по формуле (П 3.120):

$$P_c = P_{\text{ярм}} + P_z. \quad (\text{П 3.120})$$

Используя формулу (П 3.120), определяем суммарные потери в стали:

$$P_c = 1,193 + 0,67 = 1,863 \text{ Вт}$$

Теперь определим величину потерь на трение щеток о коллектор, используем формулу (П 3.121):

$$P_{\text{щ,мех}} = 2 \cdot n_{\text{щ}} \cdot s_{\text{щ}} \cdot v_{\text{к}} \cdot P_{\text{бт}} \cdot \mu_{\text{щ}}, \quad (\text{П 3.121})$$

где $P_{\text{бт}}$ – давление на щетку, Па; $\mu_{\text{щ}}$ – коэффициент трения щетки.

По формуле (П 3.121) определяем величину потерь на трение щеток о коллектор:

$$P_{\text{щ,мех}} = 2 \cdot 1 \cdot 2,334 \cdot 10^{-5} \cdot 3,12 \cdot 25000 \cdot 0,2 = 0,728 \text{ Вт}$$

Определим массу обмотки якоря. Воспользуемся формулой (П 3.122):

$$m_{\text{о.я.}} = 8900 \cdot N_2 \cdot q \cdot l_{\text{ср1}}. \quad (\text{П 3.122})$$

По формуле (П 3.122) определим массу обмотки якоря:

$$m_{\text{о.я.}} = 8900 \cdot 312 \cdot 0,04 \cdot 0,08 = 0,097 \text{ кг}$$

Теперь определим массу коллектора. Используем формулу (П 3.123):

$$m_{\text{к}} = 8900 \cdot l_{\text{к1}} \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(D_{\text{к}}^2 - \frac{D_{\text{к}} - 2 \cdot d_{\text{в1}}}{3} \right)^2 - \beta_{\text{к}} \cdot K_{\text{а}} \cdot \frac{D_{\text{к}} - 2 \cdot d_{\text{в1}}}{3} \right] \right]. \quad (\text{П 3.123})$$

Используя формулу (П 3.123), определяем массу коллектора:

$$m_{\text{к}} = 8900 \cdot 0,013 \cdot \left[\frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(0,02^2 - \frac{0,02 - 2 \cdot 0,012}{3} \right)^2 - 0,0048 \cdot 12 \cdot \frac{0,02 - 2 \cdot 0,012}{3} \right] \right] = 0,033 \text{ кг}$$

Полную массу якоря определим по формуле (П 3.124):

$$m_{\text{я}} = m_{\text{о.я.}} + m_{\text{ярм}} + m_{\text{z}} + m_{\text{к}}. \quad (\text{П 3.124})$$

По формуле (П 3.124) определяем полную массу якоря:

$$m_{\text{я}} = 0,097 + 0,072 + 0,104 + 0,033 = 0,307 \text{ кг}$$

Теперь определим потери в подшипниках. Для этого используем формулу (П 3.125):

$$P_{\Pi} = 2 \cdot m_{я} \cdot n_{\text{НОМ}} \cdot 10^{-3}. \quad (\text{П 3.125})$$

Используя формулу (П 3.125), определяем потери в подшипниках:

$$P_{\Pi} = 2 \cdot 0,307 \cdot 3000 \cdot 10^{-3} = 1,842 \text{ Вт}$$

Определим вентиляционные потери двигателя по формуле (П 3.126):

$$P_{\text{В}} = D_2^3 \cdot n_{\text{НОМ}}^3 \cdot l_i \cdot 10^{-6}. \quad (\text{П 3.126})$$

По формуле (П 3.126) определяем вентиляционные потери двигателя:

$$P_{\text{В}} = 0,042^3 \cdot 3000^3 \cdot 0,035 \cdot 10^{-6} = 0,141 \text{ В}$$

Теперь определим полные механические потери двигателя по формуле (П 3.127):

$$P_{\text{мех}} = P_{\text{щ,мех}} + P_{\Pi} + P_{\text{В}}. \quad (\text{П 3.127})$$

Используя формулу (П 3.127) полные механические потери двигателя:

$$P_{\text{мех}} = 0,728 + 1,842 + 0,141 = 2,711 \text{ Вт}$$

Теперь определим добавочные потери двигателя. Используем формулу (П 3.128):

$$P_{\text{д}} = 0,01 \cdot U_{\text{НОМ}} \cdot I_{я}. \quad (\text{П 3.128})$$

По формуле (П 3.128) определяем добавочные потери двигателя:

$$P_{\text{д}} = 0,01 \cdot 12 \cdot 5,46 = 0,655 \text{ Вт}$$

Теперь определим суммарные потери двигателя (П 3.129):

$$\sum P = P_{я} + P_{\text{щ}} + P_{\text{с}} + P_{\text{мех}} + P_{\text{д}}. \quad (\text{П 3.129})$$

Определяем суммарные потери двигателя по формуле (П 3.129):

$$\sum P = 9,259 + 15,897 + 1,863 + 2,711 + 0,655 = 30,385 \text{ Вт}$$

Определим потребляемую двигателем мощность по формуле (П 3.130):

$$P_1 = U_{\text{НОМ}} \cdot I_{я}. \quad (\text{П 3.130})$$

Используя формулу (П 3.130), определяем потребляемую двигателем мощность:

$$P_1 = 12 \cdot 5,46 = 65,515 \text{ Вт}$$

Теперь определим полезную мощность на валу электродвигателя по формуле (П 3.131):

$$P_2 = P_1 - \sum P. \quad (\text{П 3.131})$$

По формуле (П 3.131) определяем полезную мощность на валу электродвигателя:

$$P_2 = 65,515 - 30,385 = 35,13 \text{ Вт}$$

Теперь определим КПД двигателя, используем формулу (П 3.132):

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (\text{П 3.132})$$

По формуле (П 3.132) определяем КПД двигателя:

$$\eta = \frac{35,13}{65,515} = 0,536$$

Внутренний диаметр корпуса рассчитывается по выражению (П 3.133) [52]:

$$D_{\text{Н.к}}^{\text{вн}} = D_2 + 2 \cdot (h_{\text{pm}} + \delta). \quad (\text{П 3.133})$$

Подставив значения в выражение (П 3.133), внутренний диаметр корпуса:

$$D_{\text{Н.к}}^{\text{вн}} = 0,042 + 2 \cdot (0,00685 + 5 \cdot 10^{-4}) = 0,056 \text{ м}$$

Наружный диаметр корпуса рассчитывается по формуле (П 3.134):

$$D_{\text{Н.к}} = D_{\text{Н.к}}^{\text{вн}} + 2 \cdot h_{\text{ст}}, \quad (\text{П 3.134})$$

где $h_{\text{ст}}$ – толщина стенок корпуса, рассчитываемая по выражению (П 3.135):

$$h_{\text{ст}} = \frac{\Phi_{\delta} \cdot \sigma}{2 \cdot k_{\text{ст}} \cdot l_{\text{ст}} \cdot B_{\text{ст}}^{\text{max}}}, \quad (\text{П 3.135})$$

где $\sigma = 1,09$ – коэффициент магнитного рассеивания для малых машин; $k_{\text{ст}1} = 1$ – коэффициент заполнения сечения полюса сталью; $l_{\text{ст}} = 0,0953$ – осевая длина корпуса, принятая исходя из технологических соображений, м; $B_{\text{ст}}^{\text{max}} = 1,4$ – допустимая индукция в корпусе для кратковременного режима работы, Тл [51].

Подставив значения в формулу (П 3.135), толщина стенок корпуса:

$$h_{\text{ст}} = \frac{4,823 \cdot 10^{-4} \cdot 1,09}{2 \cdot 1 \cdot 0,0953 \cdot 1,4} = 0,002 \text{ м}$$

Таким образом, наружный диаметр корпуса по формуле (П 3.134):

$$D_{\text{н.к}} = 0,056 + 2 \cdot 0,002 = 0,06 \text{ м}$$

В качестве материала корпуса электродвигателя принимаем листовую сталь, изготовление методом штамповки. Размеры монтажных винтов при диаметре корпуса 0,06 м принимаются равными М4.

Приложение 4. Методика расчёта зубчатой передачи унифицированного автомобильного электромоторедуктора

Приложение 4.1. Определение основных геометрических параметров

Межосевое расстояние a_w принимается равным 30 мм, что обусловлено требованиями к компактным габаритным размерам проектируемого привода.

Передаточное число рассчитывается по формуле (П 4.1):

$$u = \frac{n_1}{n_2}, \quad (\text{П 4.1})$$

где значение n_1 принимается равным номинальной частоте вращения якоря электродвигателя, об/мин; $n_2 = 50$ – частота вращения выходного вала в соответствии с данными технического задания, об/мин.

Используя формулу (П 4.1), передаточное число привода:

$$u = \frac{3000}{50} = 60$$

Принимаем при $u > 30$ число заходов червяка $z_1 = 1$.

Число заходов колеса рассчитывается по выражению (П 4.2):

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (\text{П 4.2})$$

Подставив значения в формулу (П 4.2), число заходов зубчатого колеса:

$$z_2 = 1 \cdot 60 = 60$$

Модуль червяка рассчитывается по выражению (П 4.3):

$$m_{x1} = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q}, \quad (\text{П 4.3})$$

где коэффициент диаметра червяка принимаем равным $q = 9$.

Подставив значения в формулу (П 4.3), модуль червяка:

$$m_{x1} = \frac{2 \cdot 30}{60 + 9} = 0,9 \text{ мм}$$

Принимаем модуль колеса равным значению модуля червяка $m_{n2} = 0,9$ мм.

Коэффициент смещения червяка рассчитывается по выражению (П 4.4):

$$x_1 = \frac{a_w}{m_{x1}} - 0,5 \cdot (z_2 + q). \quad (\text{П 4.4})$$

Подставив значения в формулу (П 4.4), коэффициент смещения червяка:

$$x_1 = \frac{30}{0,9} - 0,5 \cdot (60 + 9) = -1,167$$

Делительный диаметр червяка определяется по формуле (П 4.5):

$$d_1 = q \cdot m_{x1}. \quad (\text{П 4.5})$$

Подставив значения в формулу (П 4.5), получаем значение делительного диаметра червяка:

$$d_1 = 9 \cdot 0,9 = 8,1 \text{ мм}$$

Делительный диаметр косозубого цилиндрического колеса определяется по формуле:

$$d'_2 = m_{n2} \cdot z_2. \quad (\text{П 4.6})$$

Таким образом, делительный диаметр косозубого цилиндрического колеса по формуле (П 4.6) равен:

$$d'_2 = 0,9 \cdot 60 = 54 \text{ мм}$$

Далее определяем делительный угол подъёма червяка по формуле (П 4.7):

$$\gamma_1 = \tan^{-1} \left(\frac{z_1}{q} \right). \quad (\text{П 4.7})$$

Используя выражение (П 4.7), получаем делительный угол подъёма червяка:

$$\gamma_1 = \tan^{-1} \left(\frac{1}{9} \right) = 6,34^\circ$$

Затем, рассчитаем начальный угол подъёма червяка по формуле (П 4.8):

$$\gamma_{w1} = \tan^{-1} \left(\frac{z_1}{q + 2 \cdot x_1} \right). \quad (\text{П 4.8})$$

В соответствии с формулой (П 4.8), начальный угол подъёма червяка:

$$\gamma_{w1} = \tan^{-1} \left(\frac{1}{9 + 2 \cdot (-1,167)} \right) = 8,532^\circ$$

Расчётную точку контакта размещаем согласно рекомендациям в средней плоскости цилиндрического косозубого колеса на его начальном цилиндре. Таким

образом, принимаем угол наклона зубчатого колеса β_2 равным начальному углу подъёма червяка γ_{w1} .

Делительный диаметр колеса с учётом угла наклона β_2 будет рассчитываться по выражению (П 4.9):

$$d_2 = \frac{(z_2 \cdot m_{n2})}{\cos(\beta_2)} . \quad (\text{П 4.9})$$

Подставив известные значения в формулу (П 4.9), определим делительный диаметр колеса с учётом угла наклона β_2 :

$$d_2 = \frac{(60 \cdot 0.9)}{\cos(8.532)} = 54,6 \text{ мм}$$

Коэффициент смещения исходного контура зубчатого колеса определяется по выражению (П 4.10):

$$x_2 = \frac{2 \cdot a_w - d_1 - d_2}{2 \cdot m_{x1}} . \quad (\text{П 4.10})$$

Подставив значения в выражение (П 4.10), коэффициент смещения исходного контура зубчатого колеса:

$$x_2 = \frac{2 \cdot 30 - 8,1 - 54,6}{2 \cdot 0,9} = -1,51$$

Основной угол подъёма червяка ZI рассчитывается по формуле (П 4.11):

$$\gamma_{b1} = \cos^{-1}(\cos(\alpha_{n1}) \cdot \cos(\gamma_1)) , \quad (\text{П 4.11})$$

где угол профиля исходного контура α_{n1} принимается равным $19,0075^\circ$

Используя выражение (П 4.11), основной угол подъёма червяка ZI :

$$\gamma_{b1} = \cos^{-1}(\cos(19,0075^\circ) \cdot \cos(6,34^\circ)) = 20^\circ$$

Далее определим основной диаметр зубчатого колеса по формуле (П 4.12):

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_2 , \quad (\text{П 4.12})$$

где угол профиля исходного контура колеса α_2 принимается равным 20° .

Используя выражение (П 4.12), определим основной диаметр колеса:

$$d_{b2} = 54,6 \cdot \cos(20^\circ) = 51,255 \text{ мм}$$

Угол зацепления рассчитывается по формуле (П 4.13):

$$\alpha_{tw2} = \cos^{-1} \frac{d_{b2}}{d'_2} . \quad (\text{П 4.13})$$

Таким образом, по формуле (П 4.13) угол зацепления:

$$\alpha_{tw2} = \cos^{-1} \frac{51,255}{54} = 18,347$$

Необходимо отдельно отметить, что для косозубых цилиндрических зубчатых передач значение угла зацепления рекомендуется принимать в диапазоне от 8° до 20° .

Рассчитываем инволюту угла зацепления α_{tw2} по формуле (П 4.14):

$$\text{inv}\alpha_{tw2} = \tan(\alpha_{tw2}) - \alpha_{tw2} . \quad (\text{П 4.14})$$

Подставив значения в формулу (П 4.14):

$$\text{inv}\alpha_{tw2} = \tan(18,347^\circ) - (18,347^\circ) = 0,011$$

Далее определим основной диаметр зубчатого колеса по формуле (П 4.15):

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_2 . \quad (\text{П 4.15})$$

Используя выражение (П 4.15), определим основной диаметр колеса:

$$d_{b2} = 54,6 \cdot \cos(20^\circ) = 51,255 \text{ мм}$$

Высота витка червяка определяется по формуле (П 4.16):

$$h_1 = \hat{h}_{12} \cdot m_{x1}, \quad (\text{П 4.16})$$

где $\hat{h}_{12} = 2,25$ – коэффициент высоты витка червяка.

Используя выражение (П 4.16), определим высоту витка червяка:

$$h_1 = 2,25 \cdot 0,9 = 2,025 \text{ мм}$$

Далее определяем высоту головки витка червяка по формуле (П 4.17):

$$h_{a1} = \hat{h}_{a1} \cdot m_{x1}, \quad (\text{П 4.17})$$

где $\hat{h}_{a1} = 1$ – коэффициент высоты головки витка червяка исходного контура.

Таким образом, высота головки витка червяка по формуле (П 4.17):

$$h_{a1} = 1 \cdot 0,9 = 0,9 \text{ мм}$$

Начальный диаметр червяка ZI рассчитывается по формуле (П 4.18):

$$d_{w1} = (q + 2 \cdot x_1) \cdot m_{x1} . \quad (\text{П 4.18})$$

Исходя из выражения (П 4.18), начальный диаметр червяка:

$$d_{w1} = (9 + 2 \cdot (-1,167)) \cdot 0,9 = 5,999 \text{ мм}$$

Округлим полученное значение начального диаметра червяка до ближайшего целого числа $d_{w1} = 6 \text{ мм}$.

