ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ -
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
Центральный ордена Трудового Красного Знамени
научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

На правах рукописи

БОКАРЕВ Александр Игоревич

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНДИВИДУАЛЬНОГО РЕГУЛИРУЕМОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Специальность 05.05.03 - Колесные и гусеничные машины

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

кандидат технических наук

Семикин Сергей Николаевич

Москва - 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 5

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРЕДЛАГАЕМЫЕ ПОДХОДЫ ИХ РЕШЕНИЯ 10

1.1 Особенности применения электрических трансмиссий 10

1.2 Анализ существующих подходов при разработке систем распределения потоков мощностей по ведущим колесам 19

1.3 Анализ технических решений повышения эффективности электропривода автотранспортного средства 29

1.4 Анализ состояния вопроса теоретических и практических исследований в области разработки алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом 34

1.4 Описание метода и объекта исследования 42

1.5 Цель и постановка задач исследования 46

1.6 Выводы 47

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ 49

2.1 Математическая модель колёсного движителя 51

2.2 Математическая модель движения автотранспортного средства с тремя степенями свободы 57

2.3 Расчёт динамического перераспределения реакций 61

2.4 Разработка алгоритма управления индивидуальным регулируемым электроприводом 65

2.5 Основные положения методики проведения виртуальных и виртуально-физических испытаний 72

2.6 Разработка режима движения автотранспортного средства для оценки эффективности алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом 75

2.7 Реализация математической модели поступательного движения на электронно-вычислительной машине 81
2.8 Выводы 90
ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ В СРЕДЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ «SIMULINK» ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА «MATLAB» 94
3.1 Адаптивное регулирование крутящих моментов 95
3.2 Регулирование крутящих моментов по принципу работы свободного симметричного дифференциала 97
3.3 Регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения с постоянным трением 99
3.4 Регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения с переменным трением 101
3.5 Регулирование крутящих моментов по способу индивидуального регулирования по сцепным свойствам 103
3.6 Выводы 105
ГЛАВА 4. ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ И ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ЭКСПЕРЕМЕНТАЛЬНОГО АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ 107
4.1 Архитектура системы виртуально-физических испытаний 107
4.2 Описание универсального испытательного стенда 109
4.3 Отладочное программное обеспечение и перечень регистрируемых сигналов с измерительных датчиков 118
4.4 Выводы 121

ГЛАВА 5. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ НА ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ С ПОМОЩЬЮ ТЕХНОЛОГИЙ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ 122

5.1 Адаптивное регулирование крутящих моментов 122

5.2 Регулирование крутящих моментов по принципу работы свободного симметричного дифференциала 125

5.3 Регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения с постоянным трением 128

5.4 Регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения с переменным трением 131

5.5 Регулирование крутящих моментов по способу индивидуального регулирования по сцепным свойствам 134

5.6 Сравнение теоретических данных и данных результатов эксперимента 137

5.7 Сравнительная оценка результатов виртуально-физических стендовых испытаний 139

5.8 Выводы 141

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ 143

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ 146

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 147

АКТЫ ВНЕДРЕНИЯ 159

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. На сегодняшний день автомобильный транспорт является одним из основных потребителей углеводородных источников энергии, что формирует общую проблему повышения эффективности силовых агрегатов автотранспортных средств.

Одним из трендов мирового автомобилестроения является применение комбинированных энергетических установок с электрическими трансмиссиями. Наиболее распространенный тип электрической трансмиссии - индивидуальный регулируемый электропривод (ИРЭ) с электронным управлением через «CAN» интерфейс.

Тенденция использования ИРЭ заставляет решать задачи эффективной реализации электрической энергии. На данный момент уровень технического совершенства области электромашиностроения достиг высоких результатов, однако использование данных результатов в автомобилестроении является недостаточным. Максимальная эффективность может быть достигнута за счёт адаптации системы управления к условиям работы электропривода ведущих колес автотранспортных средств. Таким образом, становится актуальной задача индивидуального управления отдельными приводами колес в зависимости от дорожных условий движения.

Вышеизложенное подтверждает, что выбранная **тема исследования** - «Повышение эффективности индивидуального регулируемого электропривода автотранспортного средства» **является актуальной**.

Цель исследования - повышение эффективности индивидуального регулируемого электропривода за счёт построения оптимального алгоритма управления для условий эксплуатации автотранспортного средства в городском цикле на различном дорожном покрытии.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие задачи:

- проведение анализа исследований в области возможных технических решений повышения эффективности электрических трансмиссий

автотранспортных средств, используемых при разработке алгоритмов и законов управления потоками мощностей колёс для автотранспортных средств с ИРЭ;

- разработка математической модели движения автотранспортного средства с ИРЭ по твердой опорной поверхности с описанием процессов в пятне контакта колеса;

- разработка математической модели алгоритма управления ИРЭ;

- разработка методики сравнительной объективной оценки эффективности электропривода автотранспортного средства;

- проведение сравнительных теоретических исследований эффективности алгоритмов управления крутящими моментами с использованием средств имитационного моделирования и комплекса разработанных математических моделей;

- разработка системы виртуально-физических испытаний, предусматривающей совместное использование комплекса разработанных математических моделей и стендового оборудования для испытания электромашин;

- проведение сравнительных виртуально-физических испытаний по анализу эффективности алгоритмов управления ИРЭ.

Объект исследования - двухконтурный индивидуальный регулируемый электропривод.

Методы исследования. Теоретический и экспериментальный, основанный на использовании основных положений теории автомобилей, методов математического моделирования и вычислительной математики. Теоретическое исследование проведено с использованием пакета «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB». Экспериментальное исследование проведено на универсальном испытательном стенде в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» для испытаний КЭУ с использованием системы виртуально-физических испытаний, которая предусматривает совместное использование комплекса математических моделей и стендовое оборудование для испытания электромашин. Достоверность результатов

эксперимента обуславливается использованием тарированных, поверенных и аттестованных комплексов, измерительных приборов и оборудования.

Научная новизна диссертационной работы:

- разработан алгоритма работы противобуксовочной системы (ПБС) за счёт управления величиной тока двухконтурного ИРЭ для регулирования крутящих моментов на ведущих колёсах без реактивного воздействия рабочей тормозной системы;

- разработана методика сравнительной оценки эффективности электропривода автотранспортного средства с использованием систем виртуально-физических испытаний;

- разработан типовой городской дорожный цикл в комбинации с вероятностным распределением типов дорожных покрытий для оценки эффективности алгоритмов управления ИРЭ автотранспортного средства.

Практическая ценность диссертационной работы:

- реализована система виртуально-физических испытаний, которая предусматривает совместное использование комплекса математических моделей и стендового оборудования ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» для испытания электромашин;

- реализовано экспериментального исследования характеристик эффективности ИРЭ автотранспортного средства с использованием технологий программно-аппаратного моделирования «HILS» (hardware in the loop simulation);

- разработано отладочное программное обеспечение нагрузочных преобразователей и тяговых электроприводов для проведения калибровочных работ и контроля характеристик электроприводов в ходе испытаний.

На защиту выносятся:

- комплекс математических моделей для анализа эффективности алгоритмов управления электроприводом автотранспортного средства;

- математическая модель и структурная блок-схема алгоритма управления ИРЭ;

- методика сравнительной объективной оценки эффективности электропривода автотранспортного средства;

- система виртуально-физических испытаний, которая предусматривает совместное использование комплекса разработанных математических моделей и стендовое оборудование;

- результаты сравнительных теоретических исследований эффективности алгоритмов управления ИРЭ с использованием комплекса разработанных математических моделей и средств имитационного моделирования;

- результаты сравнительных виртуально-физических испытаний по анализу эффективности алгоритмов управления ИРЭ.

Реализация работы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» и ОАО «КАМАЗ» при создании специальных колёсных машин, что подтверждено соответствующими актами внедрения.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушаны и обсуждены:

- на третьей научно-технической конференции «Технологическая платформа, экологически чистый транспорт, зеленый автомобиль» (Россия, г. Москва, 2014 г.);

- на 86-й международной научно-технической конференции ААИ «Конструктивная безопасность автотранспортных средств» (Россия, г. Дмитров, 2014 г.);

- на 89-й международной научно-технической конференции ААИ «Автомобилестроение России: новые вызовы» (Россия, г. Москва, 2015 г.);

- на финале II всероссийского конкурса молодых специалистов автомобильной отрасли «Форсайт авто» 2016 (Россия, г. Санкт-Петербург, 2016 г.);

- на IV международной заочной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин» (Россия, г. Новокузнецк, 2016 г.);

- на 95-й международной научно-технической конференции ААИ «Конструктивная безопасность АТС» (Россия, г. Дмитров, 2016 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 5 печатных работ в научных журналах, сборниках и изданиях, из которых 4 - в изданиях,

рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав основного текста, общих выводов и рекомендаций, заключения и списка использованных источников. Объём диссертационной работы изложен на 158 страницах машинописного текста, включающих 90 рисунков, 18 таблиц и списка использованных источников из 106 наименований.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРЕДЛАГАЕМЫЕ ПОДХОДЫ ИХ РЕШЕНИЯ

Основным препятствием на сегодняшний день для широкого применения электрических трансмиссий является отсутствие обоснованных и отработанных технических требований к трансмиссиям такого типа. Работы по созданию электрических трансмиссий велись в основном в направлении приспособления существующих конструкций электроагрегатов и их систем управления, спроектированных без полного учёта характера и режимов эксплуатации шасси. Поэтому направление разработки и совершенствования электрических трансмиссий находится на стадии активного развития. [1]

1.1 Особенности применения электрических трансмиссий

1.1.1 Автотранспортные средства с комбинированными энергетическими установками

КЭУ автотранспортного средства - это совокупность агрегатов и устройств, имеющая не менее двух двигателей, использующих различные виды энергии для обеспечения его движения. [2]

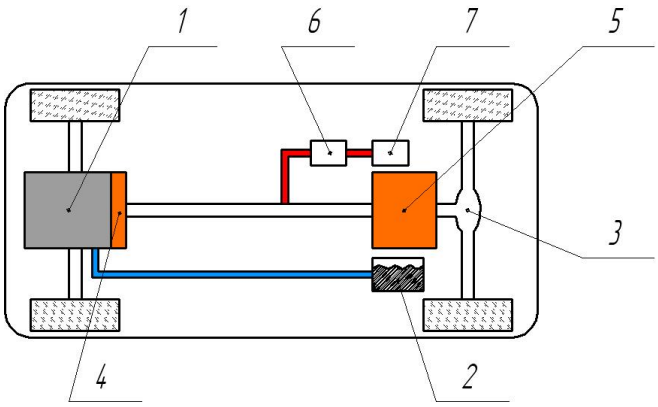
В ходе создания современных комплектов тягового электрооборудования для автотранспорта с КЭУ разработчиками используется несколько типовых структурных подходов. Принципиальным признаком, отличающим различные схемы КЭУ друг от друга, может быть наличие или отсутствие механической связи двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с ведущими колёсами автотранспортного средства.

По своей конструкции схемы КЭУ подразделяются на группы:

- последовательная;
- параллельная;
- дифференциальная;
- последовательно-параллельная.

Ниже данные схемы рассмотрены более подробно.

1) Последовательная схема КЭУ (см. рисунок 1.1).



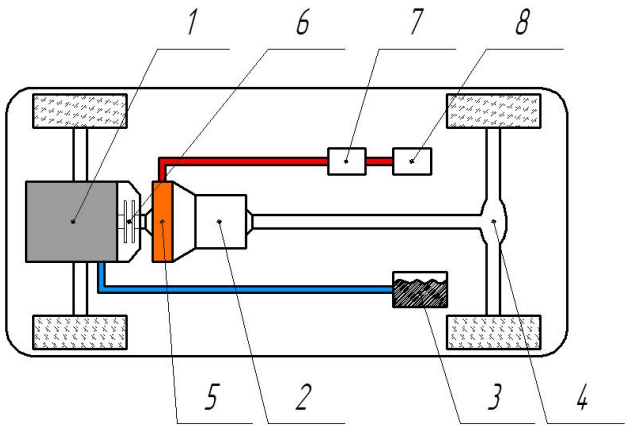
1 - ДВС; 2 - топливный бак; 3 - ведущий мост; 4 - генератор; 5 - обратимая электромашина; 6 - преобразователь; 7 - накопитель электрической энергии.

Рисунок 1.1 - Последовательная схема КЭУ

Принцип работы (см. рисунок 1.1) - Двигатель (1), работая на постоянном режиме минимального удельного расхода, вращает только ротор электрического генератора (4), как правило, переменного тока. В приводе ведущих колёс установлена обратимая электрическая машина (ОЭМ) (5), которая соединена с накопителями электрической энергии (7) (аккумуляторами или конденсаторами). Так как накапливать можно только электроэнергию постоянного тока, то между ними устанавливается преобразователь (6). Схема получила свое название в связи с тем, что энергия последовательно передаётся от ДВС к генератору, ОЭМ и ведущим колёсам.

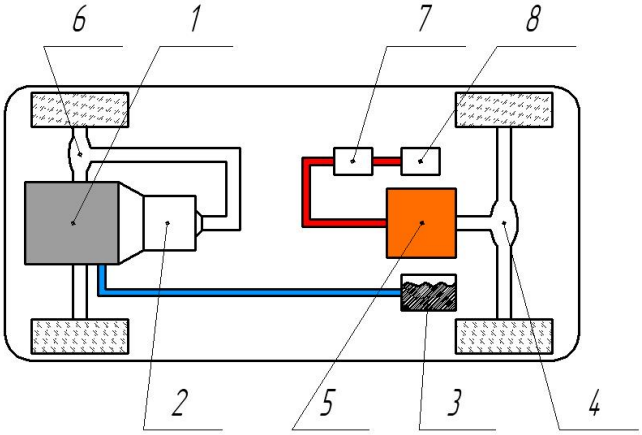
Отличительная черта схемы - отсутствие механической связи ДВС и ведущих колёс автотранспортного средства. Последовательная схема КЭУ редко встречается в трансмиссиях легковых автотранспортных средств, но получила весьма широкое распространение на грузовых автотранспортных средствах и автобусах. По данной схеме выполнены следующие автотранспортные средства: Revolve, Man Lion’s City Hybrid, Лиаз-5292Х, Chevrolet Volt, Ё-мобиль и многие другие.

2) Параллельная схема КЭУ (см. рисунок 1.2).



1 - ДВС; 2 - механический трансформатор крутящего момента; 3 - топливный бак; 4 - ведущий мост; 5 - обратимая электромашина; 6 - автоматическое сцепление; 7 - преобразователь; 8 - накопитель электрической энергии.

- а -



1 - ДВС; 2 - механический трансформатор крутящего момента; 3 - топливный бак; 4 - задний ведущий мост; 5 - обратимая электромашина; 6 - передний ведущий мост; 7 - преобразователь; 8 - накопитель электрической энергии.

- б -

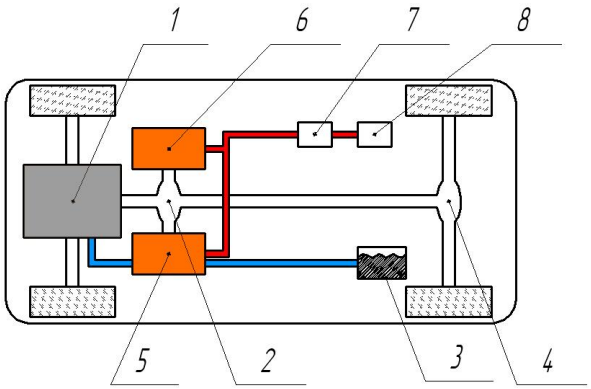
Рисунок 1.2 - Параллельная схема с приводом от ДВС и ОЭМ на общую трансмиссию (а), параллельная схема КЭУ с приводом от ДВС и ОЭМ на разные оси (б)

Принцип работы (см. рисунки 1.2.а и 1.2.б) - ДВС, работающий по характеристике минимальных удельных расходов, через трансмиссию отдаёт энергию ведущим колёсам автотранспортного средства и при избытке его энергии может через ОЭМ (5), работающую в этом случае в режиме генератора, питать накопитель (7). При недостатке энергии ДВС для движения автотранспортного средства дополнительная энергия к ведущим колёсам подводится от ОЭМ, работающей в режиме электромашины.

Параллельная схема КЭУ может быть реализована в двух вариантах исполнения (см. рисунки 1.2.а и 1.2.б). В обоих вариантах исполнения параллельных схем энергия передаётся двумя параллельными потоками, из-за чего

схема и получила своё название. По схеме рисунка 1.2.а выполнены, например, КЭУ автотранспортных средств Audi Q7, BMW ActiveHybrid 7, BMW X3 Efficient Dynamics, BMW X5 Efficient Dynamics, Audi A8 Hybrid, Citroën C4 HDi, Honda Civic Hybrid, Subaru B5-TBH, Volkswagen Golf Hybrid и многие другие. По схеме рисунка 1.2.б выполнены КЭУ автотранспортных средств Saab BioPower, Volkswagen Touareg Hybrid, Audi metroproject quattro, Citroën C-Métisse, Porsche Cayenne Hybrid, Peugeot 3008 Hybrid 4, экспериментальное автотранспортное средство УАЗ-3153 с КЭУ МАМИ-КВАНТ и многие другие.

3) Дифференциальная схема КЭУ.



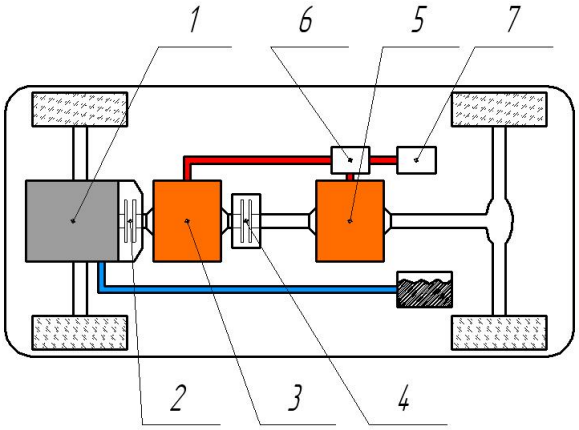
1 - ДВС; 2 - дифференциальный механизм; 3 - топливный бак; 4 - ведущий мост; 5 - генератор; 6 - обратимая электромашина; 7 - преобразователь; 8 - накопитель электрической энергии.

Рисунок 1.3 - Дифференциальная схема КЭУ

Принцип работы (см. рисунок 1.3) - ДВС (1) и две обратимые электромашины (5) и (6) связаны между собой и с ведущим мостом (4) через планетарную передачу (2). Водитель регулирует скорость движения путём воздействия на электронный блок управления, который в зависимости от режима движения и положения педали управления изменяет частоты вращения роторов обратимых электромашин. В результате передаточное число трансмиссии будет изменяться бесступенчато.

По данной схеме выполнены КЭУ автотранспортных средств Toyota Prius, Subaru Hybrid Tourer, Jaguar C-X75, BMW Vision Efficient Dynamics, Lexus RX400h, Lexus LS 600hL, Ford Escape, Daihatsu и многие другие.

4) Последовательно-параллельная схема КЭУ.



1 - ДВС; 2 - соединительная муфта 1; 3 - обратимая электромашина 1; 4 - соединительная муфта 2; 5 - обратимая электромашина 2; 6 - преобразователь электрической энергии; 7 - накопитель электрической энергии; 8 - топливный бак.

Рисунок 1.4 - Последовательно-параллельная схема

Данная схема представляет собой конструктивное объединение двух схем - последовательной и параллельной. Результат сочетает в себе преимущества как последовательной, так и параллельной схем. Может оказаться, что в одних условиях движения автотранспортного средства выгоднее использовать последовательную схему КЭУ, а в других - параллельную. В этом случае необходимо предусмотреть в одной конструкции возможность реализации обеих схем. Характерным примером последовательно-параллельной схемы КЭУ является схема, представленная на рисунке 1.4 (заявка на получение патента на изобретение РФ № 2009141549 от 12.11.2009). В данной схеме предусмотрены две электрические машины, как в последовательной схеме, но для обеспечения механической связи ДВС с ведущими колёсами имеется связующий узел с возможностью размыкания этой связи. ДВС может быть как связан механически с ведущими колесами, так и не связан. Следовательно, схема КЭУ может быть как последовательной, так и параллельной с приводом на общую трансмиссию.

1.1.2 Электромобили

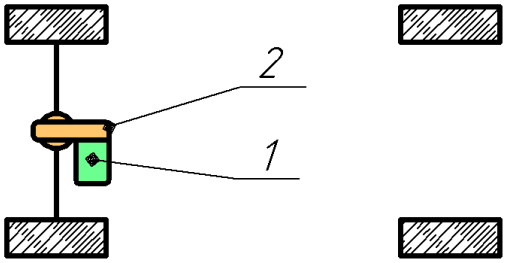
Автотранспортные средства с КЭУ являются промежуточным этапом на пути к созданию автомобиля с полностью электрической трансмиссией - электромобиля. Этот этап даёт возможность отработать ключевые технические компоненты - ёмкие компактные аккумуляторы, оптимизированные системы «повторного использования» энергии, технологию быстрой зарядки от внешних источников, новые электромашины, облегчённые кузова и многое другое. Зарубежная

исследовательская фирма «IDTechEx» произвела прогнозирование развития и популяризации автотранспортных средств с электрической трансмиссией в период с 2012 года по 2023 год. Результаты исследования представлены на рисунке 1.5. Эти данные отражают ускоренный рост развития автотранспортных средств с электрической трансмиссией и по результатам исследования автотранспортные средства с КЭУ постепенно замещаются полностью электрифицированным автотранспортом [2].

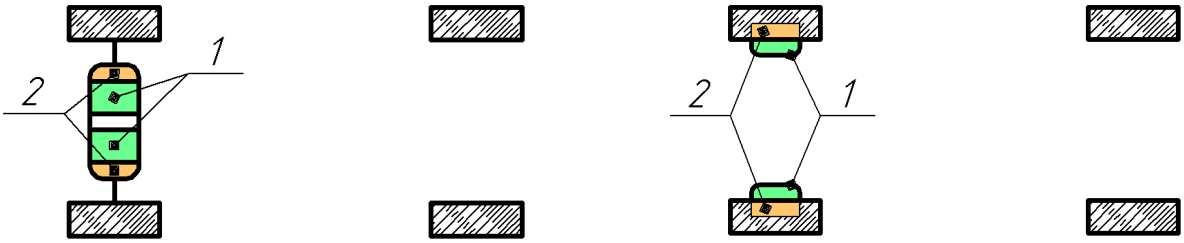
Рисунок 1.5 - Результаты прогноза исследовательской фирмы «IDTechEx»

Основными компоновочными схемами электромобилей являются:

1) Переднеприводная компоновочная схема электромобиля (см. рисунок 1.6), когда электромашина расположена спереди и ведущими колёсами являются передние.



- а -



- б - - в -

Рисунок 1.6 - Особенности переднеприводных компоновочных схем: традиционный дифференциальный электропривод (а), индивидуальный тип привода с подрессоренными электроприводами (б), индивидуальный тип привода с неподрессоренными электроприводами (в)

1 - электромотор; 2 - редуктор

Большинство электромобилей, выпускаемых в настоящее время, спроектированы по переднеприводной компоновочной схеме с передним расположением электромашины. Такие автотранспортные средства выпускаются во всех классах - от особо малого до высшего. Переднеприводные компоновочные схемы электромобилей могут отличаться в зависимости от количества электромашин и их компоновки:

- традиционный дифференциальный электропривод (см. рисунок 1.6.а), где подвод мощности к ведущим колёсам осуществляется через последовательную механическую связь электромашины и редуктора сразу на два колеса;

- индивидуальный тип привода с подрессоренными электроприводами (см. рисунок 1.6.б), где подвод мощности к ведущим колёсам осуществляется отдельно на каждое колесо, схема может быть спроектирована с редуктором и без;

- индивидуальный тип привода с неподрессоренными электроприводами (см. рисунок 1.6.в), где подвод мощности к ведущим колёсам осуществляется отдельно на каждое колесо, схема может быть спроектирована с редуктором и без.