Затем, определим основной диаметр для червяка ZI по формуле (П 4.19):

$$d_{b1} = \frac{d_{w1}}{\cos \alpha_{tw2}} \quad (\text{П 4.19})$$

Подставив значения в выражение (П 4.19), определим основной диаметр для червяка ZI:

$$d_{b1} = \frac{6}{\cos 18,347^\circ} = 6,32 \text{ мм}$$

Диаметр вершин витка червяка рассчитывается по формуле (П 4.20):

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot \hat{h}_{a1} \cdot m_{x1} \quad (\text{П 4.20})$$

Таким образом, согласно формуле (П 4.20), диаметр вершин витка червяка:

$$d_{a1} = 8,1 + 2 \cdot 1 \cdot 0,9 = 9,9 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса можно определить по формуле (П 4.21):

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (\hat{h}_{a1} + x_2) \cdot m_{n2} \quad (\text{П 4.21})$$

Используя формулу (П 4.21), определим диаметр вершин зубьев зубчатого колеса:

$$d_{a2} = 54,6 + 2 \cdot (1 + (-1,51)) \cdot 0,9 = 53,7 \text{ мм}$$

Далее определяем диаметр впадин червяка по формуле (П 4.22):

$$d_{f1} = d_{a1} - 2 \cdot h_1 \quad (\text{П 4.22})$$

Таким образом, по формуле (П 4.22), диаметр впадин червяка:

$$d_{f1} = 9,9 - 2 \cdot 2,025 = 5,85 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубчатого колеса определяется по формуле (П 4.23):

$$d_{f2} = d_{a2} - 2 \cdot h_1 \quad (\text{П 4.23})$$

Используя выражение (П 4.23), определим диаметр впадин цилиндрического косозубого колеса:

$$d_{f2} = 53,7 - 2 \cdot 2,025 = 49,65 \text{ мм}$$

Наибольший диаметр зубчатого колеса рассчитывается по формуле (П 4.24) [53]:

$$d_{ae2} = d_{a2} + \frac{6 \cdot m_{n2}}{z_1 + K}, \quad (\text{П 4.24})$$

где $K = 2$ для червяков типа ZI.

Также должно выполняться условие (П 4.25):

$$d_{ae2} \geq d_2. \quad (\text{П 4.25})$$

Таким образом, подставив значения в уравнение (П 4.24):

$$d_{ae2} = 53,7 + \frac{6 \cdot 0,9}{1 + 2} = 55,5 \text{ мм}$$

Условие (П 4.25) соблюдается:

$$55,5 \geq 54,6$$

Радиус кривизны переходной кривой червяка рассчитывается по выражению (П 4.26):

$$p_{f1} = \hat{p}_{f1} \cdot m_{x1}, \quad (\text{П 4.26})$$

где $\hat{p}_{f1} = 0,4$ – коэффициент радиуса кривизны переходной кривой витка червяка.

Используя формулу (П 4.26), определим радиус кривизны переходной кривой червяка:

$$p_{f1} = 0,4 \cdot 0,9 = 0,36 \text{ мм}$$

Минимальная длина нарезной части червяка определяется по выражению (П 4.27):

$$\hat{b}_1 = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2 + \frac{\pi \cdot m_{x1}}{2}}, \quad (\text{П 4.27})$$

при этом (П 4.28):

$$b_1 \geq \hat{b}_1, \quad (\text{П 4.28})$$

где b_1 – значение длины нарезной части червяка, полученное с учётом технологических соображений.

Используя формулу (П 4.27), находим значение минимальной длины нарезной части червяка:

$$\hat{b}_1 = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{55,5}{2}\right)^2 - \left(30 - \frac{9,9}{2}\right)^2} + \frac{\pi \cdot 0,9}{2} = 23,997 \text{ мм}$$

Таким образом (П 4.28):

$$b_1 \geq 23,997$$

Минимальная ширина венца зубчатого колеса рассчитывается по выражению (П 4.29):

$$b_2 = d_{a1} \cdot 0,75. \quad (\text{П 4.29})$$

Используя формулу (П 4.29), определяем минимальную ширину венца зубчатого колеса:

$$b_2 = 9,9 \cdot 0,75 = 7,425 \text{ мм}$$

Принимаем $b_{2\text{прин}} = 10 \text{ мм}$.

Радиус выемки червяка рассчитывается по формуле (П 4.30):

$$r_{k1} = 0,5 \cdot d_1 - h_{a1}. \quad (\text{П 4.30})$$

Таким образом, используя формулу (П 4.30), радиус выемки червяка:

$$r_{k1} = 0,5 \cdot 8,1 - 0,9 = 3,15 \text{ мм}$$

Далее рассчитываем коэффициент суммы смещений (П 4.31):

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2. \quad (\text{П 4.31})$$

Подставив значения в (П 4.31), определяем коэффициент суммы смещений:

$$x_{\Sigma} = (-1,167) + (-1,51) = -2,677$$

Делительное межосевое расстояние определяется по формуле (П 4.32):

$$a_{m2} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_{n2}}{2 \cdot \cos(\beta_2)}. \quad (\text{П 4.32})$$

Используя выражение (П 4.32), определяем делительное межосевое расстояние:

$$a_{m2} = \frac{(1 + 60) \cdot 0,9}{2 \cdot \cos(8,532^\circ)} = 27,76 \text{ мм}$$

Далее рассчитываем инволюту a_{m2} (П 4.33):

$$\text{inv}a_{m2} = \tan(a_{m2}) - a_{m2} \cdot \quad (\text{П 4.33})$$

Подставив значения в (П 4.33):

$$\text{inv}a_{m2} = \tan(27,76) - 27,76 = -28,325$$

Угол профиля рассчитывается по формуле (П 4.34):

$$a_{t2} = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\alpha_2)}{\cos(\beta_2)} \right) \cdot \quad (\text{П 4.34})$$

Таким образом, подставив значения в формулу (П 4.34), значение угла профиля:

$$\alpha_{t2} = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(20^\circ)}{\cos(8,532^\circ)} \right) = 0,352 \text{ рад}$$

Далее рассчитываем инволюту угла профиля (П 4.35):

$$\text{inv}\alpha_{t2} = \tan(\alpha_{t2}) - \alpha_{t2} \cdot \quad (\text{П 4.35})$$

Подставив значения в формулу (П 4.35):

$$\text{inv}\alpha_{t2} = \tan(0,352) - 0,352 = 0,015$$

Значение $\hat{\alpha}_{t2} = 20,21^\circ$

Приложение 4.2. Контролируемые и измерительные параметры червяка

Расчётный шаг червяка рассчитывается по формуле (П 4.36):

$$p_1 = \pi \cdot m_{x1} \cdot \quad (\text{П 4.36})$$

Используя формулу (П 4.36), расчётный шаг червяка:

$$p_1 = \pi \cdot 0,9 = 2,827 \text{ мм}$$

Далее рассчитываем ход витка по формуле (П 4.37):

$$p_{z1} = p_1 \cdot z_1 \cdot \quad (\text{П 4.37})$$

Таким образом, ход витка червяка согласно формуле (П 4.37):

$$p_{z1} = 2,827 \cdot 1 = 2,827 \text{ мм}$$

Делительная толщина по хорде витка червяка рассчитывается по формуле (П 4.38):

$$\hat{S}_{a1} = \hat{S}_1 \cdot m_{x1} \cdot \cos(\gamma_1), \quad (\text{П 4.38})$$

где $\hat{S}_1 = 1,571$ – коэффициент расчётной толщины витка.

Используя выражение (П 4.38), делительная толщина по хорде витка червяка:

$$\hat{S}_{a1} = 1,571 \cdot 0,9 \cdot \cos(6,34^\circ) = 1,405 \text{ мм}$$

Высота до хорды витка рассчитывается по формуле (П 4.39):

$$\hat{h}_{aa1} = \hat{h}_{a1} \cdot m_{x1} + 0,5 \cdot \hat{S}_{a1} \cdot \tan\left(0,5 \cdot \frac{a \sin(\hat{S}_{a1} \cdot \sin(\gamma_1))}{d_1}\right). \quad (\text{П 4.39})$$

Используя формулу (П 4.39), определим высоту до хорды витка:

$$\hat{h}_{aa1} = 1 \cdot 0,9 + 0,5 \cdot 1,405 \cdot \tan\left(0,5 \cdot \frac{a \sin(1,405 \cdot \sin(6,34^\circ))}{8,1}\right) = 0,907 \text{ мм}$$

Диаметр измерительного ролика должен соответствовать условию (П 4.40):

$$D_1 \geq 1,67 \cdot m_{x1}. \quad (\text{П 4.40})$$

Подставив значение модуля червяка, выражение (П 4.40) примет вид:

$$D_1 \geq 1,67 \cdot 0,9$$

Диаметр измерительного ролика с учётом технологических соображений $D_1 = 1,553$.

Таким образом, условие (П 4.40) выполняется:

$$1,553 \geq 1,503$$

Размер червяка по роликам рассчитывается по формуле (П 4.41):

$$M_1 = d_1 - (p_1 - \hat{S}_1 \cdot m_{x1}) \cdot \frac{\cos(\gamma_1)}{\tan(\alpha_{n1})} + D_1 \cdot \left(\frac{1}{\sin(\alpha_{n1})} + 1\right). \quad (\text{П 4.41})$$

Используя формулу (П 4.41), размер червяка по роликам:

$$\begin{aligned} M_1 &= 8,1 - (2,827 - 1,571 \cdot 0,9) \cdot \frac{\cos(6,34^\circ)}{\tan(19,0075^\circ)} + 1,553 \cdot \left(\frac{1}{\sin(19,0075^\circ)} + 1\right) \\ &= 10,343 \text{ мм} \end{aligned}$$

Приложение 4.3. Контролируемые и измерительные параметры зубчатого колеса

Постоянная хорда, выраженная в долях модуля, определяется по ГОСТ 16532–70 [54]:

$$\hat{S}_{c2} = 0,4166$$

Таким образом, постоянная хорда рассчитывается по формуле (П 4.42):

$$\hat{S}_{c2} = \hat{S}_{c2} \cdot m_{n2}. \quad (\text{П 4.42})$$

Используя выражение (П 4.42), постоянная хорда:

$$\hat{S}_{c2} = 0,4166 \cdot 0,9 = 0,375 \text{ мм}$$

Расстояние постоянной хорды от делительной окружности, выраженное в долях модуля, определяется по ГОСТ 16532–70 [54]:

$$\hat{h}_{\Delta 2} = 0,075$$

Высота до постоянной хорды рассчитывается по выражению (П 4.43):

$$\hat{h}_{c2} = 0,5 \cdot (d_{a2} - d_2) - \hat{h}_{\Delta 2} \cdot m_{x1}. \quad (\text{П 4.43})$$

Используя формулу (П 4.43), высота до постоянной хорды:

$$\hat{h}_{c2} = 0,5 \cdot (53,7 - 54,6) - 0,075 \cdot 0,9 = -0,527 \text{ мм}$$

Радиус кривизны разноимённых профилей зуба в точках по ГОСТ 16532–70 [54]:

$$\rho_{s2} = 9,632 \text{ мм}$$

При этом должно выполняться условие (П 4.44):

$$\rho_{s2} \geq \rho_{p2}, \quad (\text{П 4.44})$$

где ρ_{p2} – радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, который определяется по ГОСТ 16532–70 [54]:

$$\rho_{p2} = -10,69 \text{ мм}$$

Таким образом, условие (П 4.44) выполняется:

$$9,632 \geq -10,69$$

Угол профиля в точке на концентрической окружности диаметра $d_x = d + 2xm$ рассчитывается по формуле (П 4.45):

$$\alpha_{x2} = \cos^{-1} \left(\frac{z_2 \cdot \cos(\alpha_{t2})}{z_2 + 2 \cdot x_2 \cdot \cos(\beta_2)} \right). \quad (\text{П 4.45})$$

Используя выражение (П 4.45), угол профиля в точке на концентрической окружности диаметра $d_x = d + 2xm$:

$$\alpha_{x2} = \cos^{-1} \left(\frac{60 \cdot \cos(0,352)}{60 + 2 \cdot (-1,51) \cdot \cos(8,532^\circ)} \right) = 0,158 \text{ рад}$$

Для перевода полученного значения угла профиля в точке на концентрической окружности в градусы воспользуемся формулой (П 4.46):

$$\alpha_{x2\text{гр}} = \alpha_{x2} \cdot \frac{180}{\pi}. \quad (\text{П 4.46})$$

Таким образом, значение угла профиля в точке на концентрической окружности в градусах составляет:

$$\alpha_{x2\text{гр}} = 0,158 \cdot \frac{180}{\pi} \approx 9,053^\circ$$

Условное число зубьев колеса рассчитывается по формуле (П 4.47):

$$z_{k2} = z_2 \cdot \left(\frac{\tan(\hat{\alpha}_{t2}) - \hat{\alpha}_{t2}}{\tan(\alpha_2) - \alpha_2} \right). \quad (\text{П 4.47})$$

Используя выражение (П 4.47), рассчитаем условное число зубьев колеса:

$$z_{k2} = 60 \cdot \left(\frac{\tan(20,41^\circ) - 20,41^\circ}{\tan(20^\circ) - 20^\circ} \right) = 61,977$$

Округлим в меньшую сторону полученное значение условного числа зубьев до целого числа:

$$\hat{z}_{k2} = 61$$

Число зубьев в общей длине нормали рассчитывается по формуле (П 4.48):

$$\hat{z}_{Wr2} = 0,5 + z_{k2} \cdot \frac{\cos^{-1} \left(\frac{z_{k2} \cdot \cos(\alpha_2)}{(z_{k2} + 2 \cdot x_2)} \right)}{\pi}. \quad (\text{П 4.48})$$

Используя формулу (П 4.48), рассчитываем значение числа зубьев в общей длине нормали:

$$\hat{z}_{Wr2} = 0,5 + 61,977 \cdot \frac{\cos^{-1}\left(\frac{61,977 \cdot \cos(20^\circ)}{(61,977 + 2 \cdot (-1,51))}\right)}{\pi} = 3,581$$

Округляем в большую сторону полученное значение числа зубьев в длине общей нормали до целого числа:

$$z_{Wr2} = 4$$

Далее рассчитываем значение длины общей нормали по формуле (П 4.49):

$$W_2 = m_{n2} \cdot \left(\left(\pi \cdot z_{Wr2} - \frac{\pi}{2} \right) + ((\tan(\alpha_2) - \alpha_2) \cdot \hat{z}_{k2}) \cdot \cos(\alpha_2) + \right. \\ \left. + 0,014 \cdot (z_{k2} - \hat{z}_{k2}) + 1,123 \cdot x_2 \right). \quad (\text{П 4.49})$$

Подставив значения в формулу (П 4.49), длина общей нормали:

$$W_2 = 0,9 \cdot \left(\left(3,14159 \cdot 4 - \frac{3,14159}{2} \right) + ((\tan(20^\circ) - 20^\circ) \cdot 61) \cdot \cos(20^\circ) + \right. \\ \left. + 0,014 \cdot (61,977 - 61) + 1,123 \cdot (-1,51) \right) = 9,151 \\ E_{wms} = -0,025 \\ E_{wmi} = -0,055$$

Степень точности 7-F, допуск зубчатых передач регламентирован ГОСТ 1643–81 [55]. В том числе на длину общей нормали назначается допуск в зависимости от вида сопряжения и нормы бокового зазора.

Максимальная длина общей нормали:

$$W_{b2} = 52,499 \text{ мм}$$

Для косозубых зубчатых передач должно выполняться дополнительное условие (П 4.50):

$$W_2 \leq \frac{b_2}{\sin(\beta_{b2})}, \quad (\text{П 4.50})$$

где β_{b2} – основной угол наклона, который определяется по выражению (П 4.51) [54]:

$$\beta_{b2} = \sin^{-1}(\sin(\beta_2) \cdot \cos(\alpha_2)). \quad (\text{П 4.51})$$

Подставив известные значения в формулу (П 4.51), определим основной угол наклона:

$$\beta_{b2} = \sin^{-1}(\sin(8,532^\circ) \cdot \cos(20^\circ)) = 0,141 \text{ рад}$$

Таким образом, условие (П 4.50) выполняется:

$$9,151 \leq 52,682$$

Радиус кривизны профиля рассчитывается по формуле (П 4.52):

$$\rho_{W2} = \frac{0,5 \cdot W_2}{\cos(\beta_{b2})}. \quad (\text{П 4.52})$$

Используя формулу (П 4.52), определяем значение радиуса кривизны профиля:

$$\rho_{W2} = \frac{0,5 \cdot 9,151}{\cos(0,141)} = 4,622 \text{ мм}$$

Далее определим угол профиля зуба в точке на окружности вершин по формуле (П 4.53) [54]:

$$\alpha_{a2} = \cos^{-1}\left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}}\right). \quad (\text{П 4.53})$$

Используя формулу (П 4.53), рассчитаем значение угла профиля зуба в точке на окружности вершин колеса:

$$\alpha_{a2} = \cos^{-1}\left(\frac{51,255}{53,7}\right) = 0,303 \text{ рад}$$

Значение угла профиля зуба в точке на окружности вершин колеса в градусах:

$$\hat{\alpha}_{a2} = 17,3606^\circ$$

Затем, определим значение угла профиля зуба в точке на окружности вершин червяка по формуле (П 4.54):

$$\alpha_{a1} = \cos^{-1}\left(\frac{d_{b1}}{d_{a1}}\right). \quad (\text{П 4.54})$$

Используя формулу (П 4.54), рассчитаем значение угла профиля зуба в точке на окружности вершин червяка:

$$\alpha_{a1} = \cos^{-1} \left(\frac{6,32}{9,9} \right) = 0,878 \text{ рад}$$

Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке колеса рассчитывается по формуле (П 4.55):

$$\rho_{a2} = 0,5 \cdot d_{a2} \cdot \sin(\hat{\alpha}_{a2}). \quad (\text{П 4.55})$$

Таким образом, рассчитываем по выражению (П 4.55) радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке колеса:

$$\rho_{a2} = 0,5 \cdot 53,7 \cdot \sin(17,3606) = 8,012 \text{ мм}$$

Возможность измерения длины общей нормали определяется по условию (П 4.56):

$$\rho_{p2} < \rho_{w2} < \rho_{a2}. \quad (\text{П 4.56})$$

Таким образом, условие измерения длины общей нормали (П 4.56) выполняется:

$$-10,69 < 4,622 < 8,012$$

Диаметр измерительного шарика должен соответствовать условию (П 4.57):

$$D_2 \geq 1,7 \cdot m_{n2}. \quad (\text{П 4.57})$$

Подставив значение модуля колеса, выражение (П 4.57) примет вид:

$$D_2 \geq 1,7 \cdot 0,9$$

Диаметр измерительного шарика с учётом технологических соображений $D_2 = 1,588$.

Таким образом, условие (П 4.57) выполняется:

$$1,588 \geq 1,53$$

Инволюта угла профиля в точке на концентрической окружности зубчатого колеса, проходящий через центр шарика, рассчитывается по формуле (П 4.58):

$$\text{inv}\alpha_{D2} = \frac{D_2}{z_2 \cdot m_{n2} \cdot \cos(\alpha_2)} + \text{inv}\alpha_{t2} - \left(\frac{\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_2 \cdot \tan(\alpha_2)}{z_2} \right). \quad (\text{П 4.58})$$

Используя формулу (П 4.58), определим инволюту угла профиля в точке на концентрической окружности зубчатого колеса, проходящий через центр шарика:

$$\operatorname{inv}\alpha_{D_2} = \frac{1,588}{60 \cdot 0,9 \cdot \cos(20^\circ)} + 0,015 - \left(\frac{\frac{\pi}{2} - 2 \cdot (-1,51) \cdot \tan(20^\circ)}{60} \right) = 0,002$$

Значение угла профиля в точке на концентрической окружности зубчатого колеса, проходящей через центр шарика, в градусах:

$$\alpha_{D_2} = 10,6842^\circ$$

Диаметр окружности, проходящей через центр шарика, рассчитывается по формуле (П 4.59):

$$d_{D_2} = d_2 \cdot \frac{\cos(\alpha_{t_2})}{\cos(\alpha_{D_2})}. \quad (\text{П 4.59})$$

Определяем значение диаметра окружности, проходящей через центр шарика, по формуле (П 4.59):

$$d_{D_2} = 54,6 \cdot \frac{\cos(0,352)}{\cos(10,6842^\circ)} = 52,159 \text{ мм}$$

Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев по формуле (П 4.60):

$$\rho_{M_2} = 0,5 \cdot \left(d_{b_2} \cdot \tan(\alpha_{D_2}) - \frac{D_2}{\cos(\beta_{b_2})} \right). \quad (\text{П 4.60})$$

Используя формулу (П 4.60), определяем радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности шарика с главными поверхностями зубьев:

$$\rho_{M_2} = 0,5 \cdot \left(51,255 \cdot \tan(10,6842^\circ) - \frac{1,588}{\cos(0,141)} \right) = 4,033 \text{ мм}$$

При этом должно выполняться условие (П 4.61):

$$\rho_{p_2} < \rho_{M_2} < \rho_{a_2}. \quad (\text{П 4.61})$$

Таким образом, условие (П 4.61) соблюдается:

$$-10,69 < 4,033 < 8,012$$

Размер по шарикам определяется по формуле (П 4.62):

$$M_2 = d_{D_2} + D_2. \quad (\text{П 4.62})$$

Подставив известные значения в формулу (П 4.62), размер по шарикам:

$$M_2 = 52,159 + 1,588 = 53,747 \text{ мм}$$

Необходимо отдельно отметить, что должны соблюдаться условия (П 4.63) и (П 4.64):

$$d_{D2} + D_2 > d_{a2}; \quad (\text{П 4.63})$$

$$d_{D2} - D_2 > d_{f2}. \quad (\text{П 4.64})$$

Условия (П 4.63) и (П 4.64) соблюдаются:

$$53,747 > 53,7$$

$$50,571 > 49,65$$

Нормальная толщина зуба по делительной окружности рассчитывается по формуле (П 4.65):

$$\hat{S}_{n2} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \tan(\alpha_2) \right) \cdot m_{n2}. \quad (\text{П 4.65})$$

Используя формулу (П 4.65), определим значение нормальной толщины зуба по делительной окружности:

$$\hat{S}_{n2} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot (-1,51) \cdot \tan(20^\circ) \right) \cdot 0,9 = 0,424 \text{ мм}$$

Приложение 4.4. Проверка качества зацепления по геометрическим показателям зубчатого колеса

Проверка качества зацепления по геометрическим показателям позволяет на этапе проектирования передачи предотвратить подрезание или заострение зуба, которые в процессе эксплуатации могут привести к его ослаблению и дальнейшему излому.

Коэффициент наименьшего смещения рассчитывается по формуле (П 4.66):

$$x_{min2} = \hat{h}_{l2} - \hat{h}_{a2} - \frac{z_2 \cdot (\sin(\alpha_{t2}))^2}{2 \cdot \cos(\beta_2)} - \hat{c}_2, \quad (\text{П 4.66})$$

где $\hat{c}_2 = 0,25$ – коэффициент радиального зазора у поверхности впадин.

Используя формулу (П 4.66), определим значение коэффициента наименьшего смещения:

$$x_{min2} = 2,25 - 1 - \frac{60 \cdot (\sin(0,353))^2}{2 \cdot \cos(8,626^\circ)} - 0,25 = -2,621$$

Условие отсутствия подрезания (П 4.67):

$$x_2 > x_{min2}. \quad (\text{П 4.67})$$

Условие отсутствия подрезания (П 4.67) выполняется:

$$-1,51 > -2,621$$

Диаметр измерительного шарика должен соответствовать условию (П 4.68):

$$\rho_{l2} > 0, \quad (\text{П 4.68})$$

где ρ_{l2} – диаметр измерительного шарика, рассчитываемый по формуле (П 4.69):

$$\rho_{l2} = 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin(\alpha_{t2}) - \left(\frac{\hat{h}_{l2} - \hat{h}_{a2} - x_2}{\sin(\alpha_{t2})} \cdot m_{n2} \right). \quad (\text{П 4.69})$$

Используя выражение (П 4.69), рассчитаем значение диаметра измерительного шарика:

$$\rho_{l2} = 0,5 \cdot 54,6 \cdot \sin(0,353) - \left(\frac{2,25 - 1 - (-1,51)}{\sin(0,353)} \cdot 0,9 \right) = 2,244 \text{ мм}$$

Условие (П 4.68) выполняется:

$$2,244 > 0$$

Угол наклона линии вершины зуба рассчитывается по формуле (П 4.70):

$$\beta_{a2} = \tan^{-1} \left(\frac{d_{a2}}{d_2} \cdot \tan(\beta_2) \right). \quad (\text{П 4.70})$$

Используя формулу (П 4.70), угол наклона линии вершины зуба:

$$\beta_{a2} = \tan^{-1} \left(\frac{53,7}{54,618} \cdot \tan(8,626^\circ) \right) = 0,148$$

Нормальная толщина зуба на поверхности вершин определяется по выражению (П 4.71):

$$\hat{S}_{na2} = d_{a2} \cdot \left(\frac{\frac{\pi}{2} + (2 \cdot x_2 \cdot \tan(\alpha_2))}{z_2} + inv\alpha_{t2} - inv\alpha_{m2} \right) \cdot \cos(\beta_{a2}). \quad (\text{П 4.71})$$

Используя формулу (П 4.71), рассчитываем значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин:

$$\hat{S}_{na2} = 53,7 \cdot \left(\frac{\frac{\pi}{2} + (2 \cdot (-1,51) \cdot \tan(20^\circ))}{60} + 0,015 - (-28,324) \right) \cdot \cos(0,148)$$

$$= 0,724 \text{ мм}$$

Условие отсутствия заострения (П 4.72):

$$\hat{S}_{na2} \geq 0,4 \cdot m_{n2}, \quad (\text{П 4.72})$$

где $0,4 \cdot m_{n2}$ – минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев.

Таким образом, условие отсутствия заострения (П 4.72) выполняется:

$$0,724 \geq 0,36$$

Приложение 4.5. Проверка качества зацепления

Коэффициент торцевого перекрытия определяется по выражению (П 4.73):

$$\varepsilon_a = \frac{\rho_{a1} + \rho_{a2} - a_w \cdot \sin \alpha_{tw2}}{P_{Bt}}, \quad (\text{П 4.73})$$

где ρ_{a1} и ρ_{a2} рассчитываются по формулам (П 4.74) и (П 4.75):

$$\rho_{a1} = \sqrt{R_{a1}^2 - R_{b1}^2}; \quad (\text{П 4.74})$$

$$\rho_{a2} = \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2}. \quad (\text{П 4.75})$$

Подставив значения в выражения (П 4.74) и (П 4.75):

$$\rho_{a1} = \sqrt{4,95^2 - 3,16^2} = 5,87 \text{ мм}$$

$$\rho_{a2} = \sqrt{26,85^2 - 25,627^2} = 8,011 \text{ мм}$$

Значение P_{Bt} рассчитывается по выражению (П 4.76):

$$P_{Bt} = \pi \cdot m_{n2} \cdot \cos \gamma_{b1}. \quad (\text{П 4.76})$$

Таким образом:

$$P_{Bt} = \pi \cdot 0,9 \cdot \cos 20^\circ = 2,6569 \text{ мм}$$

Подставив полученные значения в формулу (П 4.73), коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_a = \frac{5,87 + 8,011 - 30 \cdot \sin 18,347^\circ}{2,6569} = 1,67$$

Для косозубых цилиндрических зубчатых передач величина коэффициента торцевого перекрытия по ГОСТ 13755–81 должна быть не менее 1 [56].

Коэффициент осевого перекрытия определяется по формуле (П 4.77):

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \gamma_{w1}}{\pi \cdot m_{n2}} . \quad (\text{П 4.77})$$

Используя формулу (П 4.77), коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{7,425 \cdot \sin 8,532^\circ}{\pi \cdot 0,9} = 0,389$$

Коэффициент перекрытия определяется по формуле (П 4.78):

$$\varepsilon = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta . \quad (\text{П 4.78})$$

Таким образом, значение коэффициента перекрытия по формуле (П 4.78):

$$\varepsilon = 1,67 + 0,389 = 2,059$$

Приложение 4.6. Кинематический и энергетический расчёт привода

КПД проектируемого привода без учёта потерь на электродвигателе рассчитывается по выражению (П 4.79):

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} \cdot \eta_{\text{п.с.}} , \quad (\text{П 4.79})$$

где $\eta_{\text{ред}} = 0,6$ – предварительный КПД проектируемой зубчатой передачи [57]; $\eta_{\text{п.к.}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения; $\eta_{\text{п.с.}} = 0,96$ – КПД пары подшипников скольжения.

Используя формулу (П 4.79), определяем КПД проектируемого привода:

$$\eta_{\text{пр}} = 0,6 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 0,57$$

Мощность на входном валу P_I принимается равной полезной мощности на валу электродвигателя P_2 , рассчитанной в Приложении 3.

Мощность на выходном валу определяется по выражению (П 4.80):

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{\text{пр}} . \quad (\text{П 4.80})$$

Таким образом, подставив значения в формулу (П 4.80), мощность на выходном валу:

$$P_{II} = 35,13 \cdot 0,57 = 20,02 \text{ Вт}$$

Угловая скорость входного вала рассчитывается по формуле (П 4.81):

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \cdot \quad (\text{П 4.81})$$

Определяем угловую скорость входного вала по выражению (П 4.81):

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 314 \text{ рад/с}$$

Угловая скорость выходного вала рассчитывается по формуле (П 4.82):

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} \cdot \quad (\text{П 4.82})$$

Используя формулу (3.222), угловая скорость выходного вала:

$$\omega_2 = \frac{314}{60} = 5,23 \text{ рад/с}$$

Крутящий момент на входном валу проектируемого привода рассчитывается по формуле (П 4.83):

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot \quad (\text{П 4.83})$$

Подставив известные значения в выражение (П 4.83), величина крутящего момента на входном валу:

$$T_1 = \frac{35,13}{314} = 112 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Крутящий момент на выходном валу косозубого цилиндрического колеса рассчитывается по формуле (П 4.84):

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_{пр} \cdot \quad (\text{П 4.84})$$

Используя формулу (П 4.84), крутящий момент на выходном валу:

$$T_2 = 112 \cdot 60 \cdot 0,57 = 3830,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Результаты кинематического и энергетического расчёта проектируемого привода занесены в таблицу П 4.1.

Таблица П 4.1 – Кинематические и энергетические параметры привода

Номер вала	P , Вт	n , об/мин	T , Н·мм	ω , рад/с
I	35,13	3000	112	314
II	20,02	50	3830,4	5,23

Окружная сила на червяке рассчитывается по формуле (П 4.85):

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}} \cdot \quad (\text{П 4.85})$$

Используя формулу (П 4.85), окружная сила на червяке:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 112}{6} = 37,3 \text{ Н}$$

При этом окружная сила на червяке F_{t1} равна осевой силе на колесе F_{a2} .