По данной схеме спроектированы следующие серийные электромобили: Volkswagen E-Golf, Chevrolet Spark EV, Fiat 500e, Nissan Leaf, Mercedes Benz B-class Electric Drive, Kia Soul EV, Ford Focus EV, Tazzari, Chevrolet Bolt EV и многие другие.

2) Заднеприводная компоновочная схема электромобиля (см. рисунок 1.7), когда электромашина расположена сзади и ведущими являются задние колёса.

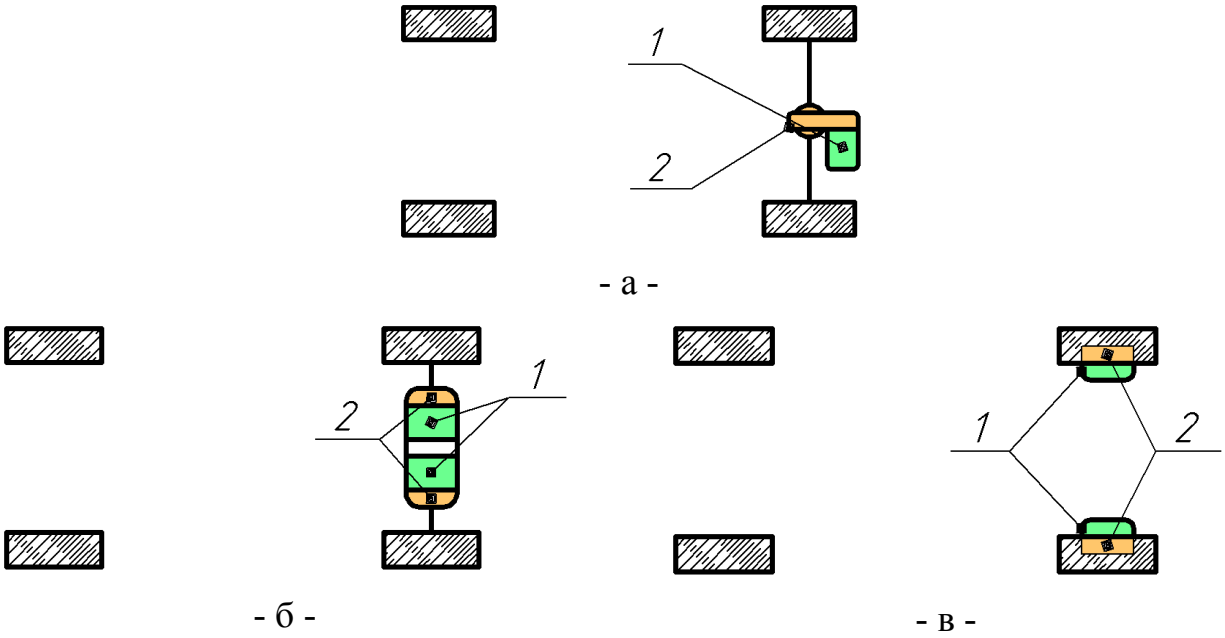


Рисунок 1.7 - Особенности заднеприводных компоновочных схем: традиционный дифференциальный электропривод (а), индивидуальный тип привода с подрессоренными электроприводами (б), индивидуальный тип привода с неподрессоренными электроприводами (в)

1 - электромотор; 2 - редуктор

Поиск компоновочных схем, обеспечивающих наиболее высокие потребительские качества автотранспортного средства, привёл к созданию заднеприводных автомобилей с электромашиной, расположенной сзади. Заднеприводные схемы электромобилей, подобно переднеприводным схемам, могут отличаться в зависимости от количества электромашин и их компоновке:

- традиционный дифференциальный электропривод, где подвод мощности к ведущим колёсам осуществляется через последовательную механическую связь электромашины и редуктора сразу на два колеса (см. рисунок 1.7.а);

- индивидуальный тип привода с подрессоренными электроприводами (см. рисунок 1.7.б), где подвод мощности к ведущим колёсам осуществляется отдельно на каждое колесо, схема может быть спроектирована с редуктором и без;

- индивидуальный тип привода с подрессоренными электроприводами (см. рисунок 1.7.в), где подвод мощности к ведущим колёсам осуществляется отдельно на каждое колесо, схема может быть спроектирована с редуктором и без.

По данной схеме спроектированы следующие серийные электромобили: Tesla Model S, Tesla Model X, BMWi3, Mitsubishi I-MiEV, Renault Twizy, Smart For Two Electric Drive и многие другие.

3) Полноприводная компоновочная схема электромобиля (см. рисунок 1.8), когда электромашины располагаются спереди и сзади, и все колёса являются ведущими.

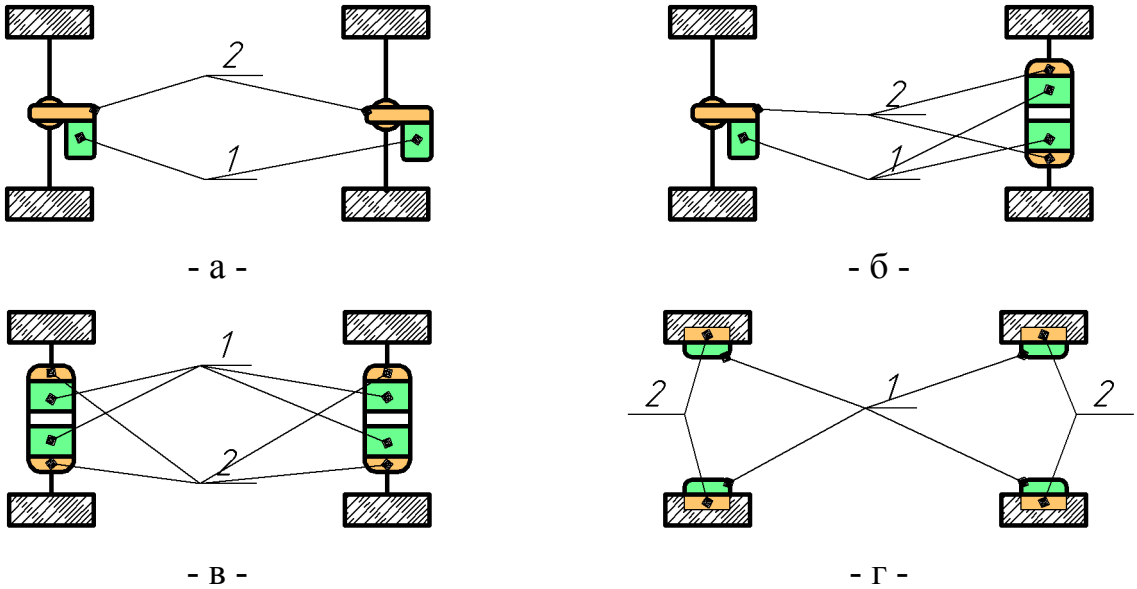


Рисунок 1.8 - Особенности полноприводных компоновочных схем: традиционный дифференциальный привод (а), комбинация дифференциального и индивидуального электроприводов (б), индивидуальный тип привода с подрессоренными электроприводами (в), индивидуальный тип привода с неподрессоренными электроприводами (г)

1 - электромоторы; 2 - редукторы

При полноприводной компоновочной схеме все колёса автотранспортного средства являются ведущими. Полноприводные компоновочные схемы электромобилей могут отличаться в зависимости от количества электромашин и их компоновки:

- традиционный дифференциальный электропривод (см. рисунок 1.8.а), где подвод мощности к ведущим колёсам передней и задней осей осуществляется через последовательную механическую связь электромашин и редукторов;

- комбинация дифференциального и индивидуального электроприводов (см. рисунок 1.8.б), где подвод мощности к ведущим колёсам одной оси из осей осуществляется отдельно на каждое колесо, а к ведущим колёсам другой оси осуществляется через последовательную механическую связь электромашины и редуктора;

- индивидуальный тип привода с подрессоренными электроприводами (см. рисунок 1.8.в), где подвод мощности ко всем ведущим колёсам осуществляется отдельно на каждое колесо, схема может быть спроектирована с редуктором и без;

- индивидуальный тип привода с неподрессоренными электроприводами (см. рисунок 1.8.г), где подвод мощности ко всем ведущим колёсам осуществляется отдельно на каждое колесо, схема может быть спроектирована с редуктором и без.

Полноприводные компоновочные схемы среди электромобилей менее распространены, по данной схеме спроектированы следующие серийные электромобили: Tesla Model S, Tesla Model X, Toyota RAV4 EV, Mitsubishi Outlander PHEV и некоторые другие.

Следующий раздел посвящен анализу существующих подходов при разработке систем распределения потоков мощности по ведущим колесам.

1.2 Анализ существующих подходов при разработке систем распределения потоков мощностей по ведущим колесам

При проектировании автотранспортных средств с электрической трансмиссией с индивидуальным регулированием подводимой мощности становится актуальной задача обеспечения кинематического и силового согласования ведущих колёс. На автотранспортных средствах, построенных по традиционным дифференциальным компоновочным схемам, данная проблема решается с помощью устройства распределения мощности - дифференциала.

Дифференциал - механизм трансмиссии, который распределяет подводимый к нему крутящий момент между колёсами одного моста или между мостами

автотранспортного средства в определённом соотношении, которое зависит от конструкции дифференциала, и позволяет вращаться кинематически связанным между собой приводным валам как с одинаковой, так и с разной угловой скоростью.

Согласно литературе [1], идеальный механизм распределения подводимой мощности между колёсами должен обеспечивать:

1) Высокие тягово-динамические свойства автотранспортного средства, достигаемые при максимальном использовании сил сцепления колёс.

2) Распределение подводимой мощности к колёсам, пропорциональное распределение сил сцепления в каждый момент времени при движении автотранспортного средства по прямой в обычных условиях.

3) Ограничение подводимой мощности к колесу до уровня проскальзывания колеса, соответствующего максимальному сцеплению колеса с опорной поверхностью.

4) Распределение мощности между колёсами, не нарушающее курсовой устойчивости автотранспортного средства.

5) Отсутствие перераспределения тормозной мощности при работе антиблокировочных систем (АБС).

6) Плавное протекание переходных процессов, исключающее их негативное влияние на устойчивость и комфортабельность при высокой скорости реакции на входные и выходные параметры.

7) Оптимальные значения угловых скоростей колёс автотранспортного средства при движении в повороте.

8) Высокий КПД системы.

Однако в настоящее время не существует систем, удовлетворяющих одновременно всем вышеизложенным требованиям. Существующие варианты технических решений находят те или иные варианты компромисса.

На автотранспортных средствах, построенных по традиционным дифференциальным компоновочным схемам, наиболее востребованными являются свободные симметричные дифференциалы (ССД) и дифференциалы повышенного

трения (ДПТ). На автотранспортных средствах, построенных по схемам индивидуального привода подводимой мощности, кинематическое и силовое согласование подводимой мощности осуществляется электронным блоком управления (ЭБУ) через «CAN» интерфейс. При этом система автоматического регулирования позволяет запрограммировать имитацию работы механических устройств распределения мощности - дифференциалов. В зарубежной литературе наиболее часто можно встретить альтернативное название системы индивидуального регулирования подводимых мощностей через электроприводы - электронный дифференциал (electronic differential). Поэтому далее рассмотрены характерные особенности работы механических и электронных дифференциалов.

1.2.1 Свободный симметричный дифференциал

ССД (см. рисунок 1.9) используется главным образом с целью выполнения условия кинематического рассогласования угловых скоростей колёс при выполнении поворота.

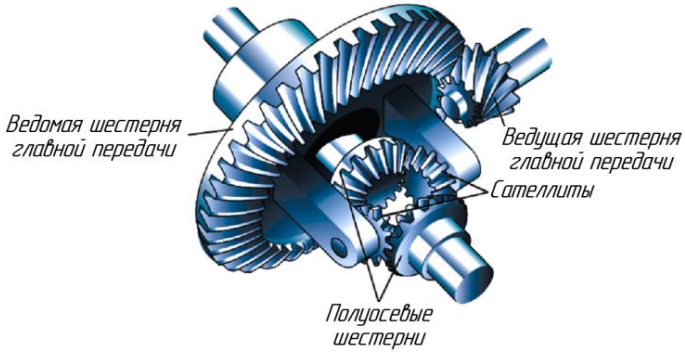


Рисунок 1.9 - Свободный симметричный дифференциал

Принцип работы - делит крутящий момент между колёсами поровну. Максимальная сила тяги реализуется на обоих колёсах, связанных дифференциалом, в зависимости от минимального коэффициента сцепления с дорожным покрытием.

1.2.2 Дифференциал повышенного трения

ДПТ используются главным образом с целью повышения проходимости и управляемости автотранспортного средства в плохих дорожных ситуациях. Блокировка осуществляется за счёт сил трения, когда присутствует разность в угловых скоростях приводных валов или при изменении крутящего момента, в зависимости от конструкции. Степень перераспределения крутящего момента в ДПТ характеризуется понятием коэффициента блокировки K_δ - это отношение крутящего момента на отстающем колесе $M_{отс}$ к крутящему моменту на забегающем колесе $M_{заб}$. Чем больше K_δ, тем выше проходимость автотранспортного средства, но хуже управляемость и устойчивость на дороге с асфальтобетонным покрытием.

$$K_\delta = \frac{M_{отс}}{M_{заб}}. \tag{1.1}$$

В соответствии с литературным источником [4] приведем общие достоинства дифференциалов повышенного трения:

- позволяют частично устранить пробуксовку при разных коэффициентах сцепления колёс с дорогой;

- повышают проходимость и управляемость при движении по дорогам с резко меняющимся коэффициентом сцепления;

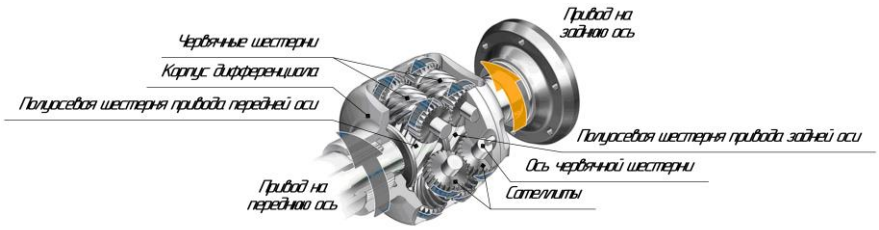
- улучшают динамику разгона на дорогах с любым коэффициентом сцепления;

- не требуют усилий со стороны водителя;

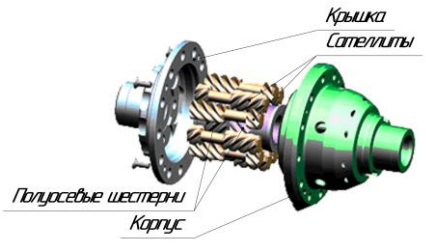
- отсутствие полной блокировки (повышают управляемость и снижают циркуляцию паразитной мощности).

Характерными примерами одних из самых распространенных и востребованных типов ДПТ являются:

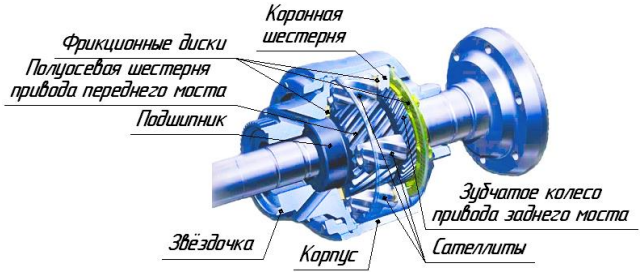
1) Дифференциал «Torsen» (см. рисунок 1.10 а, б, в).



- а -



- б -



- в -

Рисунок 1.10 - ДПТ «Torsen»: (а) - тип №1; (б) - тип №2; (в) - тип №3

Принцип работы - при появлении пробуксовки между колёсами одного моста или между мостами, в зависимости от места установки дифференциала, полуосевая шестерня (или зубчатое колесо в типе №3), связанная с отстающим колесом или мостом, поворачивает сателлиты. Затем в дифференциалах типов №1 и №2 вращение от сателлитов передаётся на связанные с ними соседние сателлиты и далее на полуосевую шестерню, связанную с забегающим колесом или мостом. А в дифференциале типа №3 вращение от сателлитов передаётся сразу на полуосевую шестерню (или зубчатое колесо), связанную с забегающим мостом. При этом в косозубом зацеплении возникают радиальные и осевые силы. Радиальные силы прижимают сателлиты к корпусу, а осевые - полуосевые шестерни. В дифференциале типа №3 предусмотрены фрикционные диски для обеспечения более эффективного трения. За счет сил трения возникает частичная блокировка дифференциала - крутящие моменты на колесах реализуются в зависимости от коэффициента блокировки. [4]

Дифференциалы «Torsen» обладают переменным коэффициентом блокировки:

- тип №1, в зависимости от места установки:

межосевой дифференциал - $K_{\delta} = 2{,}5 \ldots 3{,}5$;

межколёсный дифференциал (задний мост) - $K_\delta = 2{,}5 \dots 5$.

- тип №2, в зависимости от места установки:

межосевой дифференциал- $K_\delta = 1{,}5 \dots 2{,}5$;

межколёсный дифференциал (передний мост) - $K_\delta = 1{,}4 \dots 2{,}5$.

межколёсный дифференциал (задний мост) - $K_\delta = 2 \dots 3$.

- тип №3, в зависимости от места установки:

межосевой дифференциал - $K_\delta = 1 \dots 1{,}9$;

2) Электронно-управляемый дифференциал с электромагнитной кулачковой муфтой (см. рисунок 1.11).

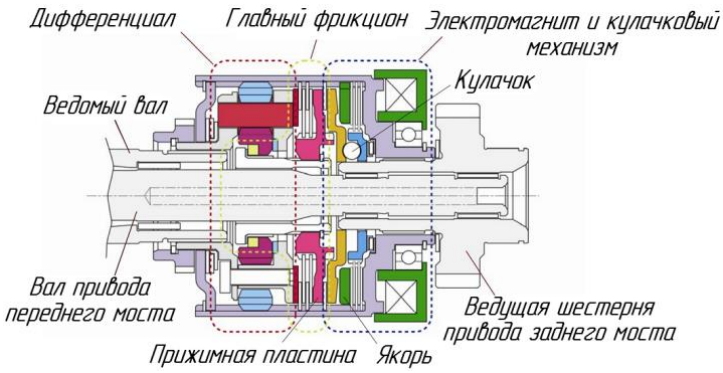


Рисунок 1.11 - Электронно-управляемый дифференциал (система DCCD - приводной управляемый межосевой дифференциал)

Принцип работы - при появлении пробуксовки между колёсами одного моста или между мостами в работу включается электромагнитная кулачковая муфта. Ток, подаваемый электромагниту муфты, производит магнитное поле, заставляющее якорь сжимать муфту сцепления. Получается, что муфта передаёт крутящий момент через двунаправленный механизм наклонной плоскости шара. Это вращательное усилие приводит к тому, что шарики стремятся катиться вверх и при этом вызывают силу реакции на противостоящие наклонные плоскости и эта реакция продвигает кулачок вперёд. Нагрузка кулачка передаётся через прижимную пластину, которая сжимает главный фрикцион. Электронный блок управления управляет степенью сжатия фрикционных дисков муфты и соответственно передаваемый момент, регулируя количество тока, основанного на

входных данных от ряда датчиков и алгоритме контроля. Крутящие моменты на колёсах реализуются в зависимости от коэффициента блокировки. [5]

Дифференциал обладает переменным коэффициент блокировки $K_{\delta} = 1 \dots 1{,}9$.

Достоинства:

- компактная конструкция;
- низкий расход энергии;
- простота и надёжность;
- взаимодействие с интеллектуальными транспортными системами помощи водителю.

Недостаток: сложная конструкция и сборка, высокая стоимость.

1.2.3 Индивидуальный регулируемый электропривод

Система автоматического регулирования ИРЭ осуществляет кинематическое и силовое согласование подводимой мощности через ЭБУ и «CAN» интерфейс. На рисунке 1.12 приведены характерные компоновочные схемы ИРЭ, выполненные по двум различным конструктивным подходам.

- а - - б -

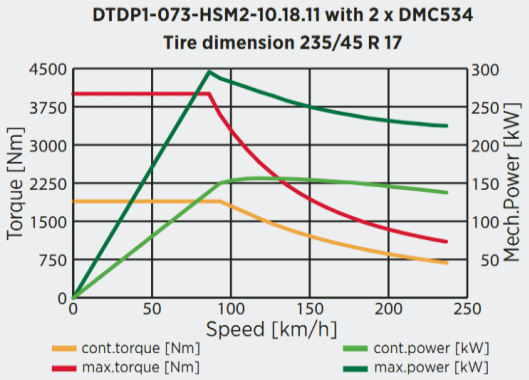
Рисунок 1.12 - Компоновочные схемы ИРЭ: (а) - индивидуальный привод через неподрессоренные электропривода, (б) - индивидуальный привод через подрессоренные электропривода

Конструктивный подход №1 (рисунок 1.12.а). Если колесо имеет большие размеры, то электромашину с редуктором можно разместить внутри обода, но это может привести к значительному увеличению неподрессоренной массы, что приведёт к ухудшению плавности хода в среднем диапазоне частот колебаний, а также возможному ухудшению управляемости и устойчивости автомобиля.

Требуется переработка направляющего аппарата подвески, силовой структуры крепления элементов подвески (подрамников подвески), потребуются работы по оптимизации собственной частотной характеристики системы подрессоривания. Данный конструктивный подход характерен для большегрузных автотранспортных средств, поскольку неподрессоренная масса электромашины вносит несущественный вклад в общую неподрессоренную массу. В качестве примера можно привести карьерные самосвалы БелАЗ-75601, TEREX Titan. Следует отметить, что конструктивный подход №1 может также выполняться без редуктора в зависимости от параметров автотранспортного средства и электромашины. [6]

Конструктивный подход №2 (рисунок 1.12.б). Если пространства внутри обода колеса недостаточно и не удаётся скомпоновать электромашину вблизи колеса, то применяют привод электромашин к колёсам через оси. В этом случае электромашины подрессорены и изолируются от кузова при помощи эластичных элементов. В данном случае влияние на систему подрессоривания минимальное. В качестве примера можно привести разработку фирмы «Brusa Motors» - двойной планетарный тяговый электропривод, представленный на рисунке 1.13.а.

- а -



- б -

Рисунок 1.13 - Двойной планетарный тяговый электропривод «Brusa Motors» (а), внешняя скоростная характеристика тяговых электромашин (б)

Компания «Brusa Motors» разработала две тяговых электромашины, выполненных в одном корпусе, которые обеспечивают ИРЭ каждого колеса одной оси. Кроме того, внутри корпуса уже содержатся планетарные понижающие

редукторы для каждой электромашины и предусмотрена функция стояночного тормоза. На рисунке 1.13.б представлена внешняя скоростная характеристика тяговых электромашин с учетом планетарных редукторов.

Принцип работы - определяется алгоритмом управления потоками мощностей и системой управления электромашин. Как правило, разработчики алгоритмов управления ИРЭ из соображений обеспечения активной безопасности автотранспортного средства, обеспечения необходимых тягово-динамических свойств и минимизации скоростных потерь применяют автоматические/адаптивные системы регулирования или программируют несколько алгоритмов управления, предназначенных для различных режимов эксплуатации, которые переключаются принудительно. Распределение крутящих моментов на ведущих колесах при нормальных эксплуатационных режимах движения без чрезмерного проскальзывания колес базируется на традиционных алгоритмах дифференциального регулирования, которые определяются четкими зависимостями и основываются на имитации работы механических устройств распределения мощности - дифференциалов. Например, при возникновении сложных дорожных условий, таких как бездорожье, система автоматического регулирования способна имитировать работу ДПТ с переменным коэффициентом блокировки в любом заданном диапазоне. Система автоматического регулирования ИРЭ также способна учитывать реализацию интеллектуальных транспортных систем помощи водителю, таких как АБС, ПБС, систем курсовой устойчивости (СКУ) и другие за счёт управления величиной крутящего момента на колёсах. Сложная конфигурация системы управления с использованием мощных микропроцессорных технологий может позволить мгновенно оценивать текущую дорожную ситуацию в любой момент времени движения автомобиля. [7]

Подчеркнём основные достоинства ИРЭ:

- индивидуальное регулирование подводимых мощностей;

- отсутствие механической связи между колесами;

- возможность имитации любого механического устройства распределения мощности;

- возможность обеспечить повышенные динамические характеристики автомобиля;

- возможность реализации интеллектуальных транспортных систем помощи водителю.

- позволяет мгновенно оценивать текущую дорожную ситуацию в любой момент времени движения автотранспортного средства за счёт электрических параметров электромашины;

- улучшение управляемости и устойчивости автотранспортного средства в связи с возможностью мгновенного перехода от недостаточной поворачиваемости к избыточной за счёт векторного управления тяговыми усилиями.

Прогресс в области развития комплекса систем тягового привода, а также механизмов и систем распределения мощности привёл к созданию ИРЭ. Среди систем привода автотранспортных средств, использующих электротягу, ярко выражены тенденции к повышению эффективности электропривода автотранспортного средства. В частотности поиск оптимального регулирования подводимых модностей тесно связан с направлением повышения эффективности электропривода автотранспортного средства за счёт организации оптимального режима работы электромашин для различных случаев и условий эксплуатации автотранспортного средства.

Под эффективностью электропривода автором диссертации понимается коэффициент полезного действия системы электроприводов, который характеризует полезную работу, совершённую электроприводами при эксплуатации автотранспортного средства в тяговом режиме. [8] При расчёте коэффициента полезного действия системы электроприводов следует учитывать:

- силовые потери в колесе (энергия, затрачиваемая на преодоление сил сопротивлению движению);

- скоростные потери в колесе (энергия, затрачиваемая на буксование/скольжение колеса);

- энергетические потери в электроприводе (потери энергии при преобразовании электрической энергии в механическую).

В связи с этим следующий раздел посвящён анализу возможных направлений и технических решений в области повышения эффективности электропривода автотранспортных средств.

1.3 Анализ технических решений повышения эффективности электропривода автотранспортного средства

В данном разделе представлен анализ общих направлений и технических решений в области повышения эффективности, связанных с направлениями автомобилестроения и электромашиностроения (две различные по своему профилю области науки и техники). Поиск возможных путей повышения эффективности электроприводов позволил классифицировать технические решения на следующие направления:

Первое направление заключается в рациональном выборе параметров электромашин для конкретных задач эксплуатации. При неоптимальных параметрах электромашины и отсутствия регулирования имеет место высокий уровень потерь (низкая величина КПД) при преобразовании электрической энергии в механическую. Высокий уровень потерь обуславливается магнитными, механическими, электрическими и добавочными потерями. Значение каждой из составляющих сильно зависит от режима работы электромашины. [9; 10] Например, в общем случае при выборе завышенных параметров мощности электромашина будет работать в области низких значений КПД, при этом также снижается долговечность электропривода.

Второе направление заключается в совершенствовании конструкции отдельных элементов электромашины, что в свою очередь повышает его эффективность за счёт снижения общего уровня потерь. Простым примером данного подхода является использование увеличенной массы активных материалов и использование конструктивных материалов с улучшенными свойствами. Данный подход активно применяется такой общеизвестной компанией как Siemens при разработке современных электромашин, однако положительный эффект снижается при резкопеременной нагрузке, а также недостатками являются увеличение стоимости, массы и габаритов электромашины. Примеры второго направления

повышения энергетической эффективности рассматриваются в литературе [11; 12; 13; 14] для конструкции асинхронной электромашины с применением индивидуальной компенсации реактивной мощности, однако исследование энергетических параметров электромашины с индивидуальной компенсацией реактивной мощности в условиях резкопеременной нагрузки авторами не было проведено.

Третье направление заключается в использовании устройств, включаемых между источником питания и статором электромашины. Устройства осуществляют управление режимами пуска и торможения, одновременно выполняя функцию энергосбережения. В качестве примера, в литературе [15] описано решение, направленное на снижение общего уровня потерь в переходных процессах пуска асинхронной электромашины. Автор предлагает использовать инвертор в сочетании с применением оптимизированной конструкции асинхронной электромашины с удлиненными фронтальными частями. Следует отметить, что данное решение является комбинацией второго и третьего направлений. В явном виде примером третьего направления является подход, описанный в литературе [16], где для управления пуском и торможением электромашин применена асинхронная электромашина с тиристорным регулятором напряжений.

Четвертое направление заключается в переходе от нерегулируемого электропривода к регулируемому. На сегодняшний момент намечена тенденция применения регулируемых электромашин для достижения новых более качественных результатов с точки зрения повышения энергетической эффективности. Принципы управления электромашинами классифицируются на скалярные и векторные.

Скалярные системы управления асинхронной электромашиной построены по принципу однозначной линейной зависимости между угловой скоростью ротора и частотой подводимого напряжения. При этом для обеспечения оптимального режима работы без перегрузок, одновременно с частотой по определенному закону изменяют амплитуду подводимого к электромашине напряжения. От выбранного закона зависят статические и динамические показатели качества работы

электромашины (диапазон регулирования скорости, точность отработки программных значений скорости, время переходного процесса при подаче ступенчатого сигнала и многие другие параметры). Однако скалярные системы управления уступают векторным системам управления с точки зрения общего уровня потерь при преобразовании электрической энергии в механическую. Векторные системы управления оперируют взаимным пространственным положением векторов переменных состояния электромашины с целью регулирования режимов работы электромашины. Стоит отметить, что векторные системы управления классифицируются по управлению:

а) Полеориентированное управление (field oriented control), которое строится на основании математического описания электромашины в пространстве состояний с использованием линейных преобразований к системе координат, направленных вдоль одного из векторов состояния. [17; 18; 19]

б) Прямое управление моментом (direct torque control), принцип работы которого строится на разрывном управлении ключами инвертора напряжения преобразователя частот [20; 21; 22]. Данная разновидность системы управления обладает наибольшим быстродействием среди всех систем управления электромашинами. Недостатком являются большие пульсации электромагнитного момента, что оказывает влияние на точность и диапазон регулирования. Однако в литературе [23; 24; 25] описаны модификации систем прямого управления моментом для исключения данного недостатка. Модификации базируются на реализации управления инвертором с использованием широкоимпульсной модуляции.

в) Управление на основе алгоритмов, которые синтезированы с использованием методов нелинейной теории автоматического управления. Высокие результаты могут быть достигнуты с использованием градиентного управления [26; 27; 28], синтезированное на базе метода скоростного градиента (разработан А.Л. Фрадковым), и управления с использованием принципа максимума (разработан Л.С. Потрягиным). [29; 30; 31]

Пятое направление повышения эффективности заключается в учете энергетических критериев оценки качества регулирования при управлении электромашиной. Для реализации данного подхода требуется применение нелинейных методов теории автоматического управления. Недостатком подхода является использование дополнительных датчиков, поскольку зачастую требуется учет механических характеристик электромашины (крутящий момент, частота вращения). На данный момент выполнен достаточно большой объём работ в этом направлении [32; 33; 34; 35]. Например, в литературе [32] предлагается введение дополнительной обратной связи, построенной по схеме ПИ-регулятора, что обеспечивает повышенную устойчивость системы, а для наблюдения за переменными параметрами при эксплуатации электромашины предлагаются адаптивные алгоритмы в соответствии с теорией функций А.М. Ляпунова.

Описанные выше направления повышения энергетической эффективности электромашины являются общими и активно применяются при разработке современных электромашин и в общем смысле относятся к области электромашиностроения. Вопросы проектирования и методы расчета основных параметров электроприводов и их систем управления применительно к автомобилестроению недостаточно освящены в технической литературе. [1] Например, в литературе [1] отмечается следующий опыт проектирования и разработки электрических трансмиссий применительно к автомобилестроению:

- работы по созданию электроприводов для автомобилей велись в основном в направлении приспособления существующих конструкций электроприводов, их агрегатов и систем управления, спроектированных без полного учета характера и режимов эксплуатации шасси;

- практика показала недостаток опыта в области задания технических требований к шасси автотранспортного средства с электрической трансмиссией, фактически требования устанавливались по принципу «не хуже», чем у шасси аналогичной грузоподъемности с неэлектрической трансмиссией.

Данные обстоятельства и недостаток опыта привели к следующим общим недостаткам:

- несовершенство конструкции электроприводов и их систем управления привело к ограничению максимальной скорости и силы тяги;

- приспособление существующих конструкций электроприводов, их агрегатов и систем управления привело к недостаточному ресурсу электроприводов и их агрегатов;

- несовершенство системы управления электроприводом привело к невозможности индивидуального управления отдельными конурами приводов ведущих колес в зависимости от дорожных условий и режимов движения.

Поэтому, в связи с необходимостью адаптации системы управления на эффективную реализацию энергии электропривода на ведущих колесах *шестым направлением* повышения эффективности является разработка оптимальных алгоритмов управления потоками мощности от электромашин до ведущих колес автомобиля в зависимости от дорожных условий, о чём также упоминалось в разделе 1.2. Анализируя данное направление, одним из наиболее сложных регулировочных мероприятий является управление подводимой мощностью колес при различных коэффициентах сцепления колес по разным бортам автотранспортного средства. Этот процесс обычно подразумевает контролируемое уменьшение или поддержание подводимого крутящего момента ведущих колёс во избежание чрезмерного проскальзывания, что в свою очередь также позволяет предотвратить переход электрошины в неоптимальный режим работы, где наблюдаются низкие значения КПД. Требуется рассмотреть тяговый режим работы электропривода, неотъемлемой ступенью в решении задачи минимизации энергетических потерь которого, является реализация функции интеллектуальной транспортной системы в тяговом режиме работы колеса - ПБС. Для работы интеллектуальных транспортных систем в тяговом режиме важно оценить время наступления критических ситуаций при изменении дорожных условий. Важной задачей является расчёт необходимого для регулирования времени при движении по неоднородному дорожному покрытию, при котором происходит скачкообразное изменение коэффициента сцепления колеса с дорогой. [36] Кроме того, контролируемое поддержание крутящего момента, подводимого к колесу, на

уровне реализации максимального сцепления позволит обеспечить высокие тягово-динамические свойства автотранспортного средства. В связи с этим далее приведён анализ состояния вопроса разработки алгоритмов управления ИРЭ.

1.4 Анализ состояния вопроса теоретических и практических исследований в области разработки алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом

Для предотвращения скоростных и энергетических потерь при буксовании колёс в тяговом режиме алгоритм управления электроприводом должен включать в себя реализацию интеллектуальной транспортной системы помощи водителю в тяговом режиме - ПБС, которая стабилизирует скорости продольных положительных скольжений ведущих колес. Важно отметить, что все ПБС имеют чёткие функциональные ограничения, так как в процессе регулирования они способны учитывать и регулировать динамические процессы в контакте колеса с дорогой, имеющие место только в продольном направлении движения. Учет действия боковых сил характеризуется корректировкой основных порогов срабатывания, поскольку при возникновении боковой силы и угла увода предельное значение тягового усилия снижается и это снижение характеризуется диаграммой трения, которая показывает предельные сцепные свойства шин в продольном и боковом направлениях с определенной дорожной поверхностью. [36] В литературе [1] приведена классификация способов регулирования скольжений колес по трём базовым группам:

1) Способ регулирования скольжений колёс по прогнозу возможного буксования;

2) Способ регулирования непосредственно скольжений колёс;

3) Способ регулирования непосредственно крутящих моментов колёс.

Наиболее характерными представителями регулирования на основе регулирования непосредственно крутящих моментов колёс были системы «ASC» («Automatic Stability Control»). [36; 37] Первые конструкции таких систем были разработаны фирмой «Bosch» в начале 1990-х гг. и предназначались преимущественно в процессе торможения автомобиля. Из существующих

известных конструкций можно отнести системы: «CBC» (Cornering Brake Control) [36; 38] и «GMR» (Gienomentregelung) [36; 39]. Следует отметить, что в последнее время намечена тенденция создания усложненных алгоритмов регулирования для уменьшения количества используемых датчиков на автомобиле.

Поиск технических решений в области разработки систем распределения и регулирования потоков мощностей по ведущим колёсам (см. раздел 1.2) показал, что распределение крутящих моментов на ведущих колёсах построено на базе традиционных алгоритмов дифференциального регулирования, которые в основном определяются законами управления и основываются на имитации работы механических устройств - дифференциалов. [40; 41; 42; 43; 44; 45; 46; 47; 48; 49; 50; 51] Как правило, разработчики систем управления ИРЭ из соображений обеспечения активной безопасности автомобиля, обеспечения необходимых тягово-динамических свойств и минимизации скоростных потерь применяют автоматические адаптивные системы или учитывают несколько алгоритмов управления, предназначенных для различных режимов эксплуатации, которые переключаются принудительно.

К способу регулирования скольжений колёс по прогнозу возможного буксования относится метод доэкстремального регулирования по φ-s диаграмме или эквивалентной диаграмме [52], который основан на поддержании работы колеса на допустимом уровне проскальзывания. В логику работы в некоторых случаях вводят дополнительные функции, так называемый «анализ ожидаемого сигнала» [53]. В данном случае в блок управления закладываются наборы φ_x-s диаграмм как функций угла бокового увода и φ_y-s диаграмм как функций максимального коэффициента сцепления. Аналогичные подходы описаны в литературе [54; 55; 56; 57; 58; 59; 60; 61; 62; 63; 64; 65; 66; 67]. В качестве интересного примера, в научной работе [54] приводится алгоритм регулирования подводимой мощности ИРЭ, основанный на контроллере «MMTE». Контроллер использует информацию о состоянии дорожного покрытия, чтобы спрогнозировать текущий коэффициент сцепления. Эта информация используется для вычисления максимальной силы тяги на колесе:

$$\tau_{FRmax} = \frac{\varphi_{road} \cdot F_{FR} \cdot r_{tyre}}{g_{ratio}},$$
$$\tau_{FLmax} = \frac{\varphi_{road} \cdot F_{FL} \cdot r_{tyre}}{g_{ratio}},$$
$$\tau_{RRmax} = \frac{\varphi_{road} \cdot F_{RR} \cdot r_{tyre}}{g_{ratio}}, \quad (1.2)$$
$$\tau_{RLmax} = \frac{\varphi_{road} \cdot F_{RL} \cdot r_{tyre}}{g_{ratio}},$$

где: $\tau_{FRmax}, \tau_{FRmax}$, τ_{FRmax}, τ_{FRmax} - максимальные касательные реакции на колесах, [Н];

φ_{road} - коэффициент сцепления;

F_{FR}, F_{FL},F_{RR},F_{RL} - нормальные реакции, приходящиеся на колеса, [Н];

r_{tyre} - динамический радиус колеса, [м];

g_{ratio} - передаточное число редуктора.

В литературе [68; 69; 70; 71; 72; 73; 74; 75; 76; 77; 78; 79] также приведены способы регулирования скольжений колёс по прогнозу возможного буксования, применяемые при доэкстремальном регулировании по φ-s диаграммам. Отличие заключается в том, что для определения классической φ-s диаграммы или эквивалентной диаграммы применяются аппроксимирующие методы. В режиме реального времени оценивается зона работы колеса и в случае, когда колесо работает в нежелательной зоне, осуществляется регулирование подводимого крутящего момента к ведущим колесам.

Характерные примеры способа регулирования непосредственно скольжений колес рассматриваются в научных работах [80; 81; 82; 83; 84; 85; 86], где регулирование подводимой мощности к ИРЭ основано на законах нечёткой логики. Функции принадлежности законов нечёткой логики в отношении регулирования подводимой мощности осуществляют наблюдение за скольжением колес и расчёт сигналов для осуществления регулирования. Недостаток способа регулирования заключается зачастую в высокой сложности самого контроллера нечёткой логики, поскольку он может содержать большое количество функций принадлежности и скорость системы может быть недостаточной для реализации алгоритма. Однако

этот недостаток может быть исправлен путём использования более мощного процессора или уменьшения сложности алгоритма.

Примером регулирования непосредственно крутящих моментов является теория, описанная в научной работе [87], где авторы предложили следующую зависимость:

$$\frac{M_{ki}}{M_a} = f_{ki} \cdot G_{ki} / f_a \cdot G_a, \tag{1.3}$$

где: M_{ki} - крутящий момент на i-ом колесе, [Н·м];

M_a - суммарный крутящий момент на всех колесах, [Н·м];

f_{ki} - коэффициент сопротивлению качению i-го колеса;

G_{ki} - сила тяжести под i-ым колесом, [Н];

f_a - суммарный коэффициент сопротивлению качению.

Алгоритм регулирования учитывает два случая движения - по твердой опорной поверхности и по деформируемой с учетом глубины изменения колеи и общего коэффициента сопротивления качению колеса по деформируемому грунту. Данный способ не доказан экспериментально.

Другие алгоритмы управления, приведенные в литературе [88; 89], имеют специфические особенности. Например, в научной работе [89] описаны подходы, учитывающие все три способа регулирования скольжений колес. Предлагается управление электромашиной «уставкой» по угловой скорости колеса. Предполагается, что данный способ управления электромашиной позволит реализовать максимально возможные тяговые усилия на колесах с целью обеспечения максимальной динамики и повышения тяговых возможностей автомобиля, а также повышения КПД электрической трансмиссии. В качестве наблюдаемых критериев для осуществления регулирования предложены следующие параметры:

- отношение продольного ускорения автомобиля к угловому ускорению каждого из ведущих колёс:

$$\frac{a_x}{\varepsilon_{ki}} < 0{,}4, \tag{1.4}$$

где: a_x - линейное ускорение автомобиля, [$м/с^2$];

ε_{ki} - угловое ускорение i-го ведущего колеса, [$1/с^2$].

- коэффициент буксования каждого ведущего колеса:

$$0{,}15 > S_i > 0{,}19, \tag{1.5}$$

где: S_i - коэффициент буксования i-го ведущего колеса;

- значения коэффициента буксования и крутящего момента каждого ведущего колеса:

$$\begin{gathered} M_{ТЭДi} \leq M_{ТЭДiconst} \\ 0{,}15 > S_i > 0{,}19, \end{gathered} \tag{1.6}$$

где: $M_{ТЭДi}$ - текущее значение крутящего момента i-ой электромашины, [Н·м];

$M_{ТЭДiconst}$ - предельное теоретическое значение крутящего момента, [Н·м].

Рассматриваемый алгоритм управления учитывает четыре режима при движении вперёд и один при движении задним ходом, выбор оптимального режима зависит от требований и эксплуатации автомобиля. Для каждого режима угловые скорости колёс постоянно контролируются и не должны выходить за границы допустимого коридора. При выходе угловой скорости любого колеса за верхний или нижний предел допуска система автоматического управления уменьшает или соответственно увеличивает подводимый к колесу крутящий момент до попадания угловой скорости колеса в допустимый коридор. Недостатком данного регулирования является вероятность возникновения значительного различия крутящих моментов в случае разного радиуса колёс, например, когда одно колесо подспущено. Однако, по словам авторов, при выборе в качестве наблюдаемого параметра коэффициента буксования для осуществления регулирования можно избежать данного явления.

Следующий пример регулирования непосредственно крутящих моментов колёс рассматривается в научной работе [55], где алгоритм регулирования построен на контроллере «METE» (см. рисунок 1.14). Контроллер позволяет реализовать максимальный крутящий момент на ведущих колёсах в зависимости от дорожных условий.

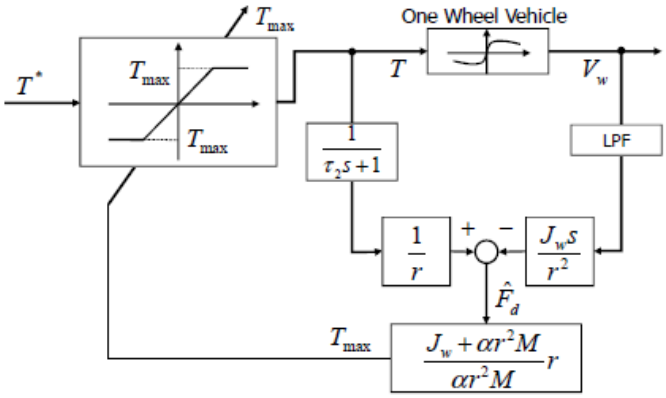


Рисунок 1.14 - Система управления, использующая технологии «METE» [55]

Максимальный крутящий момент ограничен зависимостью:

$$T_{max} = (\frac{J_w}{a \cdot M \cdot r} + 1) \cdot r \cdot F_d, \quad (1.7)$$

где: J_w - момент инерции колеса, [кг · м^2];

a - коэффициент ослабления, который равен отношению линейного ускорения автомобиля к угловому ускорению колеса;

M - масса автомобиля, [кг];

r - динамический радиус колеса, [м];

F_d - сила тяги, [Н].

Ограничение крутящего момента в соответствии с формулой (1.7) позволяет стабилизировать продольные скорости скольжения ведущих колес. Когда подаваемый крутящий момент T> T_{max} происходит пробуксовывание ведущих колес. Таким образом, пробуксовка в данном случае обнаруживается с помощью коэффициента ослабления «a» - отношение линейного ускорения автомобиля к угловому ускорению колеса.

Не менее интересные подходы описаны в работе [90], где были предложены несколько способов регулирования непосредственно скольжений колес:

1) Вычисление производной теоретического коэффициента буксования и сравнение его с коэффициентом, получаемого непосредственно с датчика «SRE» (см. рисунок 1.15). [90]

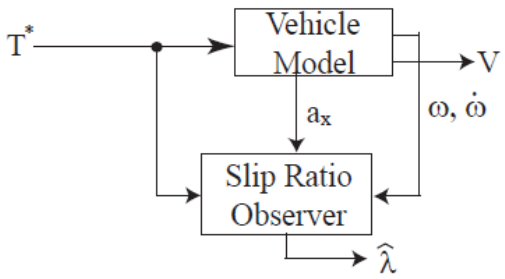


Рисунок 1.15 - Блок схема оценки буксования с помощью «SRE» датчика [90]

Производную коэффициента буксования предлагается вычислять по следующей формуле:

$$\dot{\lambda} = -\frac{\dot{\omega}}{\omega}\lambda + \left(1 + \frac{J_\omega}{r^2 \cdot M}\right)\frac{\dot{\omega}}{\omega} - \frac{T}{r^2 \cdot M \cdot \omega}, \tag{1.8}$$

где: λ - коэффициент буксования;

ω - угловая скорость колеса, [1/с];

r - радиус колеса, [м];

J_ω - момент инерции колеса, [$кг \cdot м^2$];

M - масса автомобиля, [кг];

T - крутящий момент на колесе, [Н·м].

2) Аналогичный подход, но при этом используется контроллер «SRO» [91] (см. рисунок 1.16).

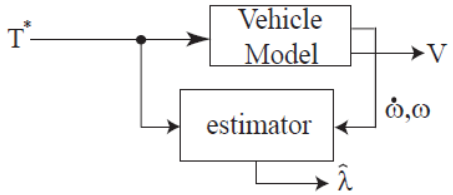


Рисунок 1.16 - Блок схема оценки буксования с помощью «SRO» датчика [91]

Производная коэффициента буксования вычисляется по следующей формуле:

$$\dot{\lambda} = -\frac{\dot{\omega}}{\omega}\lambda + \left(1 + \frac{J_\omega}{r^2 \cdot M}\right)\frac{\dot{\omega}}{\omega} - \frac{T}{r^2 \cdot M \cdot \omega} + k(\lambda) \cdot (\dot{V}_р - \dot{V}_д), \tag{1.9}$$

где: $\dot{V}_р$ - расчётное ускорение, [$м/с^2$];

$\dot{V}_д$ - ускорение с датчика, [$м/с^2$].

3) Использование контроллера «DBO» (см. рисунок 1.17), в данном случае вычисляется непосредственно коэффициент буксования, а не его производная.