Окружная сила на косозубом цилиндрическом зубчатом колесе рассчитывается по выражению (П 4.86):

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d'_2} \cdot \quad (\text{П 4.86})$$

Подставив значения в формулу (П 4.86), окружная сила на цилиндрическом зубчатом колесе:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 3830,4}{54} = 141,87 \text{ Н}$$

Осевая сила на червяке F_{a1} равна по модулю окружной силе на колесе F_{t2} .

Радиальная сила рассчитывается по формуле (П 4.87):

$$F_r = \frac{F_{t2} \cdot \tan \alpha_{tw}}{\cos \gamma_{w1}} \cdot \quad (\text{П 4.87})$$

Таким образом, по формуле (П 4.87) радиальная сила:

$$F_r = \frac{141,87 \cdot \tan 18,347}{\cos 8,532} = 47,57 \text{ Н}$$

Необходимо отметить, что полученное значение радиальной силы F_r равно F_{r1} и F_{r2} .

Результаты расчёта сил, действующих в зацеплении, занесены в таблицу П 4.2.

Таблица П 4.2 – Силы в зацеплении зубчатой передачи

Сила в зацеплении	Значение силы, Н	
	На червяке	На колесе
Окружная	37,3	141,87
Радиальная	47,57	47,57
Осевая	141,87	37,3

Приложение 4.7. Выбор материалов

Для изготовления червяка принимаем конструкционную легированную сталь 40Х с закалкой до твердости 42...48 HRC, пределом прочности $\sigma_{B1} = 900$ МПа и пределом текучести $\sigma_{T1} = 750$ МПа [58].

Ожидаемое значение скорости скольжения рассчитывается по формуле (П 4.88):

$$V_s = \frac{V_o}{\cos \gamma_{w1}}, \quad (\text{П 4.88})$$

где V_o – окружная скорость, которая рассчитывается по выражению (П 4.89):

$$V_o = \omega_2 \cdot R_{b1}. \quad (\text{П 4.89})$$

Таким образом, окружная скорость по формуле (П 4.89):

$$V_o = 314 \cdot 3,16 \cdot 10^{-3} = 0,992 \text{ м/с}$$

Подставив найденное значение в формулу (П 4.88), определим ожидаемую скорость скольжения:

$$V_s = \frac{0,992}{\cos 8,532^\circ} = 1,003 \text{ м/с}$$

В качестве материала для изготовления косозубого цилиндрического зубчатого колеса при $V_s = 1,003$ м/с выбираем полиамид литевой ПА–66 по ОСТ 6–06–369–74, предел прочности $\sigma_{B2} = 80$ МПа при температуре 20°C.

Приложение 4.8. Проверочный расчёт контактных напряжений косозубого цилиндрического колеса

Поскольку у разрабатываемой передачи зубья косозубого цилиндрического колеса изготовлены из более мягкого материала, чем червяк, то последующий проверочный расчёт будет производиться по напряжениям, возникающим в зубьях колеса.

Расчётное контактное напряжение определяется по формуле (П 4.90):

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{q_p}{\pi \cdot \rho_E}}, \quad (\text{П 4.90})$$

где Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колёс, который рассчитывается по выражению (П 4.91):

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 \cdot (1 - \mu_2^2) + E_2 \cdot (1 - \mu_1^2)}}, \quad (\text{П 4.91})$$

где $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ – модуль упругости стали, МПа; $E_2 = 3000$ – модуль упругости полиамида, МПа; $\mu_1 = 0,3$ – коэффициент Пуассона для стали; $\mu_2 = 0,39$ – коэффициент Пуассона для полимера.

Подставив известные значения в формулу (П 4.91), значение коэффициента Z_M :

$$Z_M = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 3000}{2,1 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,39^2) + 3000 \cdot (1 - 0,3^2)}} = 59,94 \text{ МПа}^{-1/2}$$

Суммарная длина контактных линий рассчитывается по выражению (П 4.92):

$$l_\Sigma = \frac{b_2}{\cos \gamma_{w1}} \cdot \varepsilon_a. \quad (\text{П 4.92})$$

Используя формулу (П 4.92), суммарная длина контактных линий:

$$l_\Sigma = \frac{7,425}{\cos 8,532^\circ} \cdot 1,67 = 12,538 \text{ мм}$$

Удельная нагрузка рассчитывается по выражению (П 4.93):

$$q_n = \frac{F_{t2}}{l_{\Sigma} \cdot \cos \alpha_{tw2} \cdot \cos \gamma_{w1}}. \quad (\text{П 4.93})$$

Таким образом, по формуле (П 4.93) удельная нагрузка:

$$q_n = \frac{141,87}{12,538 \cdot \cos 18,347^\circ \cdot \cos 8,532^\circ} = 12,05 \text{ Н/мм}$$

Рабочая удельная нагрузка определяется по выражению (П 4.94):

$$q_p = q_n \cdot K_H, \quad (\text{П 4.94})$$

где K_H – коэффициент нагрузки, рассчитываемый по формуле (П 4.95):

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (\text{П 4.95})$$

где $K_{H\beta} = 1,05$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца; $K_{H\nu} = 1,1$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку [57].

Используя формулу (П 4.95), коэффициент нагрузки:

$$K_H = 1,05 \cdot 1,1 = 1,155$$

Таким образом, по формуле (П 4.94) рабочая удельная нагрузка:

$$q_p = 12,05 \cdot 1,155 = 13,92 \text{ Н/мм}$$

Приведённый радиус кривизны рассчитывается по выражению (П 4.96)

$$\frac{1}{\rho_E} = \frac{2 \cdot \cos(\gamma_{w1})^2}{d'_2 \cdot \sin \alpha_{tw2}}. \quad (\text{П 4.96})$$

Используя формулу (П 4.96), приведённый радиус кривизны:

$$\frac{1}{\rho_E} = \frac{2 \cdot \cos(8,532^\circ)^2}{d'_2 \cdot \sin 18,347^\circ} = 0,115$$

Подставив известные значение в выражение (П 4.90), расчётное контактное напряжение:

$$\sigma_H = 59,94 \cdot \sqrt{\frac{13,92 \cdot 0,115}{\pi}} = 42,79 \text{ МПа}$$

Суммарное число циклов нагружения для косозубого цилиндрического колеса рассчитывается по формуле (П 4.97):

$$N_{\Sigma} = L_h^{TP} \cdot 60 \cdot n_2 \cdot c, \quad (\text{П 4.97})$$

где $c = 1$ – число вхождений в зацепления каждого зуба колеса за один оборот.

Используя формулу (П 4.97), суммарное число циклов нагружения:

$$N_{\Sigma} = 2645,83 \cdot 60 \cdot 50 \cdot 1 = 7,937 \cdot 10^6$$

Эквивалентное число циклов нагружения рассчитывается по выражению (П 4.98):

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \cdot \mu_{HE}, \quad (\text{П 4.98})$$

где $\mu_{HE} = 1$ – при постоянном режиме нагружения.

По формуле (П 4.98) эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{HE} = 7,937 \cdot 10^6 \cdot 1 = 7,937 \cdot 10^6$$

Базовое число циклов нагружения для колеса, изготовленного из полиамида, при проектировочном расчёте принимается равным $N_{H0} = 10^6$.

Предел контактной выносливости, соответствующий заданному числу циклов нагружения, рассчитывается по формуле (П 4.99):

$$\sigma_{Hlimb} = \sigma_{Hlimb}^0 \cdot Z_N, \quad (\text{П 4.99})$$

где $\sigma_{Hlimb}^0 = 75$ – предел выносливости при базовом числе циклов нагружения $N_{H0} = 10^6$, температуре 20°C и консистентной смазке для материала ПА–66, МПа [57]; $Z_N = 1$ – коэффициент долговечности при $N_{HE} > N_{H0}$.

Подставив значения в выражение (П 4.99), предел контактной выносливости:

$$\sigma_{Hlimb} = 75 \cdot 1 = 75 \text{ МПа}$$

Допускаемое контактное напряжение определяется по формуле (П 4.100):

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_{Hmin}} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_x, \quad (\text{П 4.100})$$

где $Z_R, Z_v, Z_L, Z_x = 1$ – коэффициенты для пластмасс, учитывающие влияние шероховатости поверхности, окружной скорости, смазки и размеров [57]; $S_{Hmin} =$

1,5 – минимальный коэффициент безопасности при ограниченном сроке эксплуатации.

Используя выражение (П 4.100), допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = \frac{75}{1,5} \cdot 1 = 50 \text{ МПа}$$

Условие прочности по контактным напряжениям (П 4.101):

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]. \quad (\text{П 4.101})$$

Таким образом, условие прочности по контактным напряжениям (П 4.101) выполняется:

$$42,79 < 50$$

Приложение 4.9. Проверочный расчёт зубьев косозубого цилиндрического колеса на выносливость при изгибе

Действующее напряжение изгиба определяется по формуле (П 4.102):

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta}}{m_{n2} \cdot l_{\Sigma}}, \quad (\text{П 4.102})$$

где $K_{F\beta} = 1,05$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца; $K_{Fv} = 1,1$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку; Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; Y_{β} – коэффициент, учитывающий влияние наклона зубьев.

Эквивалентное число зубьев косозубого цилиндрического колеса определяется по выражению (П 4.103):

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\gamma_{w1})^3}. \quad (\text{П 4.103})$$

Подставив значения в формулу (П 4.103), эквивалентное число зубьев:

$$z_{v2} = \frac{60}{\cos(8,532^\circ)^3} \approx 62$$

Таким образом, по [57] принимаем коэффициент формы зуба $Y_{FS} = 1,4$.

Коэффициент, учитывающий влияние наклона зубьев, рассчитывается по формуле (П 4.104):

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{Y_{w1}}{140}. \quad (\text{П 4.104})$$

Используя выражение (П 4.104), коэффициент, учитывающий влияние наклона зубьев:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{8,532}{140} = 0,94$$

Подставив полученные значения в формулу (П 4.102), действующее напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{141,87 \cdot 1,05 \cdot 1,1 \cdot 1,4 \cdot 0,94}{0,9 \cdot 12,538} = 19,1 \text{ МПа}$$

Принимаем эквивалентное число циклов нагружения $N_{FE} = N_{HE}$ и базовое число циклов нагружения $N_{F0} = N_{H0}$.

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий заданному числу циклов нагружения, рассчитывается по выражению (П 4.105):

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_N \cdot Y_{\tau}, \quad (\text{П 4.105})$$

где $\sigma_{Flimb}^0 = 40$ – предел выносливости при расчёте на изгиб при базовом числе циклов нагружения $N_{F0} = 10^6$ и температуре 20°C для материала ПА–66, МПа [59]; $Y_{\tau} = 1$ – коэффициент, учитывающий частоту нагружения; $Y_N = 1$ – коэффициент долговечности при $N_{FE} > N_{F0}$.

Используя формулу (П 4.105), предел выносливости зубьев при изгибе:

$$\sigma_{Flimb} = 40 \cdot 1 \cdot 1 = 40 \text{ МПа}$$

Допускаемые напряжения при расчёте на выносливость при изгибе рассчитываются по выражению (П 4.106):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} \cdot Y_R \cdot Y_{\delta} \cdot Y_x, \quad (\text{П 4.106})$$

где $Y_R = 1$ – коэффициент для литых пластмассовых колес, учитывающий влияние технологии изготовления; Y_{δ}, Y_x – коэффициенты, учитывающие влияние

абсолютных размеров зубьев и колеса; $S_{Fmin} = 2$ – минимальный коэффициент безопасности при расчёте на изгиб при значении модуля $m < 1$.

Коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров зубьев и колеса, рассчитываются по формулам (П 4.107) и (П 4.108):

$$Y_{\delta} = 1,082 - 0,172 \cdot \log_{10} m_{n2}; \quad (\text{П 4.107})$$

$$Y_x = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot d'_2. \quad (\text{П 4.108})$$

Используя выражения (П 4.107) и (П 4.108), коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров зубьев и колеса:

$$Y_{\delta} = 1,082 - 0,172 \cdot \log_{10} 0,9 = 1,09$$

$$Y_x = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 42 = 1,045$$

Подставив полученные значения в формулу (П 4.106), допускаемые напряжения при расчёте на выносливость при изгибе:

$$[\sigma_F] = \frac{40}{2} \cdot 1 \cdot 1,09 \cdot 1,045 = 22,78 \text{ МПа}$$

Условие прочности при проверке зубьев на выносливость при изгибе (П 4.109):

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]. \quad (\text{П 4.109})$$

Таким образом, условие прочности при проверке зубьев цилиндрического косозубого колеса на выносливость при изгибе выполняется:

$$19,1 \leq 22,78$$

Приложение 4.10. Проверочный расчёт подшипников входного вала

В проектируемом приводе на входном валу расположены три опоры: 2 подшипника качения и 1 подшипник скольжения.

Расчётная схема для определения реакций в опорах входного вала продемонстрирована на рисунке П 4.1.

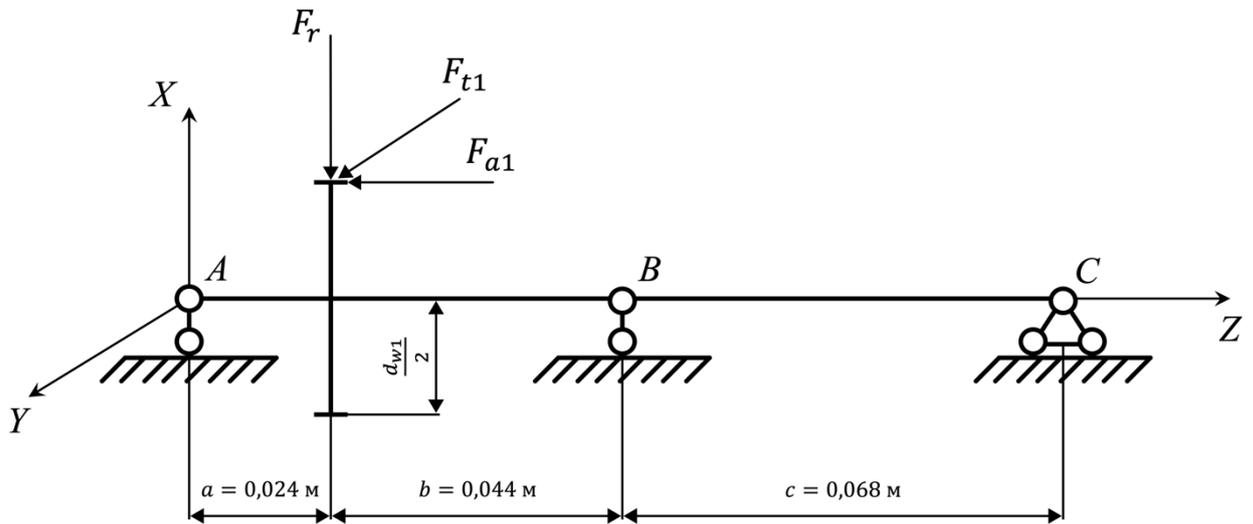


Рисунок П 4.1 – Расчётная схема входного вала

Расчёт будет производиться с помощью метода сил для статически неопределимой системы.

Расчётная схема для нахождения реакций опор в плоскости XZ продемонстрирована на рисунке П 4.2.