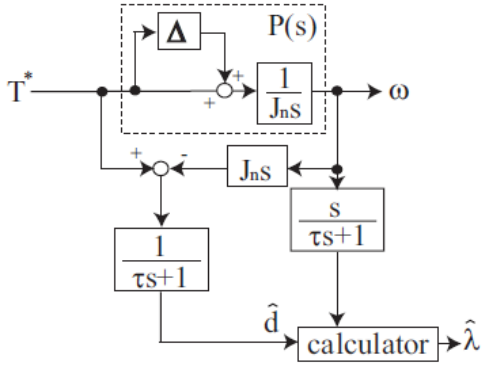


Рисунок 1.17 - Блок схема оценки буксования с помощью «DBO» контроллера

Коэффициент буксования вычисляется по следующей формуле:

$$\dot{\lambda} = -\frac{d}{r^2 \cdot M \cdot \dot{\omega}}, \qquad (1.10)$$

где: d - коэффициент возмущения «DBO».

Угловое ускорение $\dot{\omega}$ в данном случае рассчитывается по производной по времени и этот сигнал обрабатывается с помощью фильтра высоких частот.

4) Использование ПИ-контроллера (см. рисунок 1.18), который рассчитывает небольшие изменения вокруг рабочей точки. В данном случае $\varphi - \lambda$ $(\varphi - s)$ диаграмма линеаризирована. [92; 93]

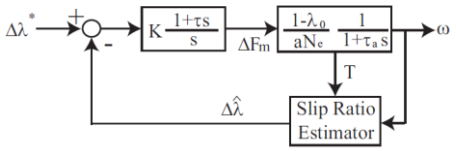


Рисунок 1.18 - Блок диаграмма «PI»-контроллера

5) Использование нелинейного λ контроллера (см. рисунок 1.19), использующего обратную связь линеаризации. В случае наличия большой ошибки моделирования, «PI» контроллер может быть нестабилен, и тогда применяют нелинейный контроллер.

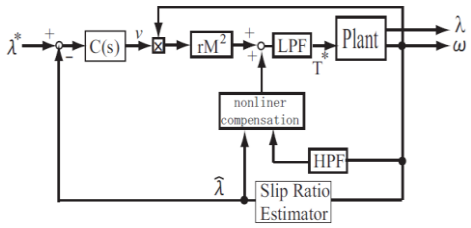


Рисунок 1.19 - Блок диаграмма контроля λ

6) Измененный λ контроллер (см. рисунок 1.20), использующий обратную линеаризацию. Данный метод предлагает снижение пульсаций путём регулирования углового ускорения ω̇.

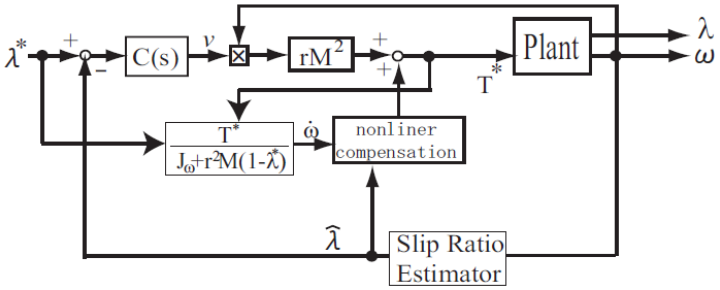


Рисунок 1.20 - Блок диаграмма измененного контроля λ

Работа [90] была осуществлена авторами в среде математического моделирования Matlab и верифицирована экспериментально на электромобиле «QUNO».

На основании проведённого анализа, наибольшей эффективностью и работоспособностью обладают алгоритмы управления ИРЭ, построенные на регулировании непосредственно крутящих моментов колёс, которые обладают наибольшим быстродействием в сочетании с векторной системой управления электромашиной по технологии прямого управления моментом.

1.4 Описание метода и объекта исследования

Предлагается внедрение в практическое использование метода исследования алгоритмов управления ИРЭ с применением систем виртуально-физических испытаний. Система должна предусматривать совместное использование

комплекса математических моделей, описывающих динамическую модель автотранспортного средства и его систем, и стендового оборудования, являющегося стендовым аналогом тягового привода ведущих колёс автотранспортного средства. Система должна обеспечивать согласование нагрузочных режимов силовых агрегатов общей для виртуальной и физической частей математической моделью автотранспортного средства через механическую связь электромашин правого и левого колес с нагружающими устройствами.

Объектом исследования является физическая часть виртуально-физической системы - двухконтурный ИРЭ, каждый контур которого должен быть связан с нагружающими устройствами, которые имитируют дорожную нагрузку и силы сопротивления движению. Виртуальная часть должна представлять собой математическую модель автомобиля и модель водителя.

Техническая спецификация на электромашины двухконтурного ИРЭ представлена в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Техническая спецификация на электромашины двухконтурного ИРЭ

Основные характеристики электромашин двухконтурного ИРЭ			
Наименование параметра	Обозначение	Значение	Ед. изм.
Максимальный крутящий момент	M_{max}	360	[Н·м]
Номинальный крутящий момент	M_{nom}	250	[Н·м]
Максимальная мощность	N_{max}	150	[кВт]
Номинальная мощность	N_{nom}	>85	[кВт]
Габариты	280 x 75		[мм]
Максимальная частота вращения	ω_{max}	7500	[об/мин]
Масса	$m_д$	24	[кг]

В качестве электромашин двухконтурного ИРЭ обоснованно выбраны синхронные электромашины с постоянными магнитами «YASA-400» (см. рисунок 1.21) по следующим причинам:

- наличие векторной системы управления по типу управления непосредственно крутящими моментами, обладающей максимальным быстродействием среди всех систем управления;

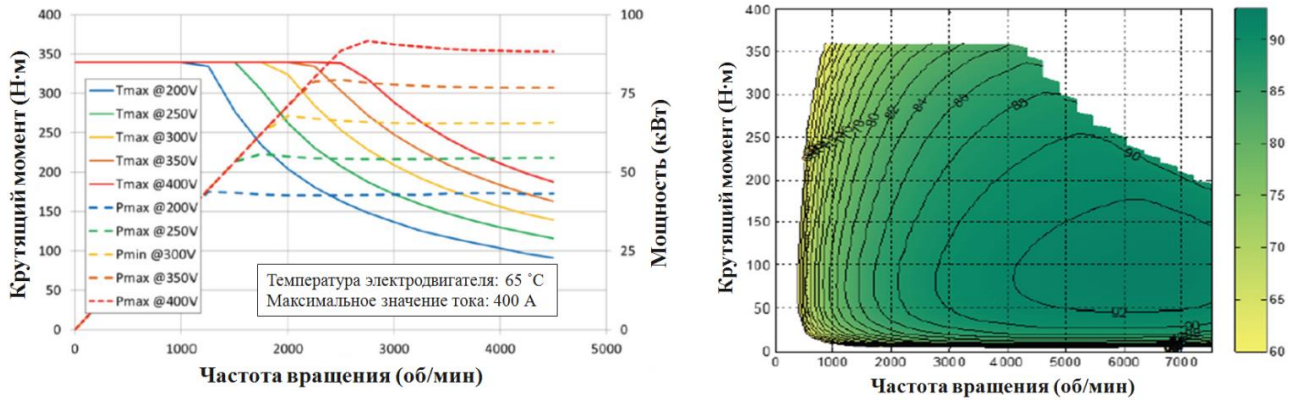
- высокая производительность (номинальный крутящий момент 220 [Н·м]; максимальная мощность 150 [кВт]; максимальная частота вращения 7500 [об/мин]) при малой массе электромашины 22 [кг] и минимальных габаритах 280х75 [мм];

- с экономической точки зрения электромашины компании «YASA motors» превосходят конкурентов в виду заявленных производителем унифицированной типологией производства линейки электромашин «YASA»;

- электромашины «YASA-400» разрабатывались для сферы автомобилестроения и рекомендованы производителем «YASA motors» для применения на легковых автомобилях и автомобилях повышенной проходимости. Примерами использования технологий «YASA-400» являются электромобили «eO PP100», «Illini Formula Electric», «Jaguar C-X75», «Koenigsegg Regera», «Lola Le Mans Prototype» и другие.

Рисунок 1.21 - Синхронные электромашины с постоянными магнитами «YASA-400»

На рисунке 1.22 указаны выходные характеристики электромашины «YASA-400», предоставленные производителем «YASA motors» - выходная характеристика пикового крутящего момента и выходные характеристики мощности электромашины при различных величинах напряжений (см. рисунок 1.21.а) в зависимости от частоты вращения, а также диаграмма КПД в зависимости от частоты вращения и крутящего момента электромашины (см. рисунок 1.22.б).



- а - - б -

Рисунок 1.22 - Технические характеристики электромашины «YASA-400»: (а) - выходная характеристика пикового крутящего момента и выходная характеристика мощности электромашины при различном напряжении, (б) - диаграмма КПД электромашины

Проведём анализ применимости данного типа электропривода к категориям и классам автотранспортных средств, чтобы уточнить рекомендации производителя по применимости. Рассматриваемый тип электромашины является быстроходным и максимальная частота вращения электромашины, согласно таблице 1.1, является 7500 [об/мин]. Приведем соответствие максимальной скорости автомобиля в зависимости от динамического радиуса колеса: от 196,25 [м/с] (например, для динамического радиуса 0,25 [м]) до 314 [м/с] (для динамического радиуса 0,4 [м]). Максимальный крутящий момент электромашины 360 [Н·м]. Таким образом, в зависимости от вариаций динамического радиуса данный тип электромашины без учета колесного редуктора может быть применен на автомобиле, масса на ведущее колесо которого не превышает значений от 184 [кг] (например, для динамического радиуса 0,25 [м] и коэффициента сцепления 0,8) до 115 [кг] (например, для динамического радиуса 0,4 [м] и коэффициента сцепления 0,8). Что ориентировочно соответствует диапазону массы автомобилей от 736 [кг] до 460 [кг]. Следовательно, анализ максимального крутящего момента приводит к необходимости использования понижающего колесного редуктора для применения данной электромашины как основного источника энергии для автомобилей большей массы для обеспечения необходимых тягово-динамических

качеств автомобиля. С учетом колесного редуктора с передаточным числом, например 3, ограничение применимости данного типа электропривода возрастает ориентировочно до 2200 [кг], что распространяется на категории транспортных средств M1 (соответствует классу B по классификации в соответствии с Европейской Конвенцией), M2 (соответствует классу D по классификации в соответствии с Европейской Конвенцией) и N1 (соответствует классу B по классификации в соответствии с Европейской Конвенцией). Необходимо отметить, что применение понижающего редуктора приводит к уменьшению максимальной скорости движения автомобиля, поэтому в ряде случаев может потребоваться дополнительный движитель или многоступенчатый редуктор для обеспечения требований необходимо скоростного диапазона.

Проведённый расчет подтверждает рекомендации «YASA motors» для применения электромашин «YASA-400» как колёсного движителя на легковых автомобилях и автомобилях повышенной проходимости. Анализ применимости электропривода к категориям и классам автомобилей сведен в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 - Применимость электропривода к категориям и классам автомобилей

Международная классификация в соответствии с ЕЭК ООН	Классификация в соответствии с Европейской Конвенцией	M - масса, [кг] в соответствии с категорией	Применимость по M - масса, кг
L1, L2, L3, L4, L5, L6, L7	A	M < 550 без учета массы аккумуляторов	нет
M1	**B**	M < 3500	да
M2	**D**	M < 5000	да
M3	D,E	M < 5000	ограниченно
N1	**B**	M < 3500	да
N2	C	3500 < M < 12000	ограниченно
N3	C	M > 12000	нет

1.5 Цель и постановка задач исследования

Целью настоящей диссертационной работы является повышение эффективности ИРЭ за счёт построения оптимального алгоритма управления для

условий эксплуатации автотранспортного средства в городском цикле на различном дорожном покрытии. Для достижения поставленной цели в диссертационной работе решаются следующие задачи:

- разработка математической модели движения автотранспортного средства с ИРЭ по твердой опорной поверхности с описанием процессов в пятне контакта колеса;

- разработка математической модели алгоритма управления ИРЭ;

- разработка методики сравнительной объективной оценки эффективности электропривода автотранспортного средства;

- проведение сравнительных теоретических исследований эффективности алгоритмов управления крутящими моментами с использованием средств имитационного моделирования и комплекса разработанных математических моделей;

- разработка системы виртуально-физических испытаний, предусматривающей совместное использование комплекса разработанных математических моделей и стендового оборудования для испытания электромашин;

- проведение сравнительных виртуально-физических испытаний по отработке алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом.

1.6 Выводы

1) Статистические анализы показывают рост востребованности автотранспортных средств с электрической трансмиссией. Среди компоновочных схем автомобилей с электрической трансмиссией наибольшими преимуществами обладают схемы с использованием технологии гибких интеллектуальных трансмиссий - индивидуальный электропривод каждого колеса с электронным управлением через «CAN» интерфейс. На сегодняшний день несовершенство системы автоматического регулирования является одним из самых главных недостатков, который выражается в неспособности использовать одно из важнейших преимуществ гибких интеллектуальных трансмиссий -

индивидуальное управление отдельными приводами колес в зависимости от дорожных условий движения. Таким образом, становится актуальной задача индивидуального управления отдельными приводами колес в зависимости от дорожных условий движения. В рамках данной проблемы проведены следующие обзорные исследования:

- проведён анализ компоновочных схем автотранспортных средств с комбинированными энергетическими установками и электромобилей;

- проведён анализ существующих подходов при разработке систем распределения потоков мощностей по ведущим колесам;

- проведён анализ технических решений повышения эффективности электроприводов;

- проведён анализ состояния вопроса теоретических и практических исследований в области разработки алгоритмов индивидуальным регулируемым электроприводом. Наибольшей эффективностью и работоспособностью обладают алгоритмы управления электроприводом, построенные на регулировании непосредственно крутящих моментов, которые обеспечивают наибольшее быстродействие в сочетании с векторной системой управления электромашиной по технологии прямого управления моментом.

2) На основании проведённой аналитической работы:

- обоснован метод исследования эффективности, заключающийся в использовании виртуально-физических систем;

- описан объект исследования, составлена цель диссертационного исследования и в соответствии с целью работы определен перечень основных задач исследования.

ГЛАВА 2. РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Большой вклад в развитие работ в области КЭУ, электромобилей, ИРЭ, а также повышения активной безопасности автотранспортных средств внесли отечественные и зарубежные исследователи, ученые, в том числе: Б.Н. Белоусов, С.Б. Шухман, М.С. Высоцкий, В.Г. Бутылин, В.В. Селифонов, А.А. Эйдинов, В.А. Горелов, С.В. Бахмутов, В.Е. Ютт, Е.Е. Баулина, М.М. Жилейкин, В.А. Петрушов, В.Ф. Кутенев, Г.О. Котиев, Л.Л. Гинцбург, Е.М. Овсянников, В.А. Шинкаренко, А.В. Мирошниченко, А.В. Келлер, А.М. Сайкин, И.А. Фисенко, К.Е. Карпухин, И.А. Куликов, Jörnsen Reimpell, Manfred Burckhardt, Bert Breuer, Karlheinz H. Bill, Bernd Heißing, Stefan Gies, Metin Ersoy, Ahmet Okyay, Armin Arnold aus Pyrbaum, Daniel Wallner, Jakub Prokes, Magnus Rau, Marcel Revfi, Michael Unterreiner, Thomas Krüger, Ingo Weber и многие другие.

Для решения частной задачи по отработке алгоритмов управления ИРЭ требуется математическая модель движения автотранспортного средства по твердой опорной поверхности. Для возможности анализа алгоритмов управления электроприводом сформированы следующие основные требования к необходимости имитационного моделирования движения автомобиля:

1) Математическая модель должна обеспечивать движение автомобиля с переменной скоростью и переменным продольным макропрофилем дороги.

2) Математическая модель должна обеспечивать движение автомобиля в дорожных циклах.

3) Математическая модель должна обеспечивать движение автомобиля по дорогам с различным покрытием.

4) Математическая модель должна обеспечивать движение автомобиля с проскальзыванием и буксованием ведущих колес, а также обеспечение возможности имитации данных условий по отдельности и в комбинации, например - движение на заснеженном подъёме или движение в дорожном цикле по дорогам с различными покрытиями по разным бортам автомобиля.

В первой главе диссертационной работы отмечено, что объектом исследования является физическая часть виртуально-физической системы -

двухконтурный ИРЭ, электромашины которого «YASA-400» применимы для использования на автомобилях классов B и D в соответствии с классификацией по Европейской Конвенции, что было подтверждено соответствующими расчетами. Для исследования эффективности алгоритмов управления электроприводом на основании анализа применимости выбранного типа электропривода к классам и категориям автомобилей (см. таблица 1.1) принято решение использовать в качестве виртуальной части виртуально-физической системы массогабаритные параметры, которые приведены в таблице 1.1 и которые отражают частный пример параметров автотранспортного средства класса автомобиля B в соответствии с классификацией по Европейской Конвенции. Компоновочная схема исследуемой виртуальной модели автомобиля приведена на рисунке 2.1.

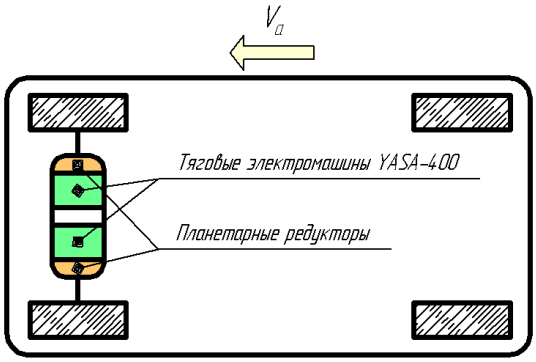


Рисунок 2.1 - Компоновочная схема электропривода виртуального автомобиля

Таблица 2.1 - Техническая спецификация виртуальной модели автомобиля

Основные характеристики виртуальной модели автомобиля			
Наименование параметра	Обозначение	Значение	Ед. изм.
Колёсная формула	mxn	4x2	
Полная масса	m_a	2170	[кг]
Распределение полной массы по осям	п/з (П)	51/49	%
Момент инерции автомобиля вокруг оси Z относительно точки центра масс для полной массы	JzОцм (П)	5017,5	[кг·м^2]
Длина	a	4,393	[м]
Ширина	b	2,010	[м]
Высота	h	1,599	[м]
Колесная база	L	2,699	[м]
Колея передних колес	B_1	1,544	[м]

Продолжение таблицы 2.1

Колея задних колес	B_2	1,551	[м]
Площадь лобового сопротивления	F	2,222	$м^2$
Коэффициент сопротивления воздуха	c_x	0,26	
Плотность воздуха	ρ	1,24	[$кг/м^3$]
Передаточное число колесного редуктора	ip	7,4	
Размерность шин		225/45R18	
Статический радиус колеса	r_c	0,320	[м]
Момент инерции колеса	I_k	1,658	[$кг·м^2$]

Теоретическая и практическая части научной работы базируются на основании выбранного примера виртуальной модели исследования и исходных данных таблиц 1.1 и 2.1. Для того, чтобы отразить процессы буксования колеса, требуется учитывать сцепные свойства эластичных колес в математической модели исследуемого автомобиля. Для выполнения этой задачи разработана модель колесного движителя, согласно источникам [95; 96; 97].

2.1 Математическая модель колёсного движителя

Движителем исследуемой модели автомобиля являются колёса передней оси (см. таблицу 2.1). Ведущие колёса могут находиться в одном из трёх основных режимов качения: ведомый (крутящий момент не подводится к колесу), ведущий (крутящий момент подводится к колесу) и тормозной (тормозной момент подводится к колесу). В зависимости от управляющего воздействия разделяют следующие режимы работы электропривода: тяговый режим (электропривод подводит крутящий момент к колесу), рекуперативный (режим накопления энергии в энергетический модуль под действием сил инерции), тормозной режим (электропривод способен подводить тормозной момент в случае необходимости, но не заменяет работу рабочей тормозной системы) и режим остановки (электропривод отключен, автомобиль неподвижен).

2.1.1 Ведомый режим качения колеса

В ведомом режиме качения на колесо действуют следующие силовые и кинематические факторы (см. рисунок 2.2):

M_k - крутящий момент на колесе, [Н · м];

M_{kj} -инерционный момент колеса, [Н · м];

F_z - вертикальная реакция действующая i-ое колесо автомобиля, [Н];

$F_т$ - горизонтальная реакция, действующая на i-ое колесо автомобиля, [Н];

$J_к$ - момент инерции колеса, [кг · м^2];

ω_k - угловая скорость колеса, [1/с];

V_k - скорость движения центра тяжести колеса, [м/с];

R_z - вертикальная реакция, возникающая в пятне контакта, [Н];

R_x - касательная реакция, возникающая в пятне контакта, [Н];

a - смещение вертикальной реакции, [м];

r_d - динамический радиус колеса, [м];

f - коэффициент сопротивления качению.

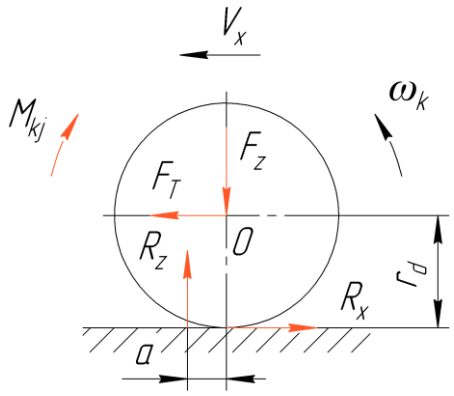


Рисунок 2.2 - Ведомый режим качения колеса

Сумма горизонтальных реакций должна быть равна нулю:

$$\Sigma F_x = 0: F_T - R_x = 0. \quad (2.1)$$

Сумма крутящих моментов относительно т.О должна быть равна нулю:

$$\Sigma M_o = 0: -M_{kj} - R_z \cdot a + R_x \cdot r_d = 0. \quad (2.2)$$

Уравнения динамики колеса в ведомом режиме имеют вид:

$$\begin{cases} F_T = R_x \\ M_{kj} = R_x \cdot r_d - R_z \cdot a' \end{cases} \quad (2.3)$$

где: $\dot{V}_k$ - линейное ускорение колеса, [м/с^2];

J_k - момент инерции колеса, [кг · м^2];

$\dot{\omega}_k$ - угловое ускорение колеса, [1/с^2].

Нормальная реакция R_z смещена относительно центра вращения колеса O на расстояние a, что обусловлено упругими свойствами эластичного колеса. Произведение $R_z \cdot a$ называется моментом сопротивления качению колеса M_f. Расстояние a представляют в виде:

$$a = f \cdot r_d, \tag{2.4}$$

где: f - коэффициент сопротивления качения колеса;

r_d - динамический радиус колеса, [м].

Горизонтальная реакция F_T, действующая на i-ое колесо автомобиля находится по формуле:

$$F_T = m_k \cdot \dot{V}_k. \tag{2.5}$$

Инерционный момент находится по формуле:

$$M_{kj} = J_k \cdot \dot{\omega}_k. \tag{2.6}$$

С учетом преобразований уравнения динамики (2.3) примут вид:

$$\begin{cases} m_k \cdot \dot{V}_k = R_x \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = R_x \cdot r_d - R_z \cdot f \cdot r_d. \end{cases} \tag{2.7}$$

В литературе [98] отмечено, что коэффициент сопротивления качения f может быть представлен в виде следующей эмпирической формулы:

$$f = f_0 + k_f \cdot V_a^2 + f_\Delta, \tag{2.8}$$

где: f_0 - где коэффициент сопротивления качения по сухой гладкой дороге при скорости, близкой к нулю;

k_f - коэффициент повышения сопротивления качения от скорости (для легковых автомобилей $k_f = (4 \dots 5) \cdot 10^{-5}$);

f_Δ - коэффициент, зависящий от дорожного покрытия.