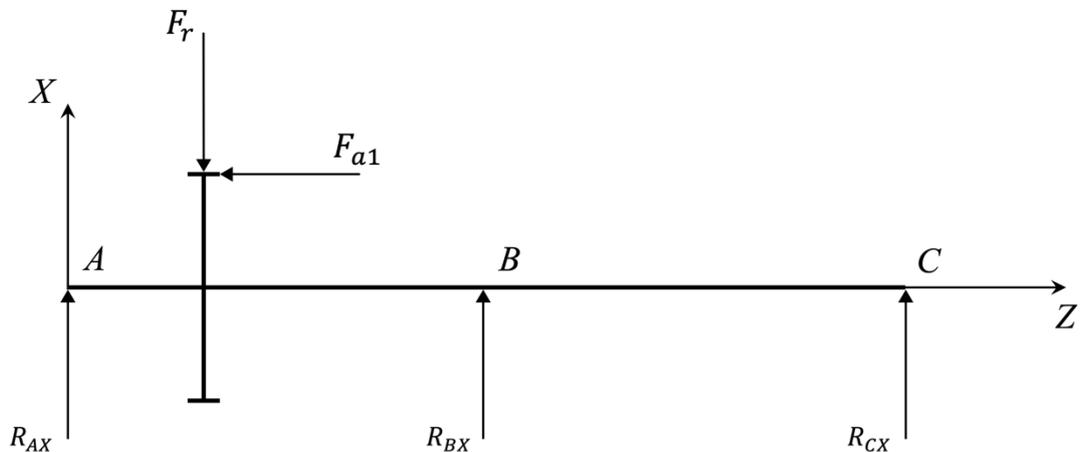


Рисунок П 4.2 – Расчётная схема в плоскости XZ

Момент от осевой силы определяется по выражению (3.250):

$$M_{a1} = \frac{F_{a1} \cdot d_{w1}}{2}. \quad (\text{П 4.110})$$

Подставив известные значения в формулу (П 4.110), момент от осевой силы:

$$M_{a1} = \frac{0,14187 \cdot 0,006}{2} = 0,0004256 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Построим эпюру моментов от единичной силы $X = 1$ кН, приложенной к опоре C в плоскости XZ , продемонстрированную на рисунке П 4.3.

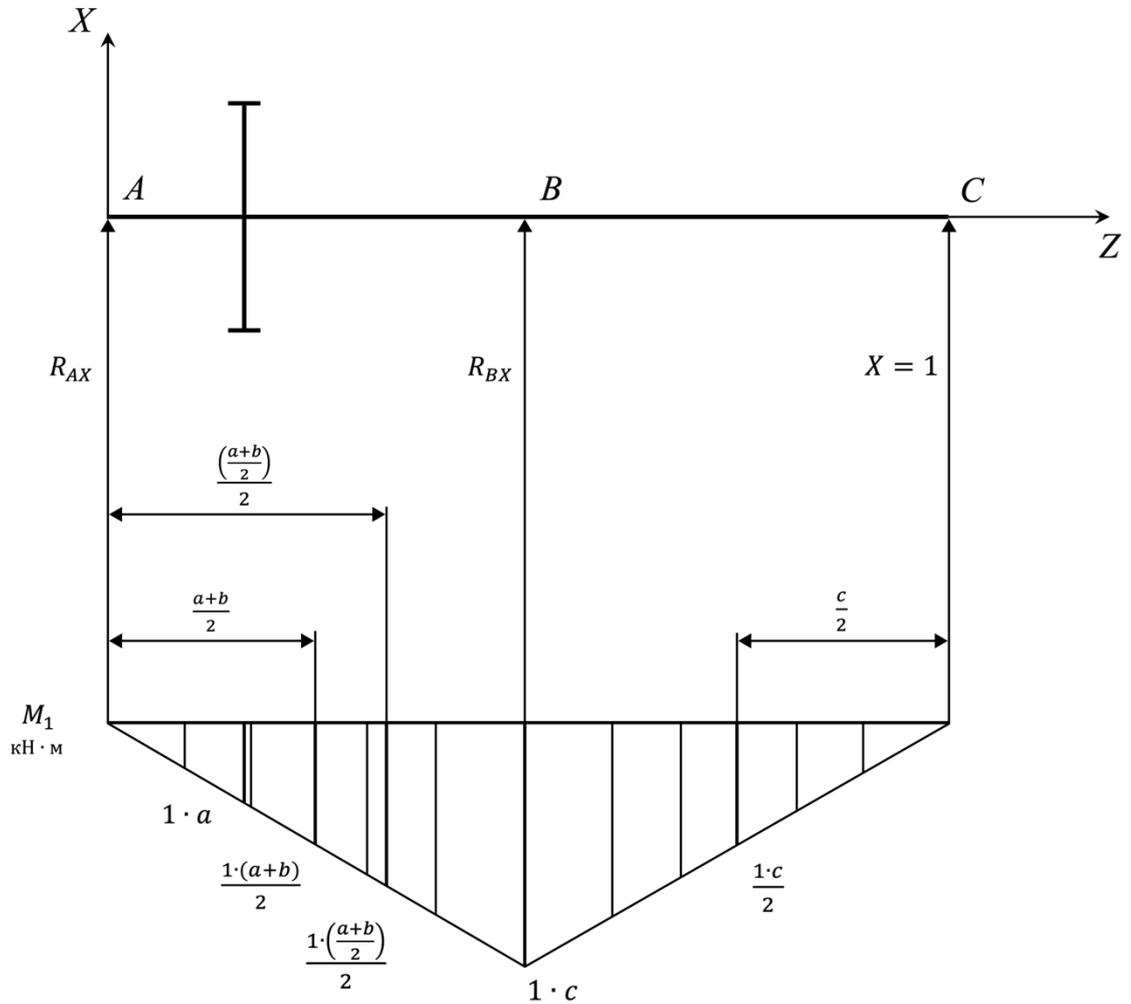


Рисунок П 4.3 – Эпюра моментов от силы $X = 1$ кН в плоскости XZ

Эпюра изгибающих моментов от заданной внешней нагрузки в плоскости XZ продемонстрирована на рисунке П 4.4.

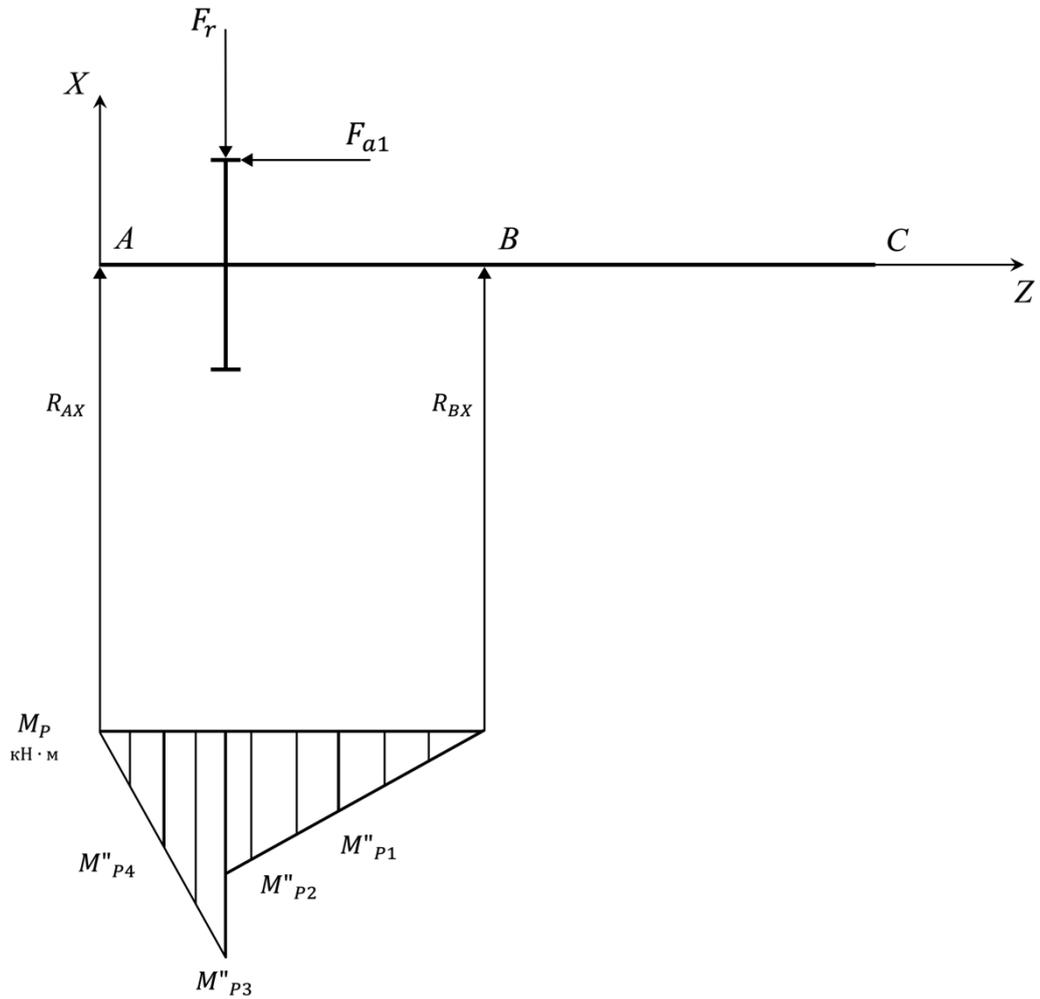


Рисунок П 4.4 – Эпюра моментов от действия сил в плоскости XZ

Изгибающие моменты на эпюре M_p в плоскости XZ занесены в таблицу П 4.3.

Таблица П 4.3 – Моменты на грузовой эпюре в плоскости XZ

Обозначение	Значение момента, кН
$M_{\gg P1}$	$\frac{(F_r \cdot a - M_a)}{(a + b) \cdot \frac{b}{2}} = 0,000232$
$M_{\gg P2}$	$\frac{(F_r \cdot a - M_a)}{(a + b) \cdot b} = 0,000463$
$M_{\gg P4}$	$\frac{(F_r \cdot b + M_a)}{(a + b) \cdot \frac{a}{2}} = 0,000444$
$M_{\gg P3}$	$\frac{(F_r \cdot a + M_a)}{(a + b) \cdot a} = 0,000889$

Каноническое уравнение перемещения в плоскости XZ (П 4.111):

$$\delta_{11} \cdot X + \Delta_{1P} = 0, \quad (\text{П 4.111})$$

где Δ_{1P} – грузовой коэффициент, учитывающий относительное перемещение, вызванное заданной нагрузкой; δ_{11} – коэффициент, учитывающий относительное перемещение от действия силы $X = 1$.

Для определения коэффициентов канонического уравнения запишем интегралы Мора (П 4.112) и (П 4.113):

$$\delta_{11} = \sum_1^n \int_0^L \frac{M_1(Z) \cdot M_1(Z)}{EI} dZ, \quad (\text{П 4.112})$$

где EI – изгибная жесткость.

$$\Delta_{1P} = \sum_1^n \int_0^L \frac{M_1(Z) \cdot M_P(Z)}{EI} dZ. \quad (\text{П 4.113})$$

Вычисления интегралов производим по способу А.Н. Верещагина при $EI = \text{const}$ (П 4.114) и (П 4.115):

$$\delta_{11} = \frac{c}{6 \cdot EI} \cdot \left(0 \cdot 0 + \left(1 \cdot \frac{a+b}{2} \right)^2 \cdot 4 + (1 \cdot c)^2 \right) \cdot 2; \quad (\text{П 4.114})$$

$$\begin{aligned} \Delta_{1P} = & \frac{a}{6 \cdot EI} \cdot \left(0 \cdot 0 + 1 \cdot a \cdot M''_{P4} \cdot 4 + \frac{1 \cdot (a+b)}{2} \cdot M''_{P3} \right) + \\ & + \frac{b}{6 \cdot EI} \cdot \left(1 \cdot a \cdot M''_{2P} + \frac{1 \cdot \left(a + \frac{b}{2} \right)}{2} \cdot M''_{P1} \cdot 4 + 0 \cdot 0 \right). \quad (\text{П 4.115}) \end{aligned}$$

Подставив известные значения в выражения (П 4.114) и (П 4.115), определим коэффициенты канонического уравнения:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \frac{0,068}{6 \cdot EI} \cdot \left(0 \cdot 0 + \left(1 \cdot \frac{0,024 + 0,044}{2} \right)^2 \cdot 4 + (1 \cdot 0,068)^2 \right) \cdot 2 = 0,00021 \text{ кН} \\ \Delta_{1P} &= \frac{0,024}{6 \cdot EI} \cdot \left(0 \cdot 0 + 1 \cdot 0,024 \cdot 0,000444 \cdot 4 + \frac{1 \cdot (0,024 + 0,044)}{2} \cdot 0,000889 \right) + \end{aligned}$$

$$+ \frac{0,044}{6 \cdot EI} \cdot \left(1 \cdot 0,024 \cdot 0,000463 + \frac{1 \cdot \left(0,024 + \frac{0,044}{2} \right)}{2} \cdot 0,000232 \cdot 4 + 0 \cdot 0 \right)$$

$$= 0,003942 \cdot 10^{-4} \text{ кН}$$

Выразим из формулы (П 4.111) значение силы X:

$$X = \frac{-\Delta_{1P}}{\delta_{11}}. \quad (\text{П 4.116})$$

Таким образом, по выражению (П 4.116) значение силы X, равное реакции опоры R_{CX} :

$$X = R_{CX} = \frac{-0,0003942}{0,00021} = -0,00269 \text{ кН}$$

Реакции опор R_{AX} и R_{BX} определяются по формулам (П 4.117) и (П 4.118):

$$R_{AX} = \frac{(F_r \cdot b - M_a - X \cdot c)}{(a + b)}; \quad (\text{П 4.117})$$

$$R_{BX} = \frac{(F_r \cdot a - M_a - X \cdot (a + b + c))}{(a + b)}. \quad (\text{П 4.118})$$

Используя формулы (П 4.117) и (П 4.118), реакции опор R_{AX} и R_{BX} :

$$R_{AX} = \frac{(0,04757 \cdot 0,044 - 0,0004256 - (-0,00269) \cdot 0,068)}{(0,024 + 0,044)} = 0,034345 \text{ кН}$$

$$R_{BX} = \frac{(0,04757 \cdot 0,024 - 0,0004256 - (-0,00269) \cdot (0,024 + 0,044 + 0,068))}{(0,024 + 0,044)}$$

$$= 0,015919 \text{ кН}$$

Расчётная схема для нахождения реакций опор в плоскости YZ продемонстрирована на рисунке П 4.5.

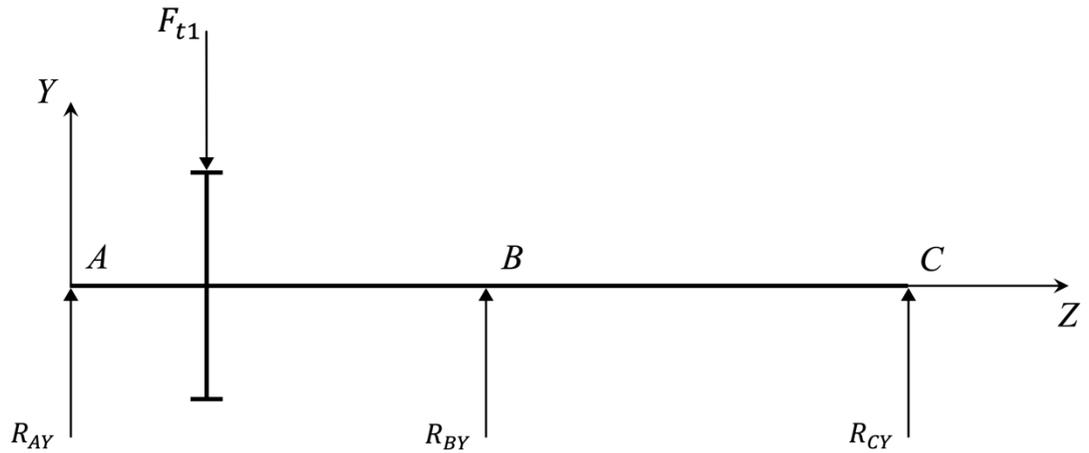


Рисунок П 4.5 – Расчётная схема в плоскости YZ

Построим эпюру моментов от единичной силы $Y = 1$ кН, приложенной к опоре С в плоскости YZ, продемонстрированную на рисунке П 4.6.