В литературе [98] квадратичная зависимость f от скорости автомобиля находит подтверждение на широком экспериментальном материале. Значения f_Δ для различных поверхностей представлены в таблице 2.2. [98]

Таблица 2.2 - Коэффициенты сопротивления качения для различных дорожных покрытий

Покрытие опорной поверхности	f_Δ

Продолжение таблицы 2.2

Асфальт сухой	0
Асфальт мокрый	0,007…0,015
Укатанный снег	0,056…0,086
Лёд	0,004…0,006

2.1.2 Ведущий режим качения колеса

В ведущем режиме качения на колесо действуют следующие силовые и кинематические факторы (см. рисунок 2.3):

M_k - крутящий момент на колесе, [Н · м];

M_{kj} - инерционный момент колеса, [Н · м];

F_z - вертикальная реакция действующая i-ое колесо автомобиля, [Н];

$F_т$ - горизонтальная реакция, действующая на i-ое колесо автомобиля, [Н];

$J_к$ - момент инерции колеса, [кг · м^2];

ω_k - угловая скорость колеса, [1/с];

V_k - скорость движения центра тяжести колеса, [м/с];

R_z - вертикальная реакция, возникающая в пятне контакта, [Н];

R_x - касательная реакция, возникающая в пятне контакта, [Н];

a - смещение вертикальной реакции, [м];

r_d - динамический радиус колеса, [м];

f - коэффициент сопротивления качению.

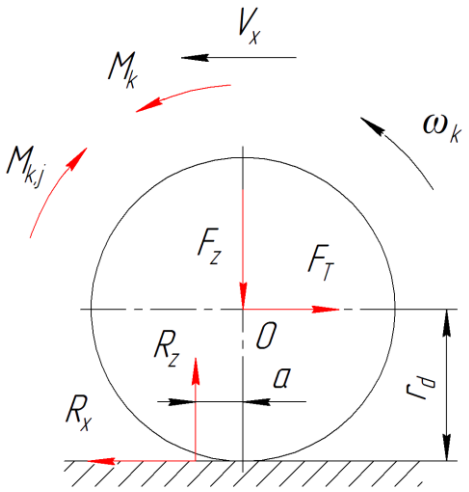


Рисунок 2.3 - Ведущий режим качения колеса

Сумма горизонтальных реакций должна быть равна нулю:

$$\Sigma F_x = 0: \ -F_T + R_x = 0. \tag{2.9}$$

Сумма крутящих моментов относительно т. О должна быть равна нулю:

$$\Sigma M_o = 0: -M_{kj} + M_k - R_z \cdot a - R_x \cdot r_d = 0. \tag{2.10}$$

Уравнения динамики колеса в ведущем режиме имеют вид:

$$\begin{cases} F_T = R_x \\ M_{kj} = M_k - R_z \cdot a - R_x \cdot r_d. \end{cases} \tag{2.11}$$

В ведущем режиме качения колеса имеет место проскальзывание эластичного колеса относительно опорной поверхности. Проскальзывание эластичного колеса в ведущем режиме характеризуется коэффициентом буксования:

$$S_\delta = 1 - \frac{V_к}{r_k \cdot \omega_k}, \tag{2.12}$$

где: r_k - кинематический радиус колеса, [м];

ω_k - угловая скорость колеса, [1/с];

$V_к$ - скорость движения центра тяжести колеса, [м/с].

Экспериментально установлено, что при движении ведущего колеса с проскальзыванием максимальная касательная реакция пропорциональна нормальной реакции:

$$R_x = R_z \cdot \varphi_x, \tag{2.13}$$

где: φ_x - коэффициент сцепления в продольном направлении.

С учетом преобразований уравнения динамики (2.11) примут вид:

$$\begin{cases} m_k \cdot \dot{V}_k = R_x \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_k - R_z \cdot r_d(f - \varphi_x) \end{cases} \tag{2.14}$$

Для описания модели взаимодействия колеса с дорожным покрытием используется формула Буркхарда [99]:

$$\varphi_x = C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S_б}) - C_3 \cdot S_б, \tag{2.15}$$

где: C_1 - коэффициент, определяющий максимум кривой $C_1 = \varphi_{xmax}$;

C_2 - коэффициент, определяющий форму кривой $C_2 \cdot e^{-C_2 \cdot S_б} = \frac{C_3}{C_1}$;

C_3 - коэффициент, учитывающий падение коэффициента сцепления от максимума коэффициента сцепления при полном буксовании $C_3 = \varphi_{xmax} - \varphi_{БЛ}$.

Для моделируемой шины в таблице 2.3 приведены коэффициенты для различных дорожных покрытий. [100]

Таблица 2.3 - Коэффициенты модели взаимодействия колеса и дорожного покрытия

Дорожное покрытие	**C1**	**C2**	**C3**
Асфальт сухой	1,029	17,16	0,523
Асфальт мокрый #1	0,857	33,822	0,347
Асфальт мокрый #2	0,635	41,915	0,289
Укатанный снег #1	0,425	51,348	0,207
Укатанный снег #2	0,1946	94,129	0,0646
Лед	0,05	306,39	0

2.1.3 Тормозной режим качения колеса

В тормозном режиме качения на колесо действуют следующие силовые и кинематические факторы (см. рисунок 2.4):

$M_т$ - тормозной момент на колесе, [Н · м];

M_{kj} - момент инерции колеса, [Н · м];

F_z - вертикальная реакция действующая на i-ое колесо автомобиля, [Н];

$F_т$ - горизонтальная реакция, действующая на i-ое колесо автомобиля, [Н];

$J_к$ - момент инерции колеса, [кг · м^2];

ω_k - угловая скорость колеса, [1/с];

V_k - скорость движения центра тяжести колеса, [м/с];

R_z - вертикальная реакция, возникающая в пятне контакта, [Н];

R_x - касательная реакция, возникающая в пятне контакта, [Н];

a - смещение вертикальной реакции, [м];

r_d - динамический радиус колеса, [м];

f - коэффициент сопротивления качению.

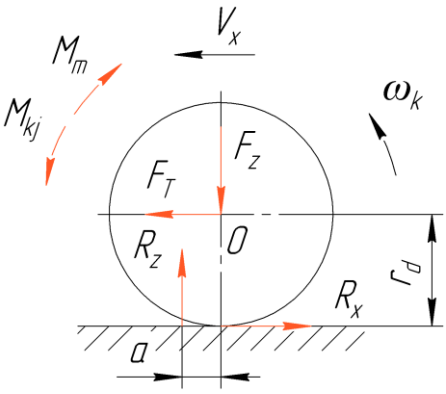


Рисунок 2.4 - Тормозной режим качения колеса

Сумма горизонтальных реакций должна быть равна нулю:

$$\Sigma F_x = 0: F_T - R_x = 0. \tag{2.16}$$

Сумма крутящих моментов относительно т. О должна быть равна нулю:

$$\Sigma M_o = 0: M_{kj} - M_т - R_z \cdot a + R_x \cdot r_d = 0. \tag{2.17}$$

Уравнения динамики колеса в тормозном режиме имеют вид:

$$\begin{cases} m_k \cdot \dot{V}_k = R_x \\ M_{kj} = M_т + R_z \cdot a - R_x \cdot r_d \end{cases}. \tag{2.18}$$

С учетом преобразований уравнения динамики (2.15) примут вид:

$$\begin{cases} m_k \cdot \dot{V}_k = R_x \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_т + R_z \cdot r_d \cdot (f - \varphi_x) \end{cases}. \tag{2.19}$$

2.2 Математическая модель движения автотранспортного средства с тремя степенями свободы

Согласно общим принципам построения математических моделей, описанных в литературе [1], для решения задач по исследованию законов и алгоритмов управления ИРЭ необходимо и достаточно разработать математическую модель с тремя степенями свободы. Эта математическая модель позволяет с необходимой полнотой описать поведение автомобиля в динамике с учетом имитации ИРЭ управляемого различными способами. Математическая модель движения автомобиля с тремя степенями свободы состоит из уравнений, описывающих:

1) Плоское движение корпуса автомобиля относительно земной поверхности.

2) Вращение всех колёс, связанных с корпусом автомобиля.

3) Связь кинематических параметров катящегося с уводом эластичного колеса с силовыми факторами.

4) Изменение крутящих моментов колёс в зависимости от их угловых скоростей вращения и управляющего воздействия от системы автоматического управления (САУ) движением автомобиля, с учётом способа управления ИРЭ.

Для математической модели движения автомобиля с тремя степенями свободы принимаются следующие допущения:

1) Плоскость вращения колеса - вертикальная.

2) Не учитывается зависимость фрикционных свойств материалов шины и опорной поверхности от температуры при нестационарном качении.

Определим в неподвижной системе координат XOY, связанной с землёй, положение и параметры движения корпуса автотранспортного средства согласно расчётной схеме, приведённой на рисунке 2.5 (см. формулу (2.20)).

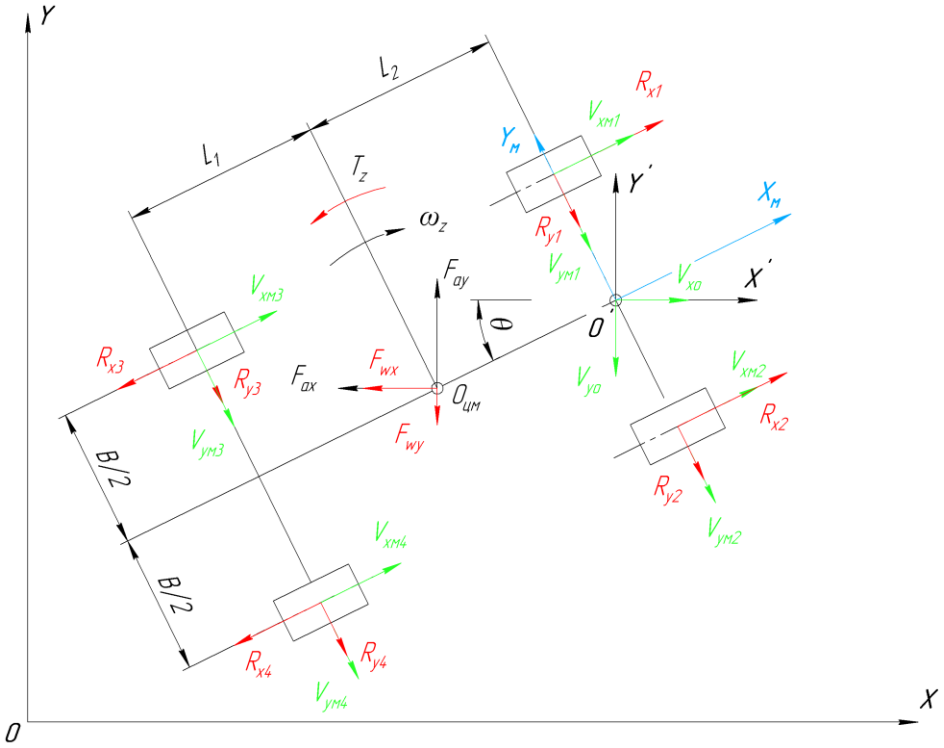


Рисунок 2.5 - Расчётная схема математической модели движения автотранспортного средства с тремя степенями свободы (привод колёс - передний)

$$\frac{G_a}{g} \cdot \ddot{x}_{O'} = (R_{x1} + R_{x2} - R_{x3} - R_{x4}) \cdot \mathrm{Cos}(\theta) + (R_{y1} + R_{y2} + R_{y3} +$$

$$+R_{y4}) \cdot \mathrm{Sin}(\theta) - F_{ax} - F_{wx},$$

$$\frac{G_a}{g} \cdot \ddot{y}_{O'} = -(R_{x1} + R_{x2} - R_{x3} - R_{x4}) \cdot \mathrm{Sin}(\theta) - (-R_{y1} - R_{y2} -$$

$$-R_{y3} - R_{y4}) \cdot \mathrm{Cos}(\theta) - F_{ay} + F_{wy}, \qquad (2.20)$$

$$J_{O'м} \cdot \ddot{\theta} = (R_{x1} - R_{x2} - R_{x3} + R_{x4}) \cdot \frac{B}{2} + \left(-R_{y3} - R_{y4}\right) \cdot (L_1 + L_2) +$$

$$+((F_{ax} + F_{wx}) \cdot \mathrm{Sin}(\theta) + (F_{ay} - F_{wy}) \cdot \mathrm{Cos}(\theta)) \cdot L_2,$$

$$J_{O'м} = J_{zO_{цм}} + \frac{G_a}{g} \cdot {L_2}^2,$$

где: $x_{O'}$ и $y_{O'}$ - координаты точки O’, прикрепленной к автотранспортному средству в неподвижных координатах, [м];

θ - координата угла поворота подвижной системы координат $X_м O' Y_м$, жёстко связанной с автотранспортным средством, относительно неподвижной, [°];

$J_{O'м}$ - момент инерции автотранспортного средства вокруг вертикальной оси относительно т. O’, [$кг \cdot м^2$];

$J_{zO_{цм}}$ - момент инерции автотранспортного средства вокруг вертикальной оси относительно т. $O_{цм}$, центра масс автомобиля, [$кг \cdot м^2$];

R_{xi} - проекции касательных реакций в пятне контакта i-го колеса на ось $X_м(Y_м)$ подвижной системы координат, [Н];

R_{yi} - проекции боковых реакций в пятне контакта i-го колеса на ось $X_м(Y_м)$ подвижной системы координат, [Н];

F_{ax} и F_{ay} - составляющие силы веса, действующие на автотранспортное средство при движении по косогору, [Н];

F_{wx} и F_{wy} - составляющие силы аэродинамического сопротивления движению автотранспортного средства, [Н];

B - колея автотранспортного средства, [м];

L_1 и L_2 - координаты положения центра масс автотранспортного средства относительно базы автотранспортного средства, [м].

Составляющие силы веса, действующие на автотранспортное средство при движении по косогору определяются выражениями:

$$F_{ax} = G_a \cdot Sin(\alpha) \cdot Cos(\theta),$$
$$F_{ay} = G_a \cdot Sin(\alpha) \cdot Sin(\theta). \quad (2.21)$$

Составляющие силы аэродинамического сопротивления движению автотранспортного средства определяются выражениями:

$$F_{wx} = C_{wx} \cdot \rho \cdot F_{лоб} \cdot \dot{x_{O'}}^2/2,$$
$$F_{wy} = C_{wy} \cdot \rho \cdot F_{бок} \cdot \dot{y_{O'}}^2/2, \quad (2.22)$$

где: C_{wx} - коэффициент лобового аэродинамического сопротивления;

C_{wx} - коэффициент бокового аэродинамического сопротивления;

$F_{лоб}$ - площадь лобового сечения автотранспортного средства, ($м^2$);

$F_{бок}$ - площадь бокового сечения автотранспортного средства, ($м^2$);

ρ - плотность воздуха, ($кг/м^3$).

Определяем координаты центров колес автотранспортного средства в неподвижной системе координат (см. системы уравнений (2.23) и (2.24)):

$$x_1 = x_{O'} - B/2 \cdot Sin(\theta),$$
$$x_2 = x_{O'} + B/2 \cdot Sin(\theta),$$
$$x_3 = x_{O'} - (L_1 + L_2) \cdot Cos(\theta) - B/2 \cdot Sin(\theta),$$
$$x_4 = x_{O'} - (L_1 + L_2) \cdot Cos(\theta) + B/2 \cdot Sin(\theta), \quad (2.23)$$

$$y_1 = y_{O'} + B/2 \cdot Cos(\theta),$$
$$y_2 = y_{O'} - B/2 \cdot Sin(\theta),$$
$$y_3 = y_{O'} - (L_1 + L_2) \cdot Sin(\theta) + B/2 \cdot Cos(\theta),$$
$$y_4 = y_{O'} - (L_1 + L_2) \cdot Sin(\theta) - B/2 \cdot Cos(\theta). \quad (2.24)$$

Определяем линейные скорости центра колеса в подвижной системе координат (системы уравнений (2.25) и (2.26)):

$$V_{1x_м} = \dot{x_{O'}} \cdot Cos(\theta) - \dot{y_{O'}} \cdot Sin(\theta) + \dot{\theta} \cdot B/2,$$
$$V_{2x_м} = \dot{x_{O'}} \cdot Cos(\theta) - \dot{y_{O'}} \cdot Sin(\theta) - \dot{\theta} \cdot B/2, \quad (2.25)$$

$$V_{3x_м} = \dot{x}_{O'} \cdot \mathrm{Cos}(\theta) - \dot{y}_{O'} \cdot \mathrm{Sin}(\theta) + \dot{\theta} \cdot B/2,$$
$$V_{4x_м} = \dot{x}_{O'} \cdot \mathrm{Cos}(\theta) - \dot{y}_{O'} \cdot \mathrm{Sin}(\theta) - \dot{\theta} \cdot B/2,$$

$$\begin{gathered} V_{1y_м} = \dot{x}_{O'} \cdot \mathrm{Sin}(\theta) + \dot{y}_{O'} \cdot \mathrm{Cos}(\theta), \\ V_{2y_м} = \dot{x}_{O'} \cdot \mathrm{Sin}(\theta) + \dot{y}_{O'} \cdot \mathrm{Cos}(\theta), \\ V_{3y_м} = \dot{x}_{O'} \cdot \mathrm{Sin}(\theta) + \dot{y}_{O'} \cdot \mathrm{Cos}(\theta) - \dot{\theta} \cdot (L_1 + L_2), \\ V_{4y_м} = \dot{x}_{O'} \cdot \mathrm{Sin}(\theta) + \dot{y}_{O'} \cdot \mathrm{Cos}(\theta) - \dot{\theta} \cdot (L_1 + L_2). \end{gathered} \tag{2.26}$$

В соответствии с разделом 2.1 математическая модель колесного движителя определяется следующей системой уравнений:

$$\begin{gathered} J_k \cdot \dot{\omega}_{k1} = M_{k1} - R_{z1} \cdot r_{d1} \cdot (f_1 - \varphi_{x1}), \\ J_k \cdot \dot{\omega}_{k2} = M_{k2} - R_{z2} \cdot r_{d2} \cdot (f_2 - \varphi_{x2}), \\ J_k \cdot \dot{\omega}_{k3} = R_{x3} \cdot r_{d3} - R_{z3} \cdot f_2 \cdot r_{d3}, \\ J_k \cdot \dot{\omega}_{k4} = R_{x4} \cdot r_{d4} - R_{z4} \cdot f_4 \cdot r_{d4}, \end{gathered} \tag{2.27}$$

где: J_k - момент инерции колес i-ой оси, [кг · м^2];

M_{ki} - крутящий момент на колёсах i-ой оси, [Н · м];

R_{zi} - вертикальная реакция iго колеса, [Н];

ω_{ki} - угловая скорость i-го колеса, [1/с];

r_{di} - динамический радиус i-го колеса, [м];

f_i - коэффициент сопротивлению качению i-го колеса;

φ_{xi} -коэффициент сцепления в продольном направлении i-го колеса.

Разработанная математическая модель описывает поведение автотранспортного средства в динамике с учетом имитации ИРЭ управляемого различными способами и может быть использована как для анализа алгоритмов управления ИРЭ, так и СКУ, а также для решения достаточно широкого круга других задач в комплексе с моделями других математических блоков.

2.3 Расчёт динамического перераспределения реакций

Согласно источникам [95; 96; 97], расчёт касательных реакций на ведущих и тормозящих осях автомобиля подразумевает моделирование динамического распределения реакций между этими осями. Для составления математического

описания случая поступательного движения автомобиля по горизонтальной дороге со скоростью V_x, продольным ускорением j_x и поперечным ускорением j_y построена расчётная схема внешних сил и моментов (см. рисунок 2.6), действующих на автомобиль в этих условиях. Система координат связана с дорогой и направлением движения автомобиля: ось x параллельна плоскости дороги и совпадает с направлением поступательного движения автомобиля, ось z перпендикулярна плоскости дороги, ось y параллельна плоскости дороги и перпендикулярна направлению поступательного движения автомобиля.

Составляющие центробежной силы F_{xy} в продольном F_x и боковом F_y направлениях определяются формулами:

$$F_X = M_a \cdot j_X,$$
$$F_Y = M_a \cdot j_Y, \qquad (2.28)$$

где: M_a - масса автомобиля, [кг];

j_X - продольное ускорения автомобиля, [м/с^2];

j_Y - поперечное ускорения автомобиля, [м/с^2].

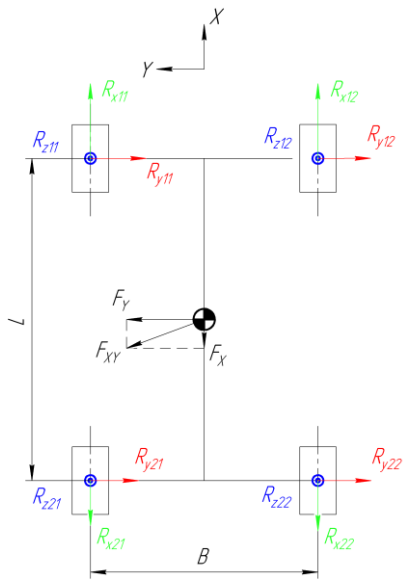


Рисунок 2.6 - Расчётная схема поступательного движения автомобиля с приводом на передние колеса

Добавочная силовая реакция при действии центробежной силы F_{xy} в продольном F_x направлении определяется формулой:

$$R_X = \frac{j_X \cdot M_a \cdot h_g}{L}, \tag{2.29}$$

где: h_g - высота центра масс автомобиля, [м];

L - база автомобиля, [м];

$j_X > 0$ - случай ускорения;

$j_X < 0$ - случай замедления.

Добавочная силовая реакция при действии центробежной силы F_{xy} в поперечном F_y направлении определяется формулой:

$$R_Y = \frac{j_Y \cdot M_a \cdot h_g}{B}, \tag{2.30}$$

где: B - колея автомобиля, [м];

$j_Y > 0$ - случай правого поворота;

$j_Y < 0$ - случай левого поворота;

Для расчетной схемы, приведенной на рисунке 2.6, с учетом добавочных силовых реакций при возникновении центробежной силы F_{xy} вертикальные реакции на каждом колесе будут определяться формулами:

$$\begin{gathered}
R_{z11} = M_a \cdot K_{ПОП} \cdot (K_{ПР} \cdot g - \frac{j_X \cdot h_{цм}}{L} + \frac{j_Y \cdot h_{цм}}{B}), \\
R_{z12} = M_a \cdot K_{ПОП} \cdot (K_{ПР} \cdot g - \frac{j_X \cdot h_{цм}}{L} - \frac{j_Y \cdot h_{цм}}{B}), \\
R_{z21} = M_a \cdot (1 - K_{ПОП}) \cdot ((1 - K_{ПР}) \cdot g + \frac{j_X \cdot h_{цм}}{L} + \frac{j_Y \cdot h_{цм}}{B}), \\
R_{z22} = M_a \cdot (1 - K_{ПОП}) \cdot ((1 - K_{ПР}) \cdot g + \frac{j_X \cdot h_{цм}}{L} - \frac{j_Y \cdot h_{цм}}{B}),
\end{gathered} \tag{2.31}$$

где: $K_{ПОП}$ - коэффициент поперечного статического перераспределения вертикальных реакций;

$K_{ПР}$ - коэффициент продольного статического перераспределения вертикальных реакций;

g - ускорение свободного падения, [$м/с^2$].

Боковые реакции R_y будут определяться формулами:

$$R_{y11} = б_{11} \cdot K_{б11},$$
$$R_{y12} = б_{12} \cdot K_{б12},$$
$$R_{y21} = б_{21} \cdot K_{б21},$$
$$R_{y22} = б_{22} \cdot K_{б22}, \quad (2.32)$$

где: $б_{ji}$- углы увода колес, [°];

$K_{бji}$ - коэффициенты сопротивлению уводу, [Н/°].

Для частного случая прямолинейного движения автомобиля (угол поворота рулевого колеса 0 градусов) уравнения связи углов увода и кинематических параметров будут определяться выражениями:

$$б_{11} = \frac{G_a \cdot V_x \cdot \omega_z \cdot L_2}{g \cdot L \cdot 2} \cdot \frac{1}{K_{б11}},$$
$$б_{12} = \frac{G_a \cdot V_x \cdot \omega_z \cdot L_2}{g \cdot L \cdot 2} \cdot \frac{1}{K_{б12}},$$
$$б_{21} = \frac{G_a \cdot V_x \cdot \omega_z \cdot L_1}{g \cdot L \cdot 2} \cdot \frac{1}{K_{б21}},$$
$$б_{22} = \frac{G_a \cdot V_x \cdot \omega_z \cdot L_1}{g \cdot L \cdot 2} \cdot \frac{1}{K_{б22}}, \quad (2.33)$$

где: G_a- вес автомобиля, [Н];

V_x - продольная скорость автомобиля, [$м/с^2$];

ω_z - угловая скорость автомобиля относительно вертикальной оси автомобиля Z, [1/с];

L_1 - расстояние в продольной плоскости автомобиля от высоты центра масс до передней оси, [м];

L_2 - расстояние в продольной плоскости автомобиля от высоты центра масс до задней оси, [м];

L - база, [м].