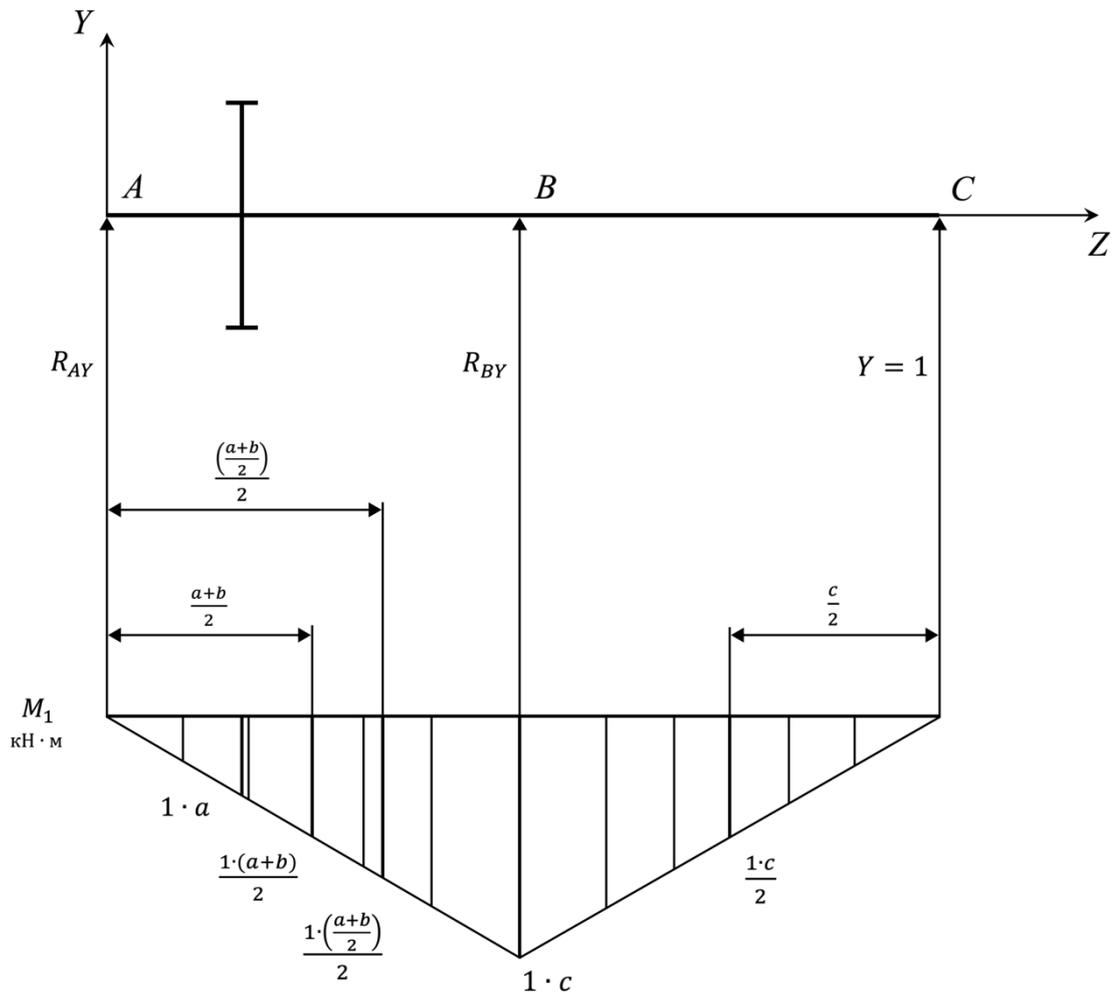


Рисунок П 4.6 – Эпюра моментов от силы $Y = 1$ кН в плоскости YZ

Эпюра изгибающих моментов от заданной внешней нагрузки в плоскости YZ продемонстрирована на рисунке П 4.7.

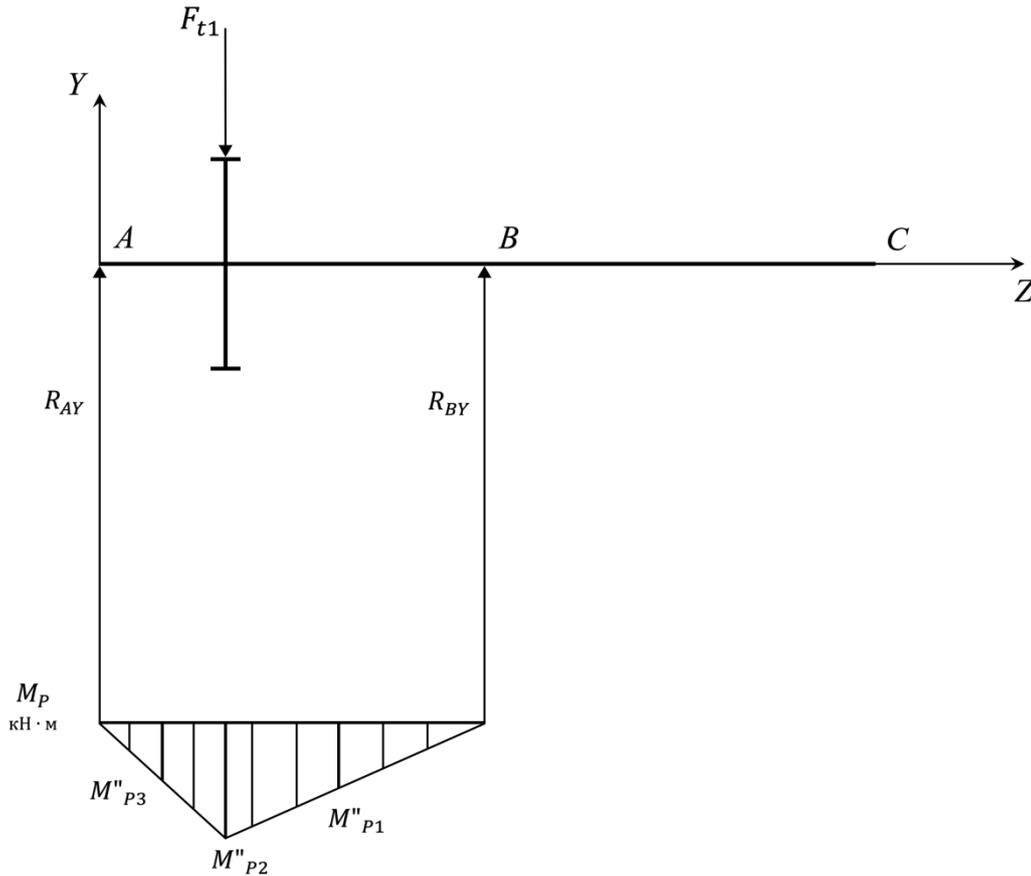


Рисунок П 4.7 – Эпюра моментов от действия сил в плоскости YZ

Изгибающие моменты на эпюре M_p в плоскости YZ занесены в таблицу П 4.4.

Таблица П 4.4 – Моменты на грузовой эпюре в плоскости YZ

Обозначение	Значение момента, кН
M_{p1}	$\frac{(F_{t1} \cdot a)}{(a + b) \cdot \frac{b}{2}} = 0,00029$
M_{p2}	$\frac{(F_{t1} \cdot a)}{(a + b) \cdot b} = 0,000579$
M_{p3}	$\frac{(F_{t1} \cdot b)}{(a + b) \cdot \frac{a}{2}} = 0,00029$

Каноническое уравнение перемещения в плоскости YZ (П 4.119):

$$\delta_{11} \cdot Y + \Delta_{1P} = 0, \quad (\text{П 4.119})$$

где δ_{11} – коэффициент, учитывающий относительное перемещение от действия силы $Y = 1$.

По формуле Мора и способу А.Н. Верещагина (П 4.114) и (П 4.115) определим коэффициенты канонического уравнения для плоскости YZ :

$$\delta_{11} = \frac{0,068}{6 \cdot EI} \cdot \left(0 \cdot 0 + \left(1 \cdot \frac{0,024 + 0,044}{2} \right)^2 \cdot 4 + (1 \cdot 0,068)^2 \right) \cdot 2 = 0,00021 \text{ кН}$$

$$\begin{aligned} \Delta_{1P} &= \frac{0,024}{6 \cdot EI} \cdot \left(0 \cdot 0 + 1 \cdot 0,024 \cdot 0 \cdot 4 + \frac{1 \cdot (0,024 + 0,044)}{2} \cdot 0,00029 \right) + \\ &+ \frac{0,044}{6 \cdot EI} \cdot \left(1 \cdot 0,024 \cdot 0,000579 + \frac{1 \cdot (0,024 + \frac{0,044}{2})}{2} \cdot 0,00029 \cdot 4 + 0 \cdot 0 \right) \\ &= 0,004928 \cdot 10^{-4} \text{ кН} \end{aligned}$$

Выразим из формулы (П 4.119) значение силы Y :

$$Y = \frac{-\Delta_{1P}}{\delta_{11}}. \quad (\text{П 4.120})$$

Таким образом, по выражению (П 4.120) значение силы Y , равное реакции опоры R_{CY} :

$$Y = R_{CY} = \frac{-0,0004928}{0,00021} = -0,00288 \text{ кН}$$

Реакции опор R_{AY} и R_{BY} определяются по формулам (П 4.121) и (П 4.122):

$$R_{AY} = \frac{(F_{t1} \cdot b - Y \cdot c)}{(a + b)}; \quad (\text{П 4.121})$$

$$R_{BY} = \frac{(F_{t1} \cdot a - Y \cdot (a + b + c))}{(a + b)}. \quad (\text{П 4.122})$$

Используя формулы (П 4.121) и (П 4.122), реакции опор R_{AY} и R_{BY} :

$$R_{AY} = \frac{(0,0373 \cdot 0,044 - (-0,00288) \cdot 0,068)}{(0,024 + 0,044)} = 0,021254 \text{ кН}$$

$$R_{BY} = \frac{(0,0373 \cdot 0,024 - (-0,00288) \cdot (0,024 + 0,044 + 0,068))}{(0,024 + 0,044)} = 0,018927 \text{ кН}$$

Суммарные реакции в опорах рассчитываются по выражениям:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}; \quad (\text{П 4.123})$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}; \quad (\text{П 4.124})$$

$$R_C = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2}. \quad (\text{П 4.125})$$

Таким образом, суммарные реакции в опорах входного вала:

$$R_A = \sqrt{0,034345^2 + 0,021254^2} = 0,0404 \text{ кН}$$

$$R_B = \sqrt{0,015919^2 + 0,018927^2} = 0,0247 \text{ кН}$$

$$R_C = \sqrt{(-0,00269)^2 + (-0,00288)^2} = 0,0039 \text{ кН}$$

Произведём расчёт ресурса подшипников качения, установленных на опорах В и С.

В опоре В по диаметру вала предварительно принимаем радиальный шариковый однорядный подшипник 1000900 по ГОСТ 8338-75 с динамической грузоподъемностью $C = 2,08$ кН и основными размерами: внутренний диаметр $d = 10$ мм, наружный диаметр $D = 22$ мм, ширина $B = 6$ мм [60].

Радиальная нагрузка подшипника принимается равной суммарной реакции в опоре В:

$$F_{rB} = R_B = 0,0247 \text{ кН}$$

Осевая нагрузка подшипника $F_{aB} = 0$ кН.

Эквивалентная нагрузка подшипника качения, установленного в опоре В, рассчитывается по формуле (П 4.126):

$$P_{\text{ЭВ}} = F_{rB} \cdot k_{\text{б}} \cdot k_{\text{Т}}, \quad (\text{П 4.126})$$

где $k_{\text{б}} = 1,2$ – коэффициент безопасности; $k_{\text{Т}} = 1$ – температурный коэффициент.

Исходя из выражения (П 4.126), эквивалентная нагрузка подшипника, установленного в опоре В:

$$P_{\text{ЭВ}} = 0,0247 \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,02964 \text{ кН}$$

Долговечность подшипника, установленного в опоре В, рассчитывается по формуле (П 4.127):

$$L_{hB} = a_{B2} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P_{ЭВ}} \right)^p, \quad (\text{П 4.127})$$

где $p = 3$ – показатель степени для шарикоподшипников; $a_{B2} = 0,21$ – коэффициент надёжности.

Подставив значения в формулу (П 4.127), долговечность подшипника, установленного в опоре В:

$$L_{hB} = 0,21 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{2,08}{0,02964} \right)^3 = 403184 \text{ ч}$$

При этом должно выполняться условие (П 4.128):

$$L_{hB} \geq L_h^{\text{ТР}}. \quad (\text{П 4.128})$$

Долговечность работы подшипника, установленного в опоре В, больше прогнозируемого срока службы привода.

$$403184 > 2645,83$$

Таким образом, подшипник 1000900 по ГОСТ 8338–75, расчётный ресурс которого с надёжностью 99 % составляет 403183 ч, целесообразно устанавливать в опоре В.

В опоре С предварительно принимаем радиальный шариковый однорядный подшипник 18 по ГОСТ 8338-75 с динамической грузоподъемностью $C = 3,45$ кН и основными размерами: внутренний диаметр $d = 8$ мм, наружный диаметр $D = 22$ мм, ширина $B = 7$ мм [60].

Радиальная нагрузка подшипника принимается равной суммарной реакции в опоре С:

$$F_{rC} = R_C = 0,0039 \text{ кН}$$

Осевая нагрузка подшипника $F_{aC} = 0,14187$ кН.

Эквивалентная нагрузка подшипника качения, установленного в опоре С, рассчитывается по формуле (П 4.129):

$$P_{ЭС} = (X \cdot F_{rC} + Y \cdot F_{aC}) \cdot k_6 \cdot k_T, \quad (\text{П 4.129})$$

где $X = 0,56$ – коэффициент радиальной нагрузки; $Y = 1,8$ – коэффициент осевой нагрузки.

Исходя из выражения (П 4.129), эквивалентная нагрузка подшипника, установленного в опоре С:

$$P_{\Sigma C} = (0,56 \cdot 0,0039 + 1,8 \cdot 0,14187) \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,3091 \text{ кН}$$

Долговечность подшипника, установленного в опоре С, рассчитывается по формуле (П 4.130):

$$L_{hB} = a_{C2} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P_{\Sigma C}} \right)^p, \quad (\text{П 4.130})$$

где $a_{C2} = 0,62$ – коэффициент надёжности.

Подставив значения в формулу (П 4.130), долговечность подшипника, установленного в опоре С:

$$L_{hB} = 0,62 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{3,45}{0,3091} \right)^3 = 4790 \text{ ч}$$

При этом должно выполняться условие (П 4.131):

$$L_{hC} \geq L_h^{\text{тр}}. \quad (\text{П 4.131})$$

Долговечность работы подшипника, установленного в опоре С, больше прогнозируемого срока службы привода.

$$4790 > 2645,83$$

Таким образом, подшипник 18 по ГОСТ 8338–75, расчётный ресурс которого с надёжностью 95 % составляет 4790 ч, целесообразно устанавливать в опоре С.

Произведём расчёт ресурса подшипника скольжения, установленного на опоре А.

В опоре А предварительно принимаем подшипник скольжения, выполненный из латуни марки ЛМцЖ 52-4-1, основные размеры которого: внутренний диаметр $d = 5$ мм, наружный диаметр $D = 9$ мм, длина $L = 6$ мм [61].

Радиальная нагрузка подшипника принимается равной суммарной реакции в опоре А:

$$F_{rA} = R_A = 0,0404 \text{ кН}$$

Средняя удельная нагрузка на подшипник скольжения, установленный на опоре А, рассчитывается по формуле (П 4.132):

$$p_A = \frac{F_{rA} \cdot 10^3}{d \cdot L}. \quad (\text{П 4.132})$$

Используя выражение (П 4.132), средняя удельная нагрузка на подшипник скольжения, установленный на опоре А:

$$p_A = \frac{0,0404 \cdot 10^3}{5 \cdot 6} = 1,3467 \text{ МПа}$$

Скорость скольжения на поверхности цапфы рассчитывается по формуле (П 4.133):

$$V_A = \frac{\pi \cdot d_{ц1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (\text{П 4.133})$$

где $d_{ц1}$ – диаметр цапфы, который принимается равным внутреннему диаметру подшипника скольжения, мм.