2.4 Разработка алгоритма управления индивидуальным регулируемым электроприводом

На базе основных положений, указанных в литературе [4], общий принцип работы алгоритма управления электроприводом заключается в следующих положениях:

1) При движении автомобиля в условиях малых сил сопротивления запрограммирован алгоритм выравнивания крутящих моментов по колёсам - «дорожный» режим.

2) При движении транспортного средства в условиях повышенных сил сопротивления запрограммирована функция принудительного включения алгоритма адаптивного ассиметричного регулирования крутящих моментов по колёсам - «внедорожный» режим.

3) Поддержание предельного крутящего момента электромашин в условиях низкого коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием, соответствующему оптимальному значению коэффициента буксования, осуществляется за счёт алгоритма работы ПБС.

При этом для системы управления электропривода предъявляются следующие общие требования:

1) Система управления должна обеспечивать плавное и точное регулирование частоты вращения и крутящего момента без пульсаций на всём частотном диапазоне.

2) Система управления должна обеспечивать быструю реакцию на управляющий сигнал изменения крутящего момента.

3) Система управления должна обеспечивать отсутствие колебаний скорости при постоянной нагрузке.

4) Система управления должна обеспечивать отсутствие потери «управления» (относится к термину теории автоматического управления) при резкопеременной нагрузке.

Одной из самых важных задач водителя при управлении автомобилем является регулирование сигнала педали акселератора в тяговом режиме. При

эксплуатации автомобиля в жизни водителя нередко встречаются ситуации чрезмерного проскальзывания колес, особенно при движении в тяжелых дорожных условиях - грязь, снег, лёд или просто интенсивный старт, что в свою очередь резко уменьшает КПД колеса из-за значительного увеличения скоростных потерь колеса и вынуждает водителя регулировать подводимую мощность в сторону её уменьшения, чтобы изменить величины проскальзывания колес до оптимальных значений. В ряде случаев это обстоятельство создаёт определенные трудности для водителя. Существующие современные технологии и научный прогресс позволили инженерам разработать специальные сложные электронно-механические системы, так называемые интеллектуальные транспортные системы помощи водителю, которые способны выполнять самые различные функции для обеспечения безопасности движения и повышать уровень комфортабельности управления автомобилем. Рассматривая тяговый режим качения колеса, одна из наиболее распространённых функций позволяет стабилизировать скорости продольных положительных скольжений колес и тем самым обеспечивать работу колеса в сложных дорожных условиях в допустимом диапазоне изменения величины проскальзывания колеса. В составе системы управления ИРЭ ведущих колёс можно реализовать эту функцию без реактивного воздействия тормозной системы. [101] Задача состоит в формировании управляющих воздействий на входной сигнал управления крутящими моментами электроприводов. Системы, стабилизирующие скорость положительных скольжений колес, получили название - противобуксовочных («ASR» - Automatic Slip Regulation). К преимуществам данной системы относят [1]:

1) Сохранение курсовой устойчивости автомобиля при разгоне с чрезмерным проскальзыванием.

2) Снижение износа протекторов ведущих колес.

3) Повышение динамики автомобиля при разгоне на любых покрытиях.

4) Значительное снижение скоростных потерь при работе колеса.

В литературе [4] отмечено, что для предотвращения срыва грунта под колёсами с возможной потерей мощности и реализации максимально возможной

тяговой силы каждым колесом существуют три базовых способа ограничения угловой скорости колеса, которые были проанализированы в первой главе:

1) *По отношению ускорений*. Величина отношения продольного ускорения автомобиля к угловому ускорению колеса не должна превышать установленного значения, например, 0,4 [м] - (см. формулу (1.3) первой главы). В случае превышения установленного значения осуществляется уменьшение «уставки» угловой скорости i-го колеса. Данное регулирование используется в современных противобуксовочных системах и его принято называть *способом регулирования скольжений колес по прогнозу возможного буксования*.

2) *По проскальзыванию*. Величина фактического значения проскальзывания колеса не должна превышать установленного значения, например, диапазона 0,15…0,19 - (см. формулу (1.4) первой главы). В случае превышения установленного значения осуществляется уменьшение «уставки» угловой скорости i-го колеса. Этот способ регулирования принято называть *способом регулирования непосредственно скольжений колес*.

3) *По крутящему моменту*. Величина фактического значения проскальзывания колеса должна достичь установленного значения, например, диапазона 0,15…0,19 - (см. формулу (1.4) первой главы). В случае превышения установленного диапазона алгоритм управления принимает значение крутящего момента с предыдущего шага за предельное значение, когда проскальзывание находилось в установленном диапазоне. Этот способ регулирования принято называть *способом регулирования непосредственно крутящих моментов колес*.

Известно, что электромашины объекта исследования (двухконтурный ИРЭ) являются синхронными электромашинами с постоянными магнитами «YASA-400» с векторной системой управления непосредственно крутящими моментами, обладающей максимальным быстродействием среди всех систем управления. Таким образом, алгоритм работы противобуксовочной системы наиболее целесообразно реализовать по *способу регулирования непосредственно крутящих моментов колес*. Известно, что изменение управляющего тока электромашины «YASA-400» влияет на изменение крутящего момента на колесе и, наоборот, в

случае режима чрезмерного проскальзываниия колеса падение крутящего момента характеризуется падением управляющего тока электромашины в электрической цепи. Поэтому следует построить связь на регулировании крутящих моментов через управляющий ток в инверторах электромашин ИРЭ. Для объяснения алгоритма работы ПБС разработана структурная блок-схема - см. рисунок 2.7. Последовательность работы алгоритма следующая:

1) Шаг №1. Водитель задает управляющее воздействие с помощью педали акселератора, меняя угол «а» [˚] - угол наклона педали. Педаль акселератора представляет собой контроллер с микропроцессорным управлением, который работает по принципу реостата и связан с потенциометром. Потенциометр посылает управляющие сигналы в систему управления электроприводом, где определяется величина управляющего тока. В зависимости от сигнала нажатия на педаль акселератора система управления может изменять мощность, потребляемую электроприводом от 0 % до 100 %.

2) Шаг №2. Угол наклона педали «а» в свою очередь в системе управления задает входное воздействие на воздействие на электронный блок управления электроприводом - изменение управляющего $I_{эуi}$, регулирование которым приводит к регулированию крутящего момента электропривода $M_{эi}$.

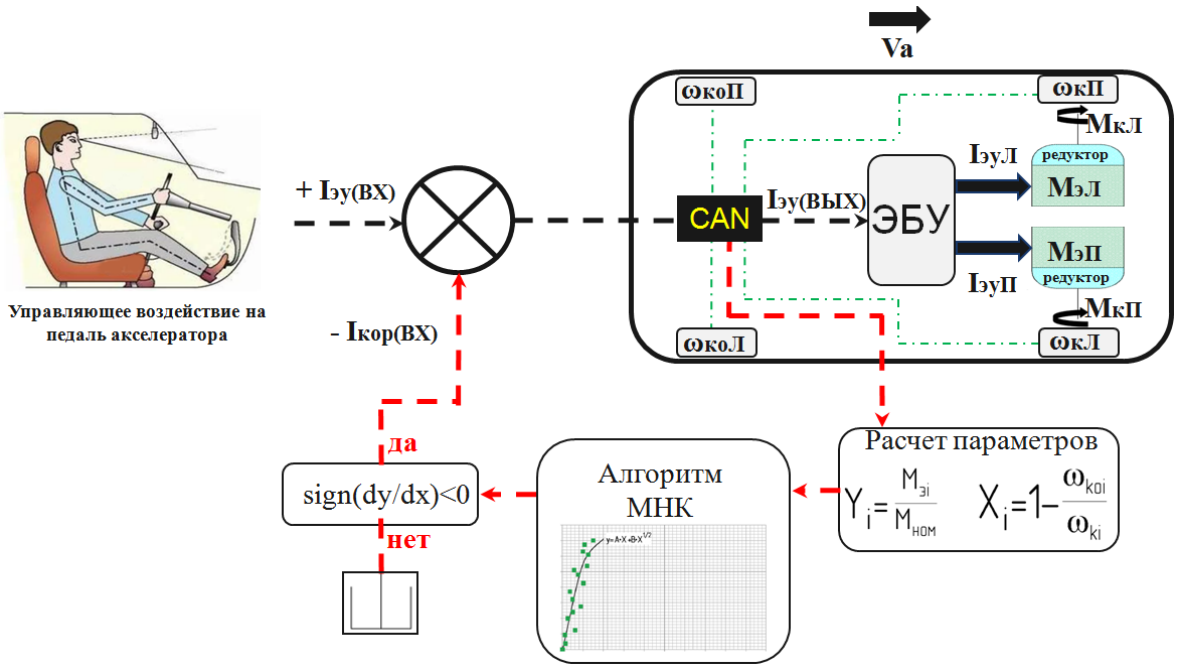


Рисунок 2.7 - Структурная блок-схема алгоритма работы ПБС

$I_{эу(ВХ)}$ - значение управляющего тока на входе, [А]; $I_{эу(ВХ)}$ - значение управляющего тока на выходе, [А]; $I_{кор(ВХ)}$ - корректирующее значение управляющего тока на входе, [А]; $I_{эуi}$ -значение управляющего тока на правой и левой электромашинах соответственно, [А]; $\omega_{коi}$ - частота вращения ведомых правых и левых колес соответственно, [1/с]; $\omega_{кi}$ - частота вращения ведущих правых и левых колес соответственно, [1/с]; $M_{кi}$ - крутящий момент ведущих правых и левых колес соответственно, [Н·м]; $M_{эi}$ - крутящий момент правой и левой электромашин соответственно, [Н·м]; МНК - метод наименьших квадратов; ЭБУ - электронный блок управления

3) Шаг №3. Для работы алгоритма входной сигнал в виде крутящего момента i-ой электромашины $M_{эi}$ и выходные сигналы в виде частот вращения i-ых ведущих ω_{ki} [1/с] и j-ых ведомых колёс ω_{koj} [1/с] поступают в блок расчёта параметров X_i и Y_i. Параметр Y_i представляет собой отношение фактического крутящего момента i-ой электромашины $M_{эi}$ [Н·м] к номинальному значению крутящего момента электромашины $M_{ном}$ [Н·м]. Параметр X_i представляет собой коэффициент буксования, который рассчитывается по следующей формуле:

$$S_б = 1 - \frac{r_{ki}}{r_{koi}} = 1 - \frac{V_{ki}/\omega_{ki}}{V_{kj}/\omega_{koj}} = 1 - \frac{\omega_{koj}}{\omega_{ki}}, \qquad (2.34)$$

где: r_{ki} - кинематический радиус i-го колеса, [м];

r_{koi} - радиус качения iго колеса в ведомом режиме, [м];

$V_{ki(j)}$ - линейная скорость i-го (j-го) колеса, [м];

ω_{ki} - угловая скорость i-го колеса в ведущем режиме, [1/с];

ω_{koj} - угловая скорость колеса в ведомом режиме, [1/с].

Таким образом, на шаге №3 происходит вычисление системы входных значений Y_i, определяющих управляющее воздействие, и значений X_i, определяющих реакцию на управляющее воздействие:

$$\begin{cases} X_i = 1 - \dfrac{\omega_{koj}}{\omega_{ki}} \\ Y_i = \dfrac{M_{эi}}{M_{ном}} \end{cases}, \tag{2.35}$$

4) <u>Шаг №4</u>. Создается искусственная зависимость между параметрами Y_i и X_i с помощью метода наименьших квадратов (МНК) - проводится вычисление значений аппроксимирующей функции y_i на базе значений Y_i и X_i, полученных на предыдущем шаге (см. систему уравнений (2.36)):

$$\begin{cases} y_i = A \cdot X_i + B \cdot X_i^{1/2} \\ F = \sum_{i=1}^{n} (Y_i - y_i(X_i))^2 \\ \begin{cases} \dfrac{dF}{dA} = 0 \\ \dfrac{dF}{dB} = 0 \end{cases} => \begin{cases} A \cdot \sum_{i=1}^{n} X_i^2 + B \cdot \sum_{i=1}^{n} X_i^{3/2} = \sum_{i=1}^{n} Y_i \cdot X_i \\ A \cdot \sum_{i=1}^{n} X_i^{3/2} + B \cdot \sum_{i=1}^{n} X_i = \sum_{i=1}^{n} Y_i \cdot X_i^{1/2} \end{cases} \end{cases}, \tag{2.36}$$

где: A и B - коэффициенты аппроксимирующей функции;

F - ошибка.

Искусственная зависимость параметров Y_i и X_i необходима для анализа и регулирования управляющего сигнала (ток в электрической цепи) на следующем шаге. В качестве шаблона аппроксимирующей функции выбрана функция $y = A \cdot x + B \cdot x^2$ (патент №EP0630786A1 компании «Siemens»), которая позволяет минимизировать ошибку F в сравнении с полиномными функциями. Коэффициенты A и B находятся путём решения системы уравнений, содержащую уравнения частных производных ошибки F по коэффициентам A и B и равенство этих уравнений 0. Качество регулирования определяется величиной ошибки F (принято F≤0,001). Графически процесс аппроксимации приведен на рисунке 2.8.

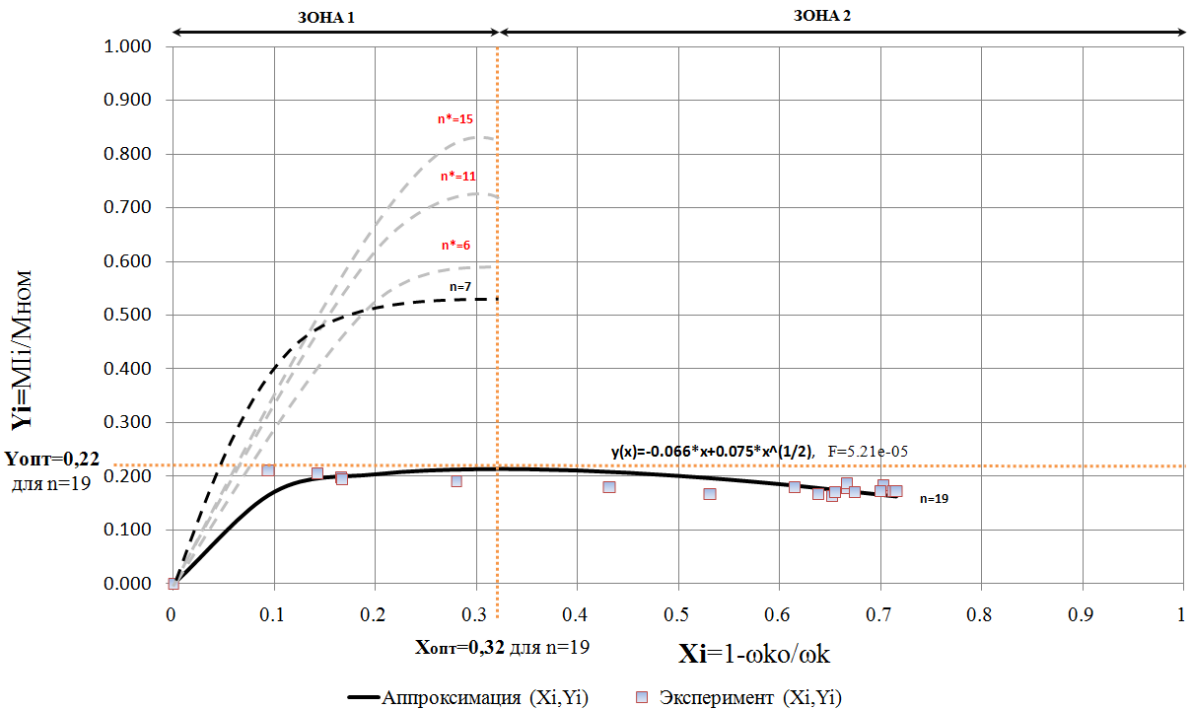


Рисунок 2.8 - Графическое представление аппроксимирующего метода наименьших квадратов: **Зона 1** - зона допустимого проскальзывания колеса; **Зона 2** - зона превышения предела по сцеплению

5) Шаг №5. При приложении управляющего сигнала в определенный момент времени в зависимости от дорожных условий может произойти режим буксования колеса, который характеризуется вынужденным падением параметра Y_i (вследствие снижения крутящего момента на колесе) и резким увеличением параметра X_i (колесо начинает пробуксовывать - коэффициент буксования увеличивается) - наблюдается перегиб аппроксимирующей функции. Граница между допустимым диапазоном изменения коэффициента буксования (зона 1, см. рисунок 2.8) и недопустимым (зона 2, см. рисунок 2.8) определяет оптимальное значение коэффициента буксования, при котором можно реализовать предельное значение крутящего момента электромашины $M_{эпред}$ для определенных дорожных условий. Для определения данной границы (см. рисунок 2.8 - граница между зонами 1 и 2) применяется условие sign(dy/dx)<0 - анализ знака производной dy/dx. При положительном знаке перегиб функции отсутствует, а при отрицательном - произошел перегиб. Если условие выполняется (колесо буксует), то система управления принимает значение управляющего тока электромашины с

предыдущего шага $I_{э(i-1)}$ за предельное значение $I_{эпред}$ для текущих дорожных условий. Данное управление позволяет поддерживать значение предельного крутящего момента $M_{пред}$ электромашины для определенных дорожных условий, в случае если водитель не снижает управляющее воздействие на педаль акселератора. Невыполнение условия sign(dy/dx)<0 означает, что предел по сцеплению колеса с дорожным покрытием не достигнут, и значение коэффициента буксования находится в допустимом диапазоне.

Таким, образом, алгоритм работы ПБС реализован по *способу регулирования непосредственно крутящих моментов колес*. Связь построена на регулировании крутящих моментов колёс через управляющий ток в инверторах электромашин ИРЭ на базе обнаружения коэффициента буксования. Способ может быть использован для электромашин с векторной системой управления разновидности управления непосредственно крутящими моментами. Научной новизной предлагаемого решения является реализация алгоритма работы ПБС системы за счёт управления величиной тока двухконтурного ИРЭ без реактивного воздействия рабочей тормозной системы, поскольку во всех современных ПБС данная функция работает за счет одновременного воздействия рабочей тормозной системы и работы системы управления двигателем.

2.5 Основные положения методики проведения виртуальных и виртуально-физических испытаний

Для анализа алгоритмов управления ИРЭ разработана методика, которая позволяет протестировать систему автоматического регулирования и рассчитать критерии эффективности. Реализация методики предусматривает наличие комплекса математических моделей автотранспортного средства и его агрегатов, а также стендовый аналог двухконтурного ИРЭ автотранспортного средства с возможностью использования технологий «HILS» (hardware in the loop simulation). Основные положения методики следующие:

1) Разрабатывается режим движения автотранспортного средства, который должен максимально обеспечивать адекватность условий проведения численного

эксперимента с реальными условиями эксплуатации автомобиля или придерживаться общепринятых типовых условий испытаний.

2) Проводится теоретический анализ эффективности алгоритмов управления ИРЭ в среде имитационного моделирования с использованием разработанного комплекса математических моделей автотранспортного средства и его агрегатов. Виртуальные испытания позволяют определить и отработать основные ошибки алгоритмов управления ИРЭ. Оценочным критерием эффективности алгоритма при проведении теоретического анализа является следующий показатель:

$\boldsymbol{\eta_{\Sigma k}}$, % - суммарный средний КПД колеса в тяговом режиме за цикл:

$$\eta_{\Sigma ki} = \frac{M_{kCPi} - M_{fCPi}}{M_{kCPi}} \cdot \frac{\omega_{koCPj}}{\omega_{kCPi}} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(M_{ki}) - \sum_{i=1}^{n}(M_{fi})}{\sum_{i=1}^{n}(M_{ki})} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n}(\omega_{koj})}{\sum_{i=1}^{n}(\omega_{ki})}, \qquad (2.37)$$

где: M_{fCPi} - i-ые моменты сопротивления в контурах «п» (правый) и «л» (левый) соответственно, [Н·м];

ω_{ki} - i-ые частоты вращения в контурах «п» (правый) и «л» (левый) соответственно приведенные к колесу, [1/с];

ω_{koj} - j-ые частоты вращения ведомых колес, [1/с].

3) Разрабатывается виртуально-физическая система, которая предусматривает совместное использование комплекса разработанных математических моделей и стендовое оборудование, являющимся стендовым аналогом ИРЭ ведущих колес автотранспортного средства.

4) Проводятся виртуально-физические испытания алгоритмов управления ИРЭ. Оценочными критериями эффективности алгоритмов являются следующие показатели:

$\boldsymbol{\eta_{\Sigma k}}$, % - суммарный средний КПД колеса в тяговом режиме за цикл (см. формулу (2.37));

$\boldsymbol{\eta}_{\Sigma CPэл}$, % - суммарный средний КПД системы электроприводов в тяговом режиме за цикл:

$$\eta_{\Sigma CPэл} = \frac{N_{мехCPi}}{N_{элCPi}} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(M_{эмi} \cdot \omega_{эмi})}{\sum_{i=1}^{n}(U_{эмi} \cdot I_{эмi})}, \qquad (2.38)$$

где: $N_{мехСРi}$ - средняя механическая мощность электропривода в силовых контурах правом «п» и левом «л» соответственно [Вт];

$N_{элСРi}$ - средняя электрическая мощность электропривода в контурах правом «п» и левом «л» соответственно, [Вт];

$M_{эмi}$ - i-ые крутящие моменты в контурах правом «п» и левом «л» соответственно, [Н·м];

$\omega_{эмi}$ - i-ые частоты вращения в контурах правом «п» и левом «л» соответственно, [1/с];

$U_{эмi}$ - напряжение в электрической цепи электромашин в контурах правом «п» и левом «л» соответственно, [В];

$I_{эмi}$ - токи в электрической цепи электромашин в контурах правом «п» и левом «л» соответственно, [А].

$\boldsymbol{\eta_{\Sigma общий}}$, % - общий суммарный КПД системы в тяговом режиме за цикл:

$$\eta_{\Sigma общий} = \eta_{\Sigma ki} \cdot \eta_{\Sigma CPki} \cdot 100\%, \tag{2.39}$$

где: $\eta_{\Sigma ki}$ - i-ый суммарный средний КПД колеса в тяговом режиме за цикл;

$\eta_{\Sigma CPki}$ - i-ый суммарный средний КПД системы электроприводов в тяговом режиме за цикл.

$\mathbf{E}_{\Sigma CP}$, [кВт·ч] - затраты электрической энергии в тяговом режиме за цикл:

$$E_{\Sigma CP} = \left(\sum_{i=1}^{n} (I_{ЭМi} \cdot U_{ЭМi})\right) \cdot t_ц/n, \tag{2.40}$$

где: $I_{ЭМ1i}$ - ток в i-ой электрической цепи электромашин в контурах правом «п» и левом «л» соответственно, [А];

$U_{ЭМ1i}$ - напряжение в i-ой электрической цепи электромашин в контурах правом «п» и левом «л» соответственно, [В];

$t_ц$ - время цикла, [ч].

Разработанная методика может быть приспособлена и использована для оценки тяговой эффективности электрических трансмиссий любого типа и поэтому является научной новизной диссертационной работы.