Используя формулу (П 4.133), скорость скольжения на поверхности цапфы:

$$V_A = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 3000}{60 \cdot 10^3} = 0,785 \text{ м/с}$$

Произведение скорости скольжения на поверхности цапфы и средней удельной нагрузки характеризует удельную мощность трения рассматриваемого подшипника:

$$p_A \cdot V_A = 1,3467 \cdot 0,785 = 1,057 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$$

Условия нормальной работоспособности подшипника скольжения (П 4.134) и (П 4.135):

$$p_A \leq [p_A], \quad (\text{П 4.134})$$

где $[p_A] = 4$ – допускаемое значение удельной нагрузки на подшипник скольжения, выполненный из латуни марки ЛМцЖ 52-4-1, МПа.

$$p_A \cdot V_A \leq [p_A V_A], \quad (\text{П 4.135})$$

где $[p_A V_A] = 6$ – допускаемое значение удельной мощности трения для подшипника скольжения, выполненного из латуни марки ЛМцЖ 52-4-1, МПа · м/с.

Условия нормальной работоспособности подшипника скольжения, установленного на опоре А, (П 4.134) и (П 4.135) выполняются:

$$1,3467 \leq 4$$

$$1,057 \leq 6$$

Таким образом, подшипник скольжения, выполненный из материала латуны марки ЛМцЖ 52-4-1, основные размеры которого были указаны выше, целесообразно устанавливать в опору А.

Приложение 4.11. Проверочный расчёт подшипников выходного вала

В проектируемом приводе на выходном валу расположены две опоры: 1 подшипник качения и 1 подшипник скольжения.

Необходимо отдельно отметить, что в проверочном расчёте не будет учитываться пружинка механизма аварийного открывания, поскольку принимается, что данный упругий элемент в большей степени взаимодействует с диском сцепления, а возникающую дополнительную осевую нагрузку воспринимают подшипники.

Расчётная схема для определения реакций в опорах выходного вала продемонстрирована на рисунке П 4.8.

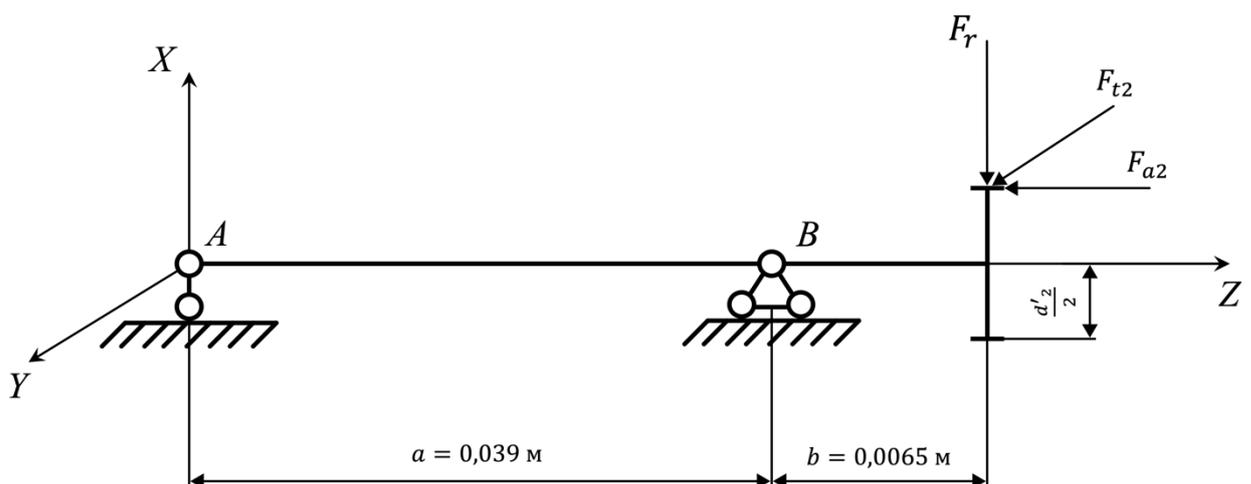


Рисунок П 4.8 – Расчётная схема выходного вала

Расчётная схема для нахождения реакции опор в плоскости XZ продемонстрирована на рисунке П 4.9.

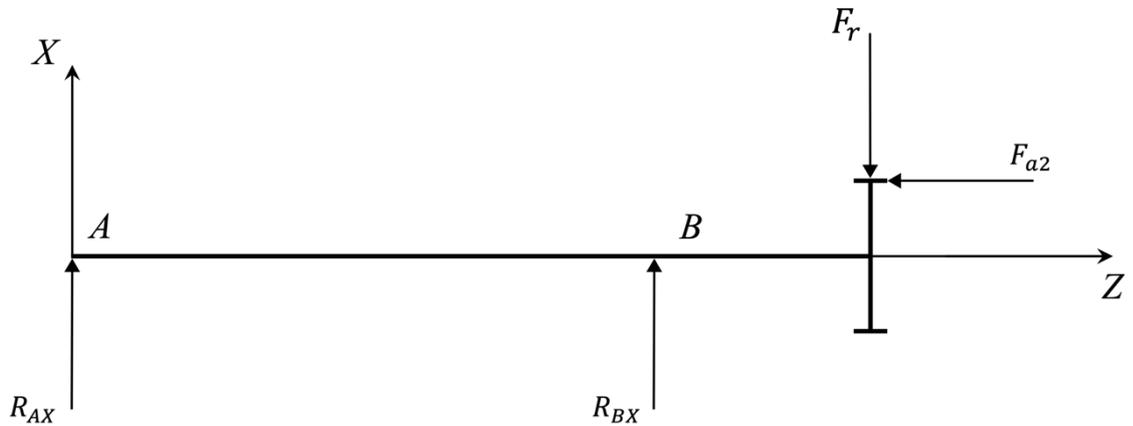


Рисунок П 4.9 – Расчётная схема в плоскости XZ

Момент от осевой силы определяется по формуле (П 4.136):

$$M_a = \frac{F_{a2} \cdot d'_2}{2}. \quad (\text{П 4.136})$$

Используя выражение (П 4.136), момент от осевой силы:

$$M_a = \frac{0,0373 \cdot 0,054}{2} = 0,0010071 \text{ кН}$$

Реакция опоры А в плоскости XZ рассчитывается по формуле (П 4.137):

$$R_{AX} = \frac{(F_r \cdot b - M_a)}{a}. \quad (\text{П 4.137})$$

Подставив известные значения в выражение (П 4.137), реакция опоры А в плоскости XZ:

$$R_{AX} = \frac{(0,04757 \cdot 0,0065 - 0,0010071)}{0,039} = -0,01789 \text{ кН}$$

Реакция опоры В в плоскости XZ рассчитывается по формуле (П 4.138):

$$R_{BX} = \frac{(F_r \cdot (a + b) - M_a)}{a}. \quad (\text{П 4.138})$$

Используя формулу (П 4.138), реакция опоры В в плоскости XZ:

$$R_{BX} = \frac{(0,04757 \cdot (0,039 + 0,0065) - 0,0010071)}{0,039} = 0,02966 \text{ кН}$$

Расчётная схема для нахождения реакций опор в плоскости YZ продемонстрирована на рисунке П 4.10.

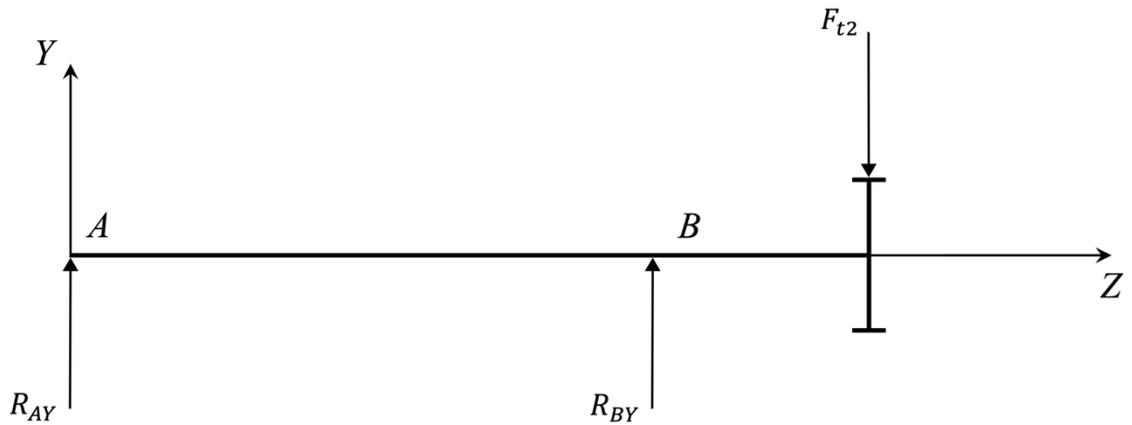


Рисунок П 4.10 – Расчётная схема в плоскости YZ

Реакция опоры А в плоскости YZ рассчитывается по формуле (П 4.139):

$$R_{AY} = \frac{F_{t2} \cdot b}{a}. \quad (\text{П 4.139})$$

Подставив значения в выражение (П 4.139), реакция опоры А в плоскости YZ:

$$R_{AY} = \frac{0,14187 \cdot 0,0065}{0,039} = -0,02365 \text{ кН}$$

Реакция опоры В в плоскости YZ определяется по формуле (П 4.140):

$$R_{BY} = \frac{F_r \cdot (a + b)}{a}. \quad (\text{П 4.140})$$

Используя выражение (П 4.140), реакция опоры В в плоскости YZ:

$$R_{BY} = \frac{0,04757 \cdot (0,039 + 0,0065)}{0,039} = 0,16552 \text{ кН}$$

Суммарные реакции в опорах рассчитываются по выражениям (П 4.141) и (П 4.142):

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}; \quad (\text{П 4.141})$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}. \quad (\text{П 4.142})$$

Таким образом, суммарные реакции в опорах выходного вала:

$$R_A = \sqrt{(-0,01789)^2 + (-0,02365)^2} = 0,0297 \text{ кН}$$

$$R_B = \sqrt{0,02966^2 + 0,16552^2} = 0,1682 \text{ кН}$$

Произведём расчёт ресурса подшипника качения, который установлен на опоре В.

В опоре В по диаметру вала предварительно принимаем радиальный шариковый однорядный подшипник 1000901 по ГОСТ 8338-75 с динамической грузоподъемностью $C = 2,91$ кН и основными размерами: внутренний диаметр $d = 12$ мм, наружный диаметр $D = 24$ мм, ширина $B = 6$ мм [60].

Радиальная нагрузка подшипника принимается равной суммарной реакции в опоре В:

$$F_{rB} = R_B = 0,1682 \text{ кН}$$

Осевая нагрузка подшипника $F_{aB} = 0,0373$ кН.

Эквивалентная нагрузка подшипника качения, установленного в опоре В, рассчитывается по формуле (П 4.143):

$$P_{\text{ЭВ}} = (X \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB}) \cdot k_6 \cdot k_T, \quad (\text{П 4.143})$$

где $X = 0,56$ – коэффициент радиальной нагрузки; $Y = 1,99$ – коэффициент осевой нагрузки.

Исходя из выражения (П 4.143), эквивалентная нагрузка подшипника, установленного в опоре В:

$$P_{\text{ЭВ}} = (0,56 \cdot 0,1682 + 1,99 \cdot 0,0373) \cdot 1,2 \cdot 1 = 0,2021 \text{ кН}$$

Долговечность подшипника, установленного в опоре В, рассчитывается по формуле (П 4.144):

$$L_{hB} = a_{B2} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_{\text{ЭВ}}} \right)^p, \quad (\text{П 4.144})$$

где $a_{B2} = 0,21$ – коэффициент надёжности.

Подставив значения в формулу (П 4.144), долговечность подшипника, установленного в опоре В:

$$L_{hB} = 0,21 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 50} \cdot \left(\frac{2,91}{0,2021} \right)^3 = 208967 \text{ ч}$$

При этом должно выполняться условие (П 4.145):

$$L_{hB} \geq L_h^{\text{TP}}. \quad (\text{П 4.145})$$

Долговечность работы подшипника, установленного в опоре В, больше прогнозируемого срока службы привода.

$$208967 > 2645,83$$

Таким образом, подшипник 1000901 по ГОСТ 8338–75, расчётный ресурс которого с надёжностью 99 % составляет 208967 ч, целесообразно устанавливать в опоре В.

Произведём расчёт ресурса подшипника скольжения, установленного на опоре А выходного вала.

В опоре А предварительно принимаем подшипник скольжения, выполненный из латуни марки ЛМцЖ 52-4-1, основные размеры которого: внутренний диаметр $d = 12$ мм, наружный диаметр $D = 16$ мм, длина $L = 11$ мм [61].

Радиальная нагрузка подшипника принимается равной суммарной реакции в опоре А:

$$F_{rA} = R_A = 0,0297 \text{ кН}$$

Средняя удельная нагрузка на подшипник скольжения, установленный на опоре А, рассчитывается по формуле (П 4.146):

$$p_A = \frac{F_{rA} \cdot 10^3}{d \cdot L}. \quad (\text{П 4.146})$$

Используя выражение (П 4.146), средняя удельная нагрузка на подшипник скольжения, установленный на опоре А:

$$p_A = \frac{0,0297 \cdot 10^3}{12 \cdot 11} = 0,225 \text{ МПа}$$

Скорость скольжения на поверхности цапфы рассчитывается по формуле (П 4.147):

$$V_A = \frac{\pi \cdot d_{ц2} \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}, \quad (\text{П 4.147})$$

где $d_{ц2}$ – диаметр цапфы, который принимается равным внутреннему диаметру подшипника скольжения, мм.

Используя формулу (П 4.147), скорость скольжения на поверхности цапфы:

$$V_A = \frac{\pi \cdot 12 \cdot 50}{60 \cdot 10^3} = 0,0314 \text{ м/с}$$

Произведение скорости скольжения на поверхности цапфы и средней удельной нагрузки характеризует удельную мощность трения рассматриваемого подшипника:

$$p_A \cdot V_A = 0,225 \cdot 0,0314 = 0,007 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$$

Условия нормальной работоспособности подшипника скольжения (П 4.148) и (П 4.149):

$$p_A \leq [p_A], \quad (\text{П 4.148})$$

где $[p_A] = 4$ – допускаемое значение удельной нагрузки на подшипник скольжения, выполненный из латуни марки ЛМцЖ 52-4-1, МПа.

$$p_A \cdot V_A \leq [p_A V_A], \quad (\text{П 4.149})$$

где $[p_A V_A] = 2$ – допускаемое значение удельной мощности трения для подшипника скольжения, выполненного из латуни марки ЛМцЖ 52-4-1, МПа · м/с.

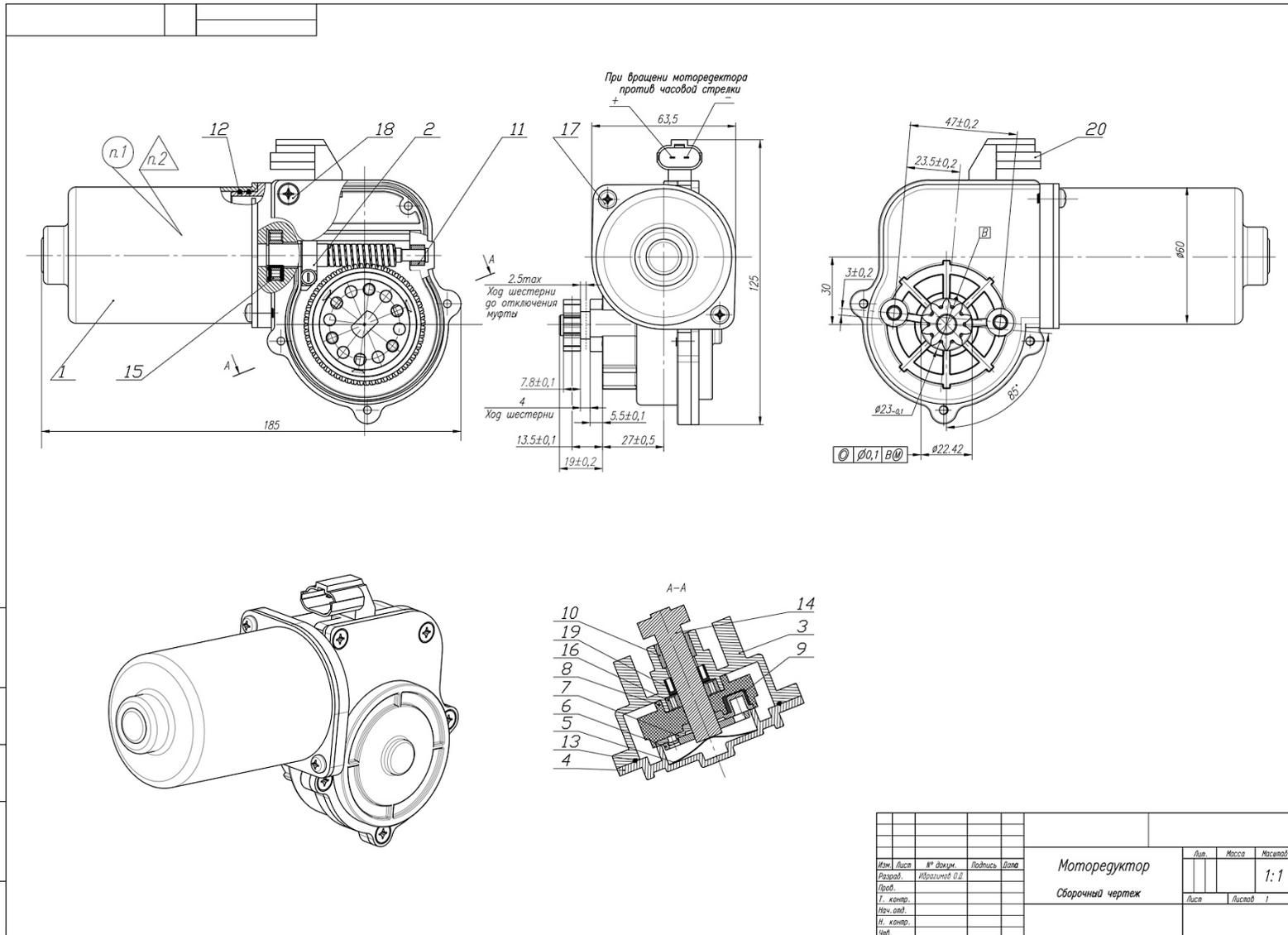
Условия нормальной работоспособности подшипника скольжения, установленного на опоре А, (П 4.148) и (П 4.149) выполняются:

$$0,225 \leq 4$$

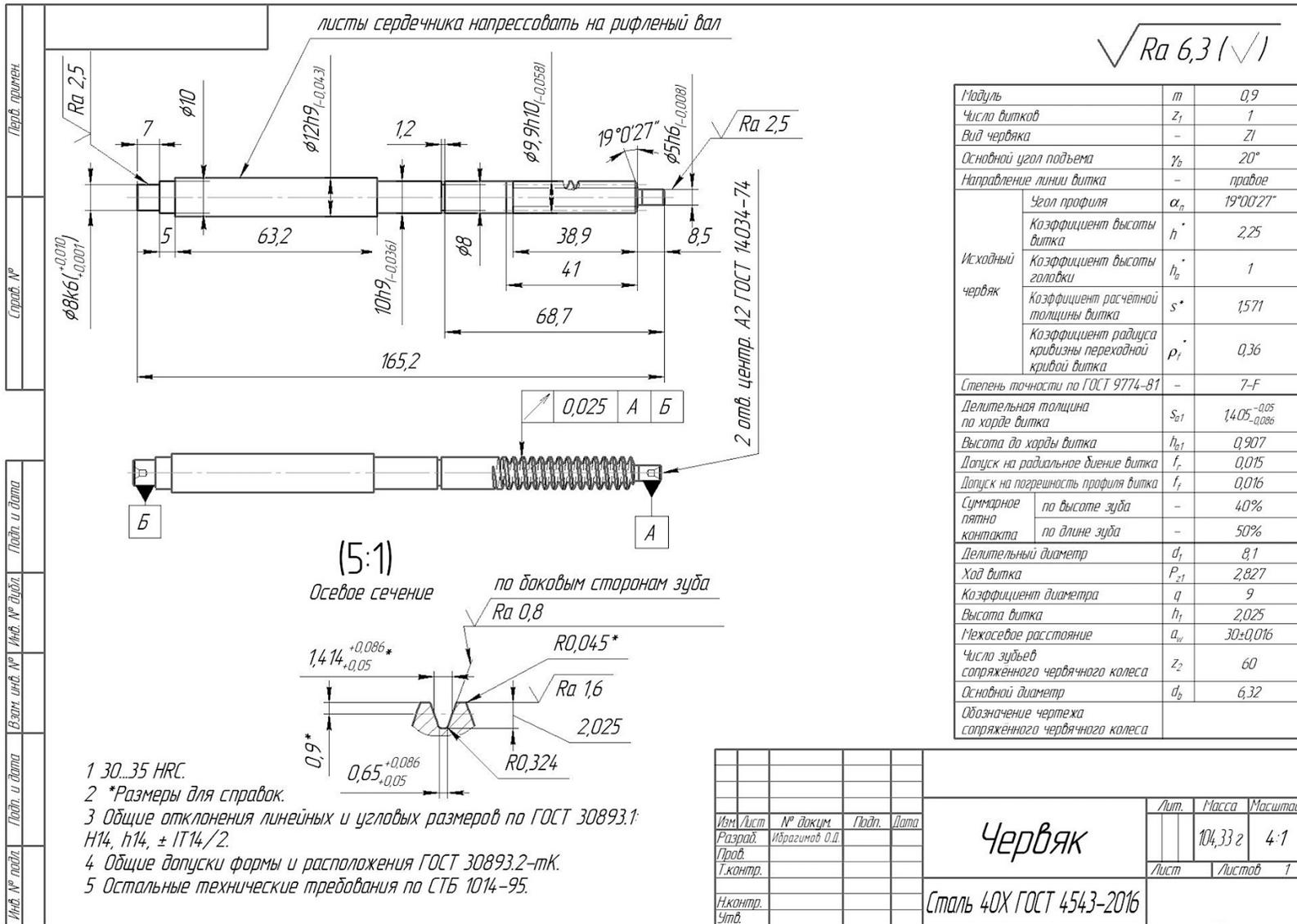
$$0,007 \leq 2$$

Таким образом, подшипник скольжения, выполненный из материала латунь марки ЛМцЖ 52-4-1, основные размеры которого были указаны выше, целесообразно устанавливать в опору А.

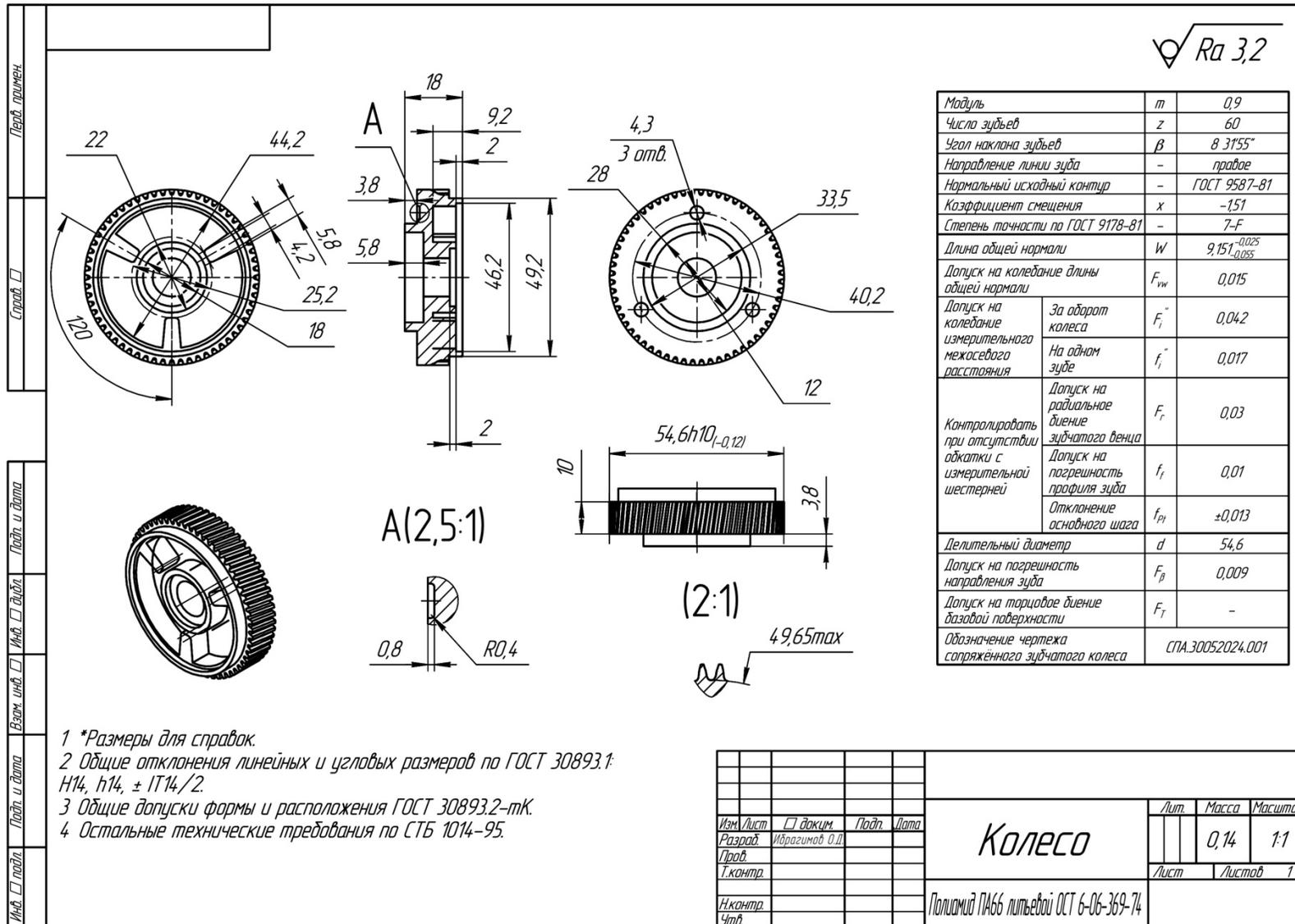
Приложение 5. Сборочный чертеж электромоторедуктора



Приложение 6. Чертеж червяка



Приложение 7. Чертеж косозубого цилиндрического колеса



- *Размеры для справок.
- Общие отклонения линейных и угловых размеров по ГОСТ 30893.1: H14, h14, ± IT14/2.
- Общие допуски формы и расположения ГОСТ 30893.2-тК.
- Остальные технические требования по СТБ 1014-95.

Изм.	Лист	□ док.им.	Подп.	Дата	Колесо	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Ибрагимов Д.Д.						0,14	1:1
Проб.						Лист	Листов	1
Т.контр.						Полиамид ПА66 литевой ОСТ 6-06-369-74		
Н.контр.					Копиравал			
Чтв.					Формат А3			

Приложение 8. Справки о внедрении основных результатов научно-технической деятельности



СПРАВКА О ВНЕДРЕНИИ

Настоящим подтверждаю, что результат научно-технической работы аспиранта кафедры «Теоретическая и общая электротехника» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» Ибрагимова Олега Дамировича - электромоторредуктор универсальный герметичный с улучшенными техническими характеристиками мод. TLA-2107 - включен в конструкторскую документацию автомобиля Соболь NN 4x4 для применения в составе привода стояночного тормоза.

При этом планируется дальнейшее расширение его применяемости на весь модельный ряд автомобилей семейства NN, а также включение в состав привода выдвижной подножки автобусов семейства Next.

Планируемый экономический эффект при внедрении электромоторредуктора на автомобиле NN составит не менее 3,5 млн. руб. / год (в ценах 2024 г.).

Директор по развитию
и обеспечению качества поставок
дирекции по закупкам
ООО «НижКомАвто»



И.Н. Корнеев

16.10.2024

СПРАВКА

О внедрении результатов научно-технической работы

Ибрагимова Олега Дамировича

«Унифицированный электромоторедуктор для АТС»

Настоящим актом подтверждается, что следующие результаты научно-исследовательской работы аспиранта кафедры «Теоретическая и общая электротехника» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» Ибрагимова Олега Дамировича были внедрены в производственную деятельность ООО АЗ «НАЗ»:

- Новая конструкция универсального автомобильного электромоторедуктора с улучшенными техническими характеристиками;
- Формализованные инструменты оценки качества конструкции автомобильного электромоторедуктора.

По результатам опытной сборки разработанная Ибрагимовым О.Д. конструкция универсального моторедуктора была включена в конструкторскую документацию на автомобили ГАЗель НН, ГАЗон НН и Соболь НН 4*4 в качестве привода стояночного тормоза и выдвижной подножки.

Внедрение результатов научно-технической работы Ибрагимова О.Д. позволило достичь экономического эффекта за счет унификации данных изделий на уровне 7,5 млн. руб. в ценах 2024 г.

Начальник управления
производства ДпК
ООО Автозавод НАЗ

качества
Дирекция
по качеству



Е.М. Лукьянов

17.10.2024

СПРАВКА

О внедрении результатов научно-технической работы

Ибрагимова Олега Дамировича

«Унифицированный электродвигатель для АТС»

Настоящей справкой подтверждается, что следующие результаты научно-исследовательской работы аспиранта кафедры «Теоретическая и общая электротехника» ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет» Ибрагимова Олега Дамировича были внедрены в производственную деятельность ООО «Автозавод «НАЗ»:

- Новая конструкция универсального герметичного электродвигателя с улучшенными техническими характеристиками;
- Усовершенствованная методика испытаний автомобильного электродвигателя.

По результатам опытной сборки разработанная Ибрагимовым О.Д. конструкция универсального двигателя была включена в конструкторскую документацию на автомобили Соболь-NN 4x4 в качестве привода стояночного тормоза и ГАЗель-некст в качестве привода выдвижной подножки.

Главный инженер-конструктор, руководитель
направлений коммутационных систем
схемотехники ООО «Объединённый
инженерный центр»



М.В. Каледин

Приложение 9. Патенты на полезную модель

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 222957**ЧЕРВЯЧНЫЙ МОТОР-РЕДУКТОР С УСИЛЕННОЙ
ЗАЩИТОЙ ОТ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ**Патентообладатель: *Ибрагимов Олег Дамирович (RU)*Авторы: *Ибрагимов Олег Дамирович (RU), Козловский
Владимир Николаевич (RU)*Заявка № **2023126881**Приоритет полезной модели **20 октября 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации **25 января 2024 г.**

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает **20 октября 2033 г.**Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*Ю.С. Зубов*

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 221750

**ЧЕРВЯЧНЫЙ БЕЗЛЮФТОВЫЙ МОТОР-РЕДУКТОР
С РЕГУЛИРОВКОЙ УСИЛИЯ ТОРМОЖЕНИЯ**

Патентообладатель: *Ибрагимов Олег Дамирович (RU)*

Авторы: *Ибрагимов Олег Дамирович (RU), Козловский
Владимир Николаевич (RU)*

Заявка № **2023126880**

Приоритет полезной модели **20 октября 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации **21 ноября 2023 г.**

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает **20 октября 2033 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