2.6 Разработка режима движения автотранспортного средства для оценки эффективности алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом

При исследовании динамики автомобиля необходимо обеспечить адекватность условий проведения численного эксперимента с реальными условиями эксплуатации автомобиля или придерживаться общепринятых типовых условий испытаний. Вопрос о выборе тестового цикла движения в соответствии с поставленными задачами является критическим для понимания того, как автомобиль проявит себя в реальных условиях движения. Для этого специальные лаборатории исследования транспорта проводят статистические исследования, в том числе по заказам ЕЭК ООН, и занимаются разработкой типовых дорожных циклов в зависимости от категорий и классов автомобилей, населенных пунктов и режимов эксплуатаций. При формировании циклов применяют различные подходы - например, для смешанного движения по улицам города и автостраде в соответствии с ЕЭК ООН №83 дорожный цикл рассчитан на 1400 [с] и при этом повторяются четыре цикла городского движения ISO/CD 8714 и участки скоростного движения до 90 [км/ч] продолжительностью около 300 [с]. [1]

Для отработки алгоритмов управления ИРЭ недостаточно использования только лишь общепринятых типовых условий испытаний. С целью адекватной оценки эффективности алгоритмов управления электроприводом требуется использование статистических характеристик, определяющих вероятность появления тех или иных типов дорожных покрытий, которые будут обеспечивать вероятность появления режима буксования колес. В связи с этим предлагается разработка частного случая - использование комбинации типовых условий испытаний с учетом вероятности появления тех или иных типов дорожных покрытий. Для этого предварительно был проведён анализ типовых дорожных циклов, приведенных в литературе [102]. Данный каталог является научным отчётом лаборатории исследования транспорта «TRL limited» по заказу Департамента транспорта Англии и содержит информацию о дорожных циклах самых различных населенных пунктов для разных категорий и классов

автомобилей. Представленные дорожные циклы оптимизированы для испытаний силовых агрегатов автомобилей в стендовых условиях по технологии HILS (hardware in the loop simulation). При анализе дорожных циклов приняты во внимание следующие особенности:

1) Функция скорости от времени дорожного цикла должна быть сопоставима с одновременным использованием со статистическими характеристиками - вероятность появления тех или иных типов дорожных покрытий. В соответствии с рекомендациями, указанными в литературе [1], для оценки эффективности технических решений при разработке алгоритмов управления ИРЭ необходимо и достаточно учитывать типизацию опорной поверхности со статистическими характеристиками смешанного покрытия «мокрый асфальт - укатанный снег». Помимо наличия зон с низким коэффициентом сцепления должен учитываться человеческий фактор - безопасность эксплуатации автомобиля водителем и безопасность участников движения. В связи с этим оптимальная средняя скорость эксплуатации автомобиля в заданных дорожных условиях лежит в диапазоне скоростей ниже среднего 30…50 км/ч.

2) В соответствии с указаниями литературных источников [2; 7] эксплуатационная модель легкового автомобиля с электрической трансмиссией в основном характеризуется городским дорожным циклом движения.

Таким образом, на рисунках 2.9…2.12 приведены типовые дорожные циклы, которые удовлетворяют заданным требованиям:

а) Европейский переходной цикл (European Transient Cycle) - см. рисунок 2.9.

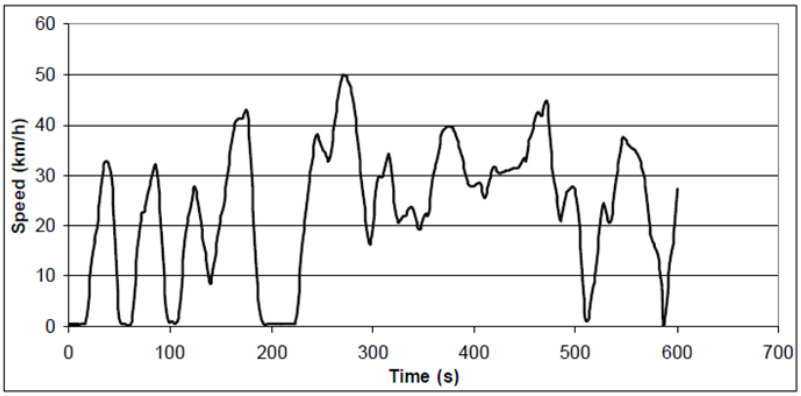


Рисунок 2.9 - Европейский переходной цикл (European Transient Cycle)

б) Цикл города «New York» (EPA New York City Cycle) - см. рисунок 2.10.

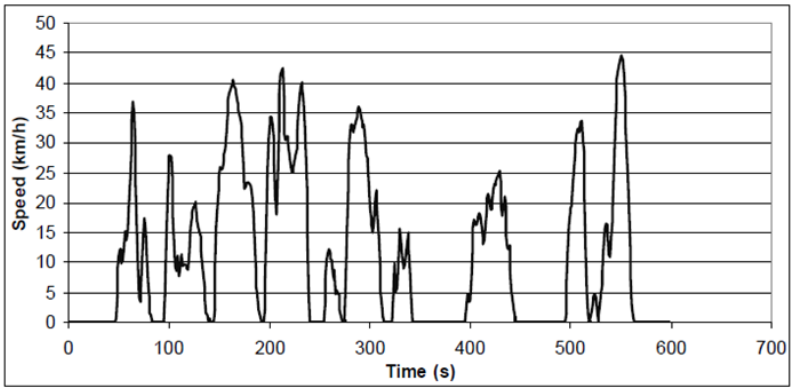


Рисунок 2.10 - Цикл города «New York» (EPA New York City Cycle)

в) Городской цикл «modemIM Urban_Slow» - см. рисунок 2.11.

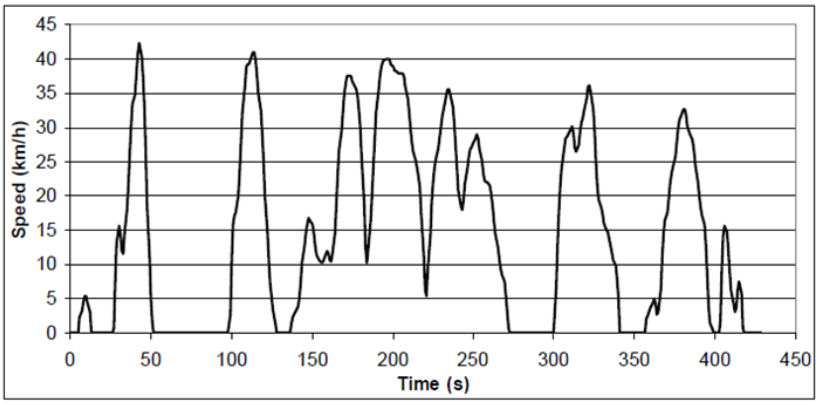


Рисунок 2.11 - Городской цикл «modemIM Urban_Slow»

г) Городской цикл «TRRL 1.1» - см. рисунок 2.12.

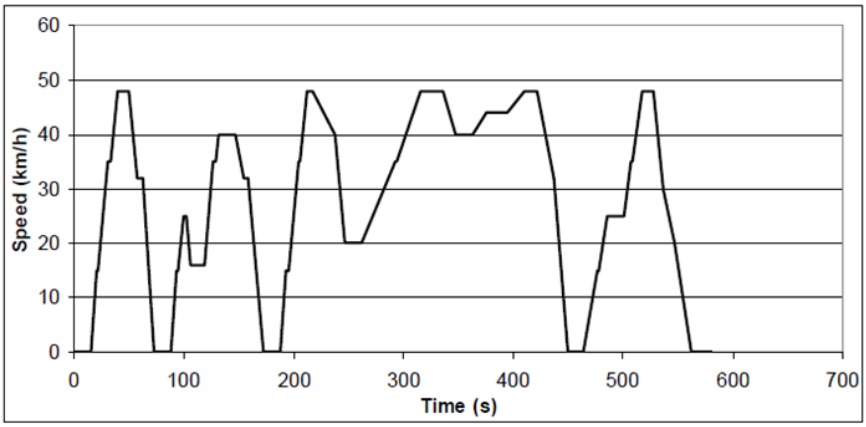


Рисунок 2.12 - Городской цикл «TRRL 1.1»

Для целей диссертационного исследования наиболее подходящим является типовой городской дорожный цикл «TRRL 1.1» Transport and Road Research Laboratory (Governmental Transportation) (см. рисунок 2.12) в соответствии со следующими соображениями:

- выбранный цикл является универсальным типовым циклом городского движения, который не привязан к конкретному населенному пункту;

- выбранный дорожный цикл обеспечивает адекватность проведения численного эксперимента - эксплуатация автомобиля с электрической трансмиссией в городском цикле в условиях низкого коэффициента сцепления с дорожным покрытием.

При учете статистических характеристик в основу положены следующие положения:

- для распределения типов дорожных покрытий и их длины применяются вероятностные методы чередования с помощью генератора случайных чисел;

- на основании рекомендаций литературных источников [1] для исследования эффективности алгоритмов управления электроприводом в условиях недостаточных сцепных свойств вероятность появления дорожных покрытий задана - 40% (мокрый асфальт) и 60% (укатанный снег).

На рисунке 2.13 представлен принятый типовой дорожный цикл в комбинации с вероятностным распределением типов дорожных покрытий.

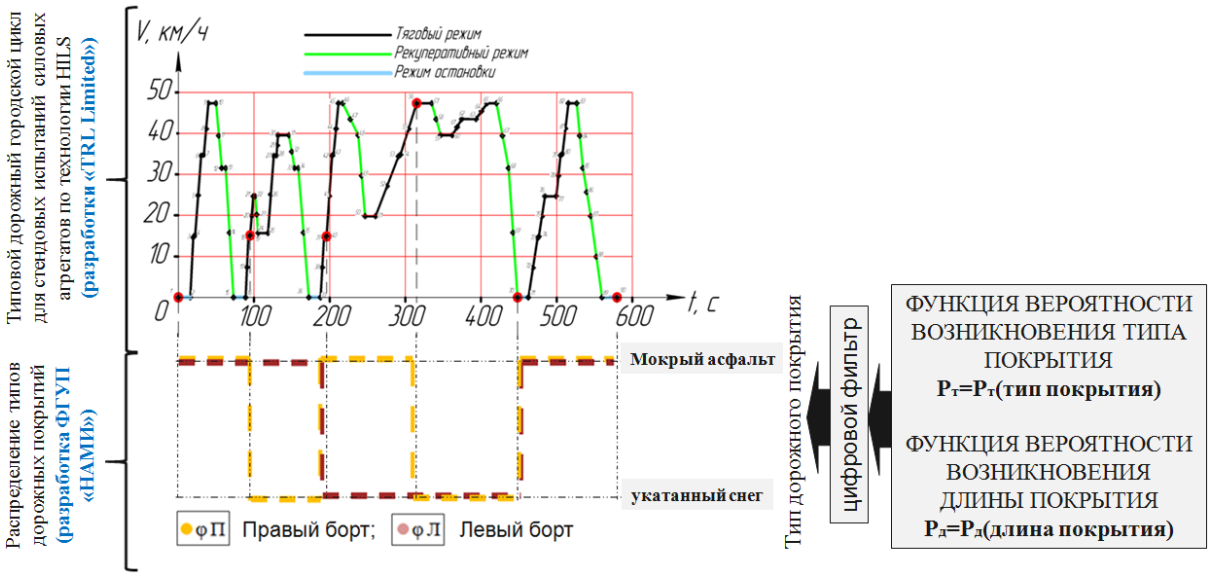


Рисунок 2.13 - Дорожный цикл для исследования эффективности алгоритмов управления ИРЭ

Следует отметить, что использование типового дорожного цикла в комбинации с вероятностным распределением типов дорожных покрытий применительно как частного случая оценки эффективности алгоритмов управления ИРЭ является научной новизной данной диссертационной работы.

В соответствии с применяемым методом исследования систем виртуально-физических систем с использованием испытательного стенда входными параметрами виртуальной части системы будут являться:

- функция скорости от времени (дорожный цикл) $V_a=V_a$(время);

- функция вероятности возникновения номера дорожного покрытия по различным бортам автомобиля $P_т=P_т$(номер покрытия) в соответствии с рисунком 2.13;

- функция вероятности возникновения длины дорожного покрытия $P_д=P_д$(длина покрытия).

Схематично в виде структурной схемы подход представлен на рисунке 2.14.

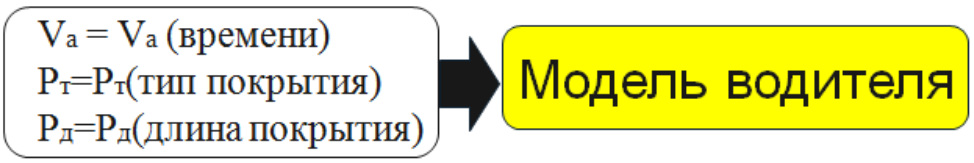


Рисунок 2.14 - Входные параметры модели водителя

Режимы работы ИРЭ разработанного дорожного цикла в зависимости от временной шкалы приведены ниже:

1) 0…15,7 [с] - стоповый режим;
2) 15,7…62,5 [с] - тяговый режим;
3) 62,5…72,9 [с] - рекуперативный режим;
4) 72,9…89,0 [с] - стоповый режим;
5) 89,0…101,5 [с] - тяговый режим;
6) 101,5…105,4 [с] - рекуперативный режим;
7) 105,4…146,1 [с] - тяговый режим;
8) 146,1…172,5 [с] - рекуперативный режим;
9) 172,5…187,8 [с] - стоповый режим;
10) 187,8…217,2 [с] - тяговый режим;
11) 217,2…246,9 [с] - рекуперативный режим;
12) 246,9…335,0 [с] - тяговый режим;
13) 335,0…346,8 [с] - рекуперативный режим;
14) 346,8…420,5 [с] - тяговый режим;
15) 420,5…448,5 [с] - рекуперативный режим;
16) 448,5…462,6 [с] - стоповый режим;
17) 462,6…526,6 [с] - тяговый режим;
18) 526,6…560 [с] - рекуперативный режим;
19) 560,0…580,0 [с] - стоповый режим.

В таблице 2.4 представлены значения скорости движения автомобиля в зависимости от временной шкалы разработанного дорожного цикла.

Таблица 2.4 - Значения скорости движения автомобиля во временной шкале дорожного цикла

t, [c]	V, [км/ч]	t, [c]	V, [км/ч]	t, [c]	V, [км/ч]	t, [c]	V, [км/ч]	t, [c]	V, [км/ч]
0	0	94,7	15,1	187,8	0,0	304,3	41,1	474,7	14,4
15,7	0	96,9	19,9	190,1	7,3	315,0	47,3	476,4	14,8
19,6	14,6	99,1	24,7	192,4	14,6	335,0	47,3	480,5	19,8
22,3	15,2	101,5	24,7	195,9	14,9	340,9	43,4	484,6	24,7
27,6	24,9	103,5	20,2	199,5	24,7	346,8	39,5	499,5	24,7
30,0	34,5	105,4	15,7	203,2	34,5	362,0	39,5	502,3	29,6
33,7	34,8	118,4	15,7	205,3	34,9	368,5	41,5	505,2	34,6
36,7	41,1	122,2	25,1	208,4	41,1	374,7	43,5	507,6	35,0
39,7	47,3	125,9	34,5	211,6	47,3	393,5	43,5	511,6	41,2
49,7	47,3	129,6	34,6	217,2	47,3	400,8	45,4	515,6	47,3
53,5	39,4	130,7	37,1	227,4	43,4	408,1	47,3	526,6	47,3
57,3	31,5	131,7	39,5	237,7	39,5	420,5	47,3	530,6	39,4
62,5	31,5	146,1	39,5	242,3	29,7	428,4	39,4	534,7	31,5
67,7	15,8	149,9	35,5	246,9	19,8	436,4	31,5	539,9	25,7
72,9	0,0	153,6	31,5	260,6	19,8	442,4	15,8	545,1	19,8
89,0	0,0	158,6	31,5	275,8	27,1	448,5	0,0	552,6	9,9
90,8	7,3	165,5	15,8	291,0	34,4	462,6	0,0	560,0	0,0
92,6	14,7	172,5	0,0	293,6	34,8	468,7	7,2	580,0	0,0

2.7 Реализация математической модели поступательного движения на электронно-вычислительной машине

Разработанная математическая модель движения автомобиля с тремя степенями свободы с учетом свойств эластичности шин реализована на ЭВМ в пакете «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB». Ниже, на рисунке 2.15, приведена иллюстрация верхнего уровня модели.

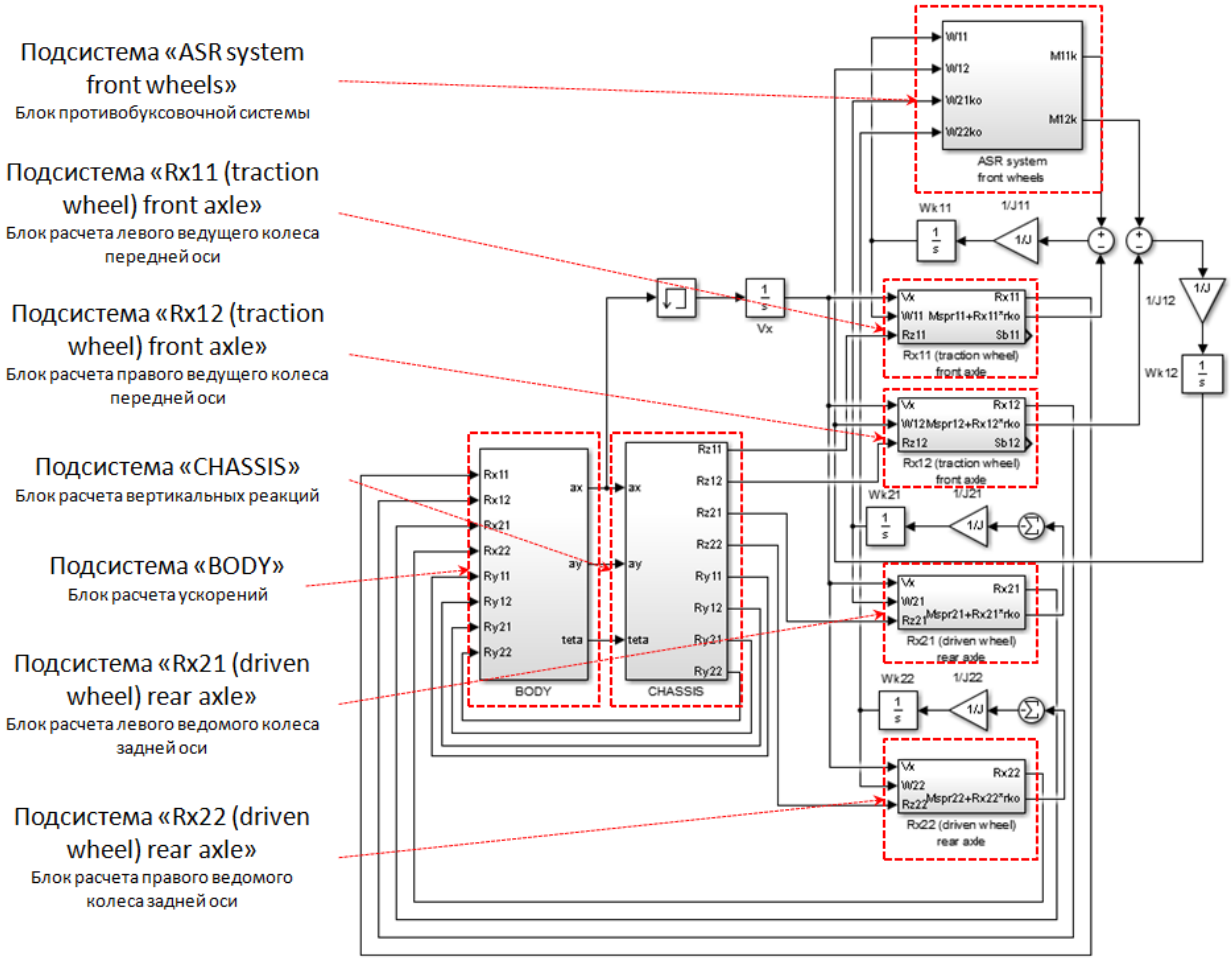


Рисунок 2.15 - Верхний уровень математической модели движения переднеприводного автомобиля с тремя степенями свободы в пакете «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB»

Математическая модель предназначена для отработки алгоритмов управления ИРЭ и, путем перестроения функциональных блоков и изменения начальных условий моделирования, способна:

- воспроизводить движение автомобиля с переменной скоростью и переменным продольным макропрофилем дороги;
- воспроизводить движение автомобиля различным уклоном дороги;
- воспроизводить движение автомобиля в дорожных циклах;
- воспроизводить движение автомобиля по дорогам с различным покрытием и движение со скольжением и буксованием ведущих колёс.

Математическое описание модели приведено в разделе 2.3.

На верхнем уровне (см. рисунок 2.15) представлены главные подсистемы модели:

- подсистема «Rx11 (traction wheel) front axle», описывающая динамику левого ведущего колеса;

- подсистема «Rx12 (traction wheel) front axle», описывающая динамику правого ведущего колеса;

- подсистема «Rx21 (driven wheel) rear axle», описывающая динамику левого ведомого колеса;

- подсистема «Rx22 (driven wheel) rear axle», описывающая динамику правого ведомого колеса;

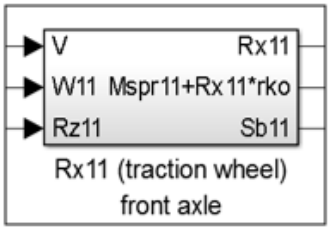
- подсистема «CHASSIS», описывающая динамическое перераспределение нормальных и боковых реакций;

- подсистема «BODY», описывающая плоское движение корпуса автомобиля;

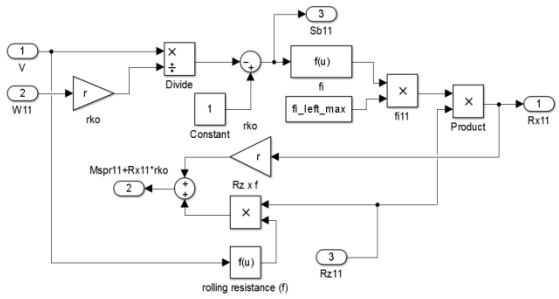
- подсистема «ASR system front wheels», описывающая ПБС.

2.7.1 Подсистемы, определяющие динамику ведущих колёс

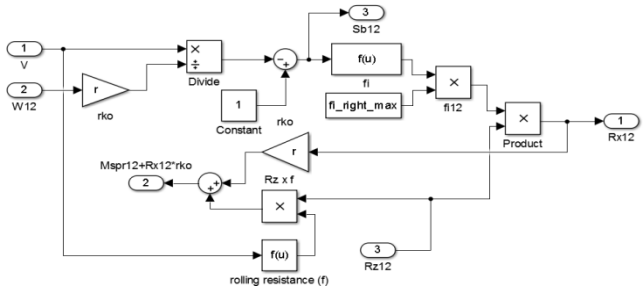
На рисунке 2.16 приведены иллюстрации подсистем «Rx11» и «Rx12» динамики ведущих колёс, разработанных в пакете «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB». Математическое описание уравнений подсистемы приведено разделах 2.1.2 и 2.3.



- а -



- б -



- в -

Рисунок 2.16 - Иллюстрация подсистем в среде верхнего уровня (а), подсистемы динамики ведущих колёс «Rx11» (б) и «Rx12» (в) в средах нижнего уровня

Подсистемы «R_{x11}» и «R_{x12}» имеют три входа:

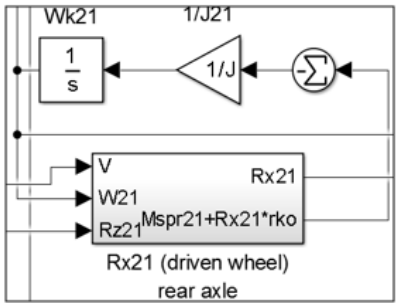
- линейная скорость автомобиля «V», [м/с];
- угловая скорость колеса W_{11}(W_{12}), [1/с];
- нормальная реакция, приходящаяся на колесо, R_{z11}(R_{z12}), [Н].

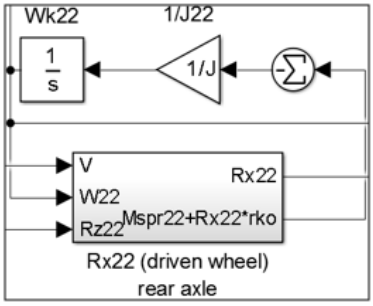
Подсистемы «R_{x11}» и «R_{x12}» имеют три выхода:

- касательная реакция R_{x11}(R_{x12}), [Н];
- сумма момента сопротивления и произведение касательной реакции на статический радиус $M_{spr11}+R_{x11}\cdot r_{ko}$($M_{spr12}+R_{x12}\cdot r_{ko}$), [Н·м];
- коэффициент буксования S_{b11}(S_{b12}).

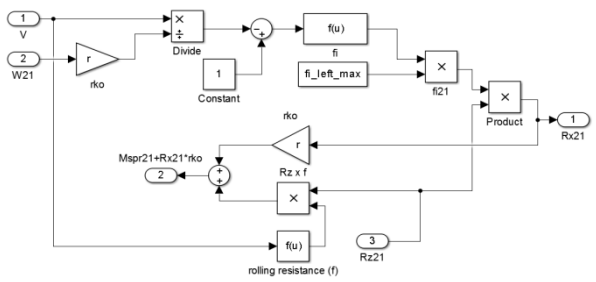
2.7.2 Подсистемы, определяющие динамику ведомых колёс

На рисунке 2.17 приведены иллюстрации подсистем «R_{x21}» и «R_{x22}» динамики ведомых колёс, разработанных в пакете SIMULINK программного комплекса MATLAB. Математическое описание уравнений подсистемы приведено разделе 2.1.1 и 2.3.

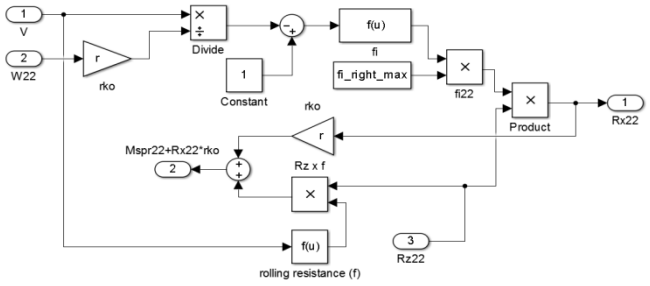




- а -



- б -



- в -

Рисунок 2.17 - Иллюстрация подсистем в среде верхнего уровня (а), подсистемы динамики ведомых колёс «Rx21» (б) и «Rx22» (в) в средах нижнего уровня

Подсистемы «R_{x21}» и «R_{x22}» имеют три входа:

- линейная скорость автомобиля «V», [м/с];

- угловая скорость колеса W_{21}(W_{22}), [1/с];

- нормальная реакция, приходящаяся на колесо R_{z21}(R_{z22}), [Н].

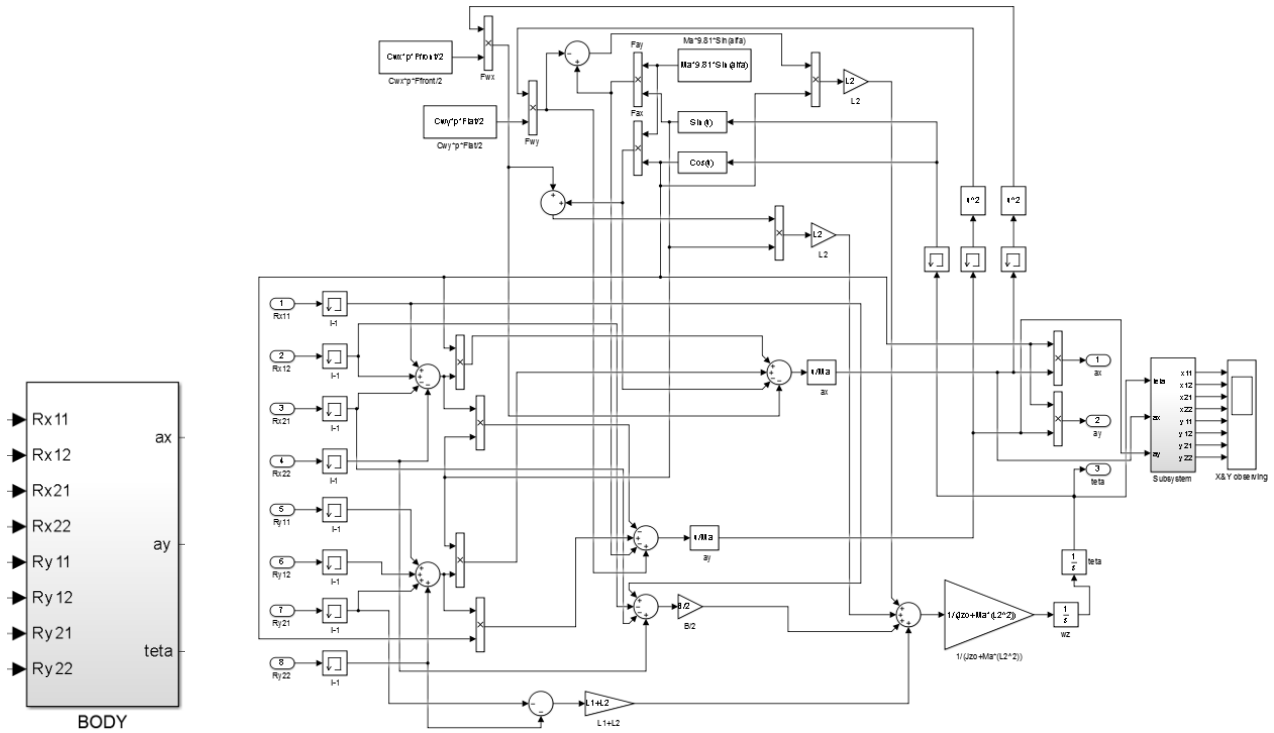
Подсистемы «R_{x21}» и «R_{x22}» имеют два выхода:

- касательная реакция R_{x21}(R_{x22}), [Н];

- сумму момента сопротивления и произведение касательной реакции на динамический радиус $M_{spr21}+R_{x21}\cdot r_{ko}$($M_{spr22}+R_{x22}\cdot r_{ko}$), [Н·м].

2.7.3 Подсистема, описывающая движение корпуса автомобиля

На рисунке 2.18 приведена иллюстрация подсистемы «BODY», описывающая плоское движение корпуса автомобиля и разработанная в пакете «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB». Математическое описание приведено в разделе 2.2.



- а - - б -

Рисунок 2.18 - Иллюстрация подсистемы «BODY» в среде верхнего уровня (а), подсистема «BODY» (б) в среде нижнего уровня

Подсистема «BODY» восемь входов:

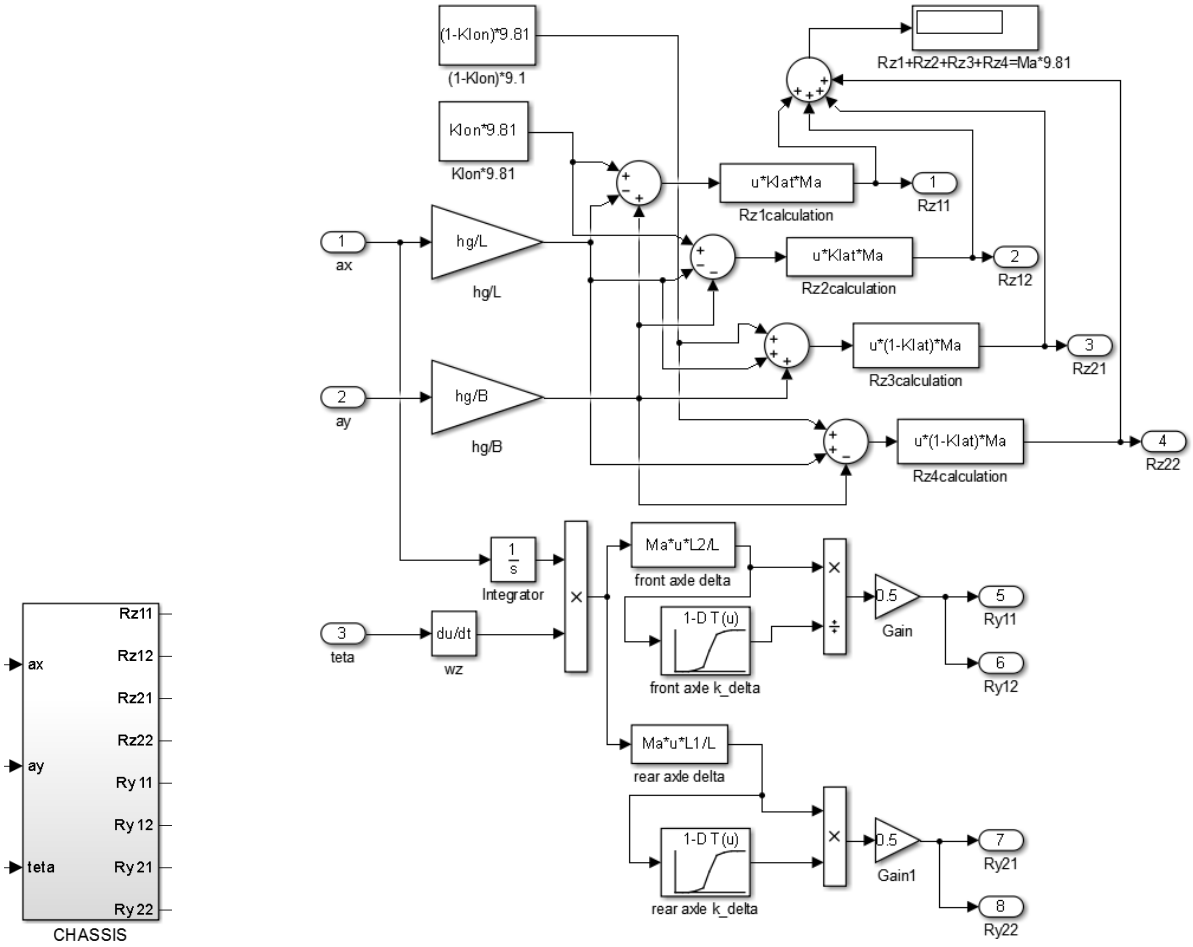
- нормальная реакция на левое переднее ведущее колесо R_{z11}, [Н];
- нормальная реакция на правое переднее ведущее колесо R_{z12}, [Н];
- нормальная реакция на правое переднее ведомое колесо R_{z21}, [Н];
- нормальная реакция на правое переднее ведомое колесо R_{z22}, [Н];
- боковая реакция на левое переднее ведущее колесо R_{y11}, [Н];
- боковая реакция на правое переднее ведущее колесо R_{y12}, [Н];
- боковая реакция на правое переднее ведомое колесо R_{y21}, [Н];
- боковая реакция на правое переднее ведомое колесо R_{y22}, [Н].

Подсистема «BODY» три выхода:

- продольное ускорение автомобиля a_x, [$м/с^2$];
- поперечное ускорение автомобиля a_y, [$м/с^2$];
- координата угла поворота подвижной системы координат, жестко связанной с автомобилем, относительно неподвижной.

2.7.4 Подсистема, определяющая динамическое перераспределение нормальных и боковых реакций

На рисунке 2.19 приведена иллюстрация подсистемы «CHASSIS» разработанная в пакете «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB». Математическое описание уравнений подсистемы приведено в разделе 2.3.



- а - - б -

Рисунок 2.19 - Иллюстрация подсистемы «CHASSIS» в среде верхнего уровня (а), определяющая динамическое перераспределение нормальных реакций, и подсистема «CHASSIS» в среде нижнего уровня (б)

Подсистема «CHASSIS» три входа:

- продольное ускорение автомобиля a_x, $[м/с^2]$;
- поперечное ускорение автомобиля a_y, $[м/с^2]$;

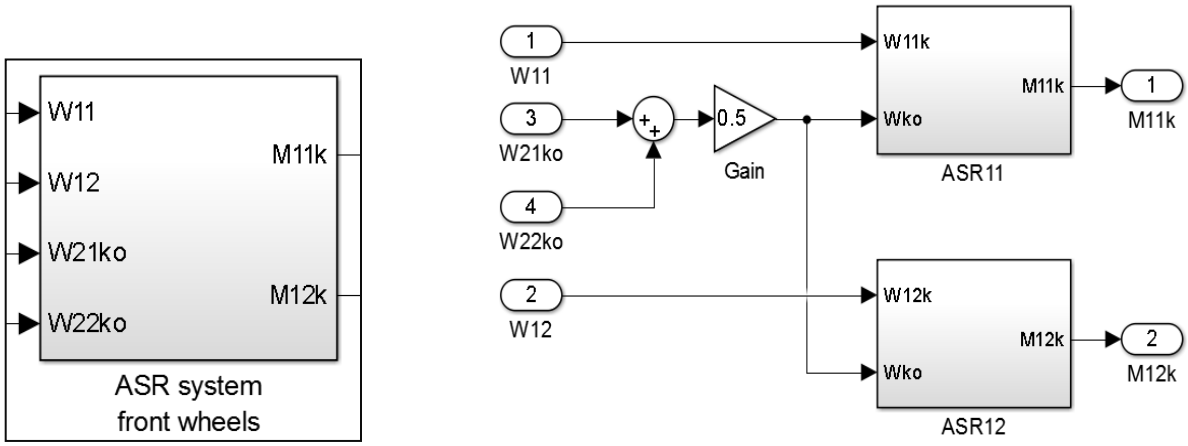
- координата угла поворота «teta» подвижной системы координат, жестко связанной с автомобилем, относительно неподвижной.

Подсистема «CHASSIS» восемь выходов:

- нормальная реакция на левое переднее ведущее колесо R_{z11}, [Н];
- нормальная реакция на правое переднее ведущее колесо R_{z12}, [Н];
- нормальная реакция на правое переднее ведомое колесо R_{z21}, [Н];
- нормальная реакция на правое переднее ведомое колесо R_{z22}, [Н].
- боковая реакция на левое переднее ведущее колесо R_{y11}, [Н];
- боковая реакция на правое переднее ведущее колесо R_{y12}, [Н];
- боковая реакция на правое переднее ведомое колесо R_{y21}, [Н];
- боковая реакция на правое переднее ведомое колесо R_{y22}, [Н].

2.7.5 Подсистема регулирования крутящих моментов колес

На рисунке 2.20 приведена иллюстрация подсистемы «ASR system front wheels» регулирования крутящих моментов колес разработанная в пакете «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB». Математическое описание приведено в разделе 2.4.



- а - - б -

Рисунок 2.20 - Иллюстрация подсистемы «ASR system front wheels» в среде верхнего уровня (а), определяющая систему контроля тяги ИРЭ передних ведущих колёс, иллюстрация подсистемы «ASR system front wheels» в среде нижнего уровня (б)

Подсистема «ASR system front wheels» имеет четыре входа:

- угловая скорость левого переднего ведущего колеса W_{11}, [1/с];
- угловая скорость правого переднего ведущего колеса W_{12}, [1/с];
- угловая скорость левого переднего ведомого колеса W_{21}, [1/с];
- угловая скорость левого переднего ведомого колеса W_{22}, [1/с].

Подсистема «Traction Control» имеет два выхода:

- крутящий момент на левом переднем ведущем колесе $M_{11к}$, [Н·м];
- крутящий момент на правом переднем ведущем колесе $M_{12к}$, [Н·м].

Подсистема «ASR system front wheels» имеет две подсистемы нижнего уровня «ASR_{11}» и «ASR_{12}». Ниже на рисунке 2.21 представлена иллюстрация данных подсистем на примере «ASR_{11}».

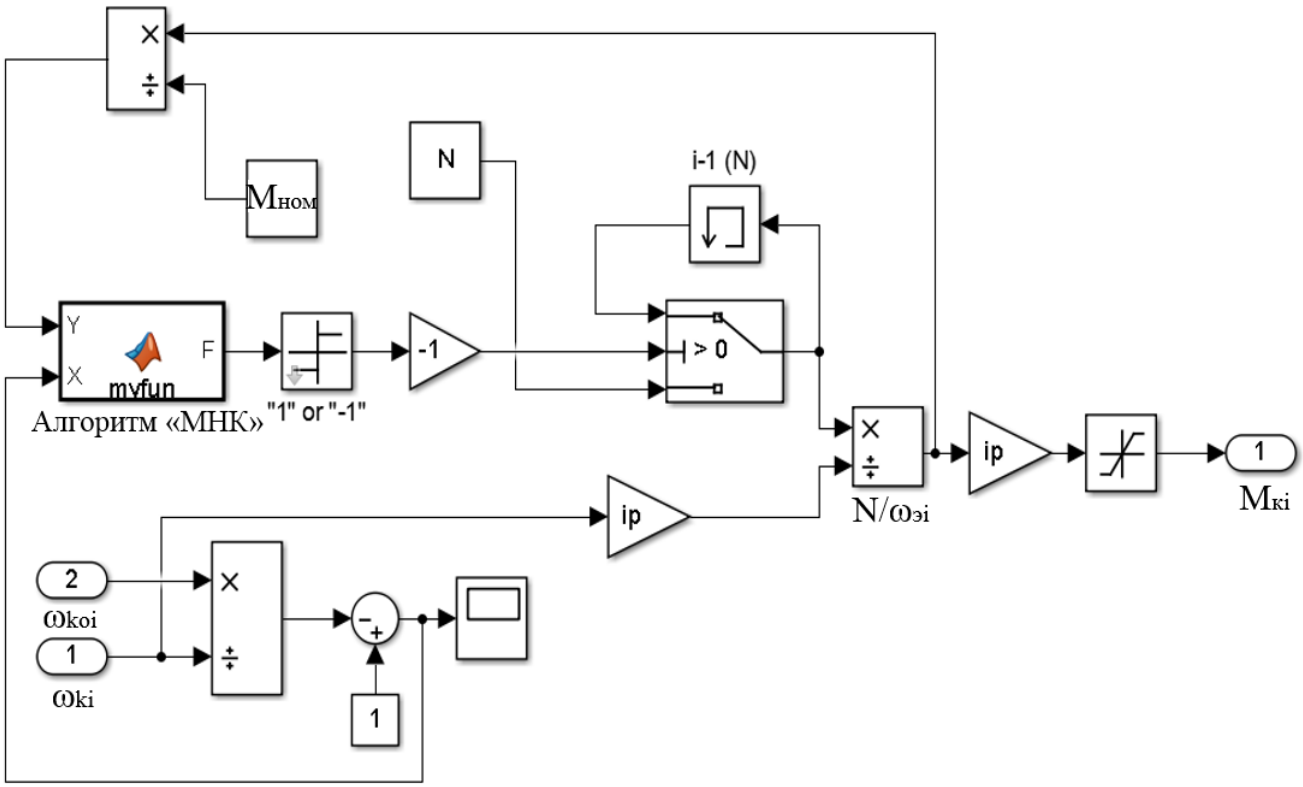


Рисунок 2.21 - Подсистема нижнего уровня «ASR11» («ASR12»).

Математическая модель контроллера стабилизации скоростей продольных положительных скольжений

колес (контроллер ASR) [101]

Подсистема «ASR_{11}»(«ASR_{12}») нижнего уровня имеет три входа:

- угловые скорости передних ведущих колёс $W_{кi}$, [1/с];
- угловые скорости задних ведомых колёс $W_{коi}$, [1/с];

Подсистема «ASR_{11}»(«ASR_{12}») нижнего уровня один выход:

- крутящий момент на передних ведущих колёсах $M_{11к}$($M_{12к}$), [Н·м].

2.8 Выводы

1) Для оценки эффективности алгоритмов управления электроприводом на основании анализа применимости выбранного электропривода к классам и категориям автотранспортных средств принято решение использовать в качестве виртуальной части виртуально-физической системы массогабаритные параметры автотранспортного средства, которые отражают частный пример класса автомобиля В в соответствии с классификацией по Европейской Конвенции.

2) Для решения частной задачи по анализу алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом разработан следующий комплекс математических моделей:

а) Математическая модель движения переднеприводного автотранспортного средства с тремя степенями свободы для отработки алгоритмов управления ИРЭ по твердой опорной поверхности с описанием процессов в пятне контакта колеса и учётом нестационарных характеристик колеса. Разработанная математическая модель описывает поведение автотранспортного средства в динамике с учетом имитации индивидуального регулируемого электропривода, управляемого различными способами. Математическая модель способна:

- воспроизводить движение автотранспортного средства с переменной скоростью и переменным продольным макропрофилем дороги;
- движение в дорожных циклах;
- движение по дорогам с различным покрытием;
- движение со скольжением и буксованием ведущих колёс;

- обеспечена возможность имитации данных условий по отдельности и в комбинации - например, движение на заснеженном подъёме или движение в дорожном цикле по дорогам с различными покрытиями по разным бортам автотранспортного средства.

б) Математические модели колёсного движителя, чтобы отразить процессы буксования колеса и учёта сцепных свойств эластичных колес в математической модели исследуемого автомобиля;

в) Математическая модель взаимодействия шины с дорожным покрытием реализована по формуле Буркхарда (см. формулу (2.15)).

3) Разработан алгоритм работы противобуксовочной системы для автотранспортных средств с двухконтурным индивидуальным регулируемым электроприводом. Реализация алгоритма работы противобуксовочной системы построена за счёт управления величиной тока двухконтурного индивидуального регулируемого электропривода для регулирования непосредственно крутящих моментов колес без реактивного воздействия рабочей тормозной системы, что является научной новизной данной диссертационной работы. Алгоритм может быть использован для электромашин с векторной системой управления разновидности управления непосредственно крутящими моментами.

4) Алгоритм управления двухконтурным индивидуальным регулируемым электроприводом построен в соответствии со следующими положениями:

- при движении автотранспортного средства в условиях малых сил сопротивления запрограммирован алгоритм выравнивания крутящих моментов по колесам - «дорожный» режим;

- при движении автотранспортного средства в условиях повышенных сил сопротивления запрограммирована функция принудительного включения алгоритма адаптивного ассиметричного регулирования крутящих моментов по колесам - «внедорожный» режим;

- поддержание предельного крутящего момента электромашин в условиях низкого коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием,

соответствующему оптимальному значению коэффициента буксования, осуществляется за счёт алгоритма работы противобуксовочной системы.

5) Разработана методика сравнительной объективной оценки эффективности электропривода автотранспортного средства в стендовых условиях с использованием систем виртуально-физических испытаний. Методика базируется на следующих основных положениях:

- подход исследования предусматривает совместное использование комплекса разработанных математических моделей, описывающих динамическую модель автомобиля и его систем, и стендовое оборудование, являющимся стендовым аналогом тягового привода ведущих колес автотранспортного средства;

- режим движения автотранспортного средства должен максимально обеспечивать адекватность условий проведения численного эксперимента с реальными условиями эксплуатации автомобиля или придерживаться общепринятых типовых условий испытаний.

- оценочными критериями являются следующие показатели:

$\eta_{\Sigma k}$, % - суммарный средний коэффициент полезного действия колеса в тяговом режиме за цикл;

$\eta_{\Sigma СРэл}$, % - суммарный средний коэффициент полезного действия системы электроприводов в тяговом режиме за цикл;

$\eta_{\Sigma общий}$, % - общий суммарный коэффициент полезного действия системы в тяговом режиме за цикл;

$E_{\Sigma СР}$, [кВт·ч] - затраты электрической энергии в тяговом режиме за цикл.

Разработанная методика может быть приспособлена и использована для оценки тяговой эффективности электрических трансмиссий, спроектированных по схемам как с индивидуальным регулированием подводимой мощности, так и с традиционным, и поэтому является научной новизной диссертационной работы.

6) Для оценки эффективности алгоритмов управления в условиях разного коэффициента сцепления шин с дорожным покрытием разработан частный режим движения - типовой городской дорожный цикл в комбинации с вероятностным распределением типов дорожных покрытий, что является научной новизной

диссертационной работы. Функция скорости от времени является результатом статистических исследований лаборатории исследования транспорта «TRL Limited», название дорожного цикла - Городской цикл «TRRL 1.1». Добавление вероятностного распределения типов дорожных покрытий в цикле принадлежит ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ В СРЕДЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ «SIMULINK» ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА «MATLAB»

В среде имитационного моделирования пакета «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB» с помощью разработанного комплекса математических моделей реализованы и отработаны следующие алгоритмы управления ИРЭ:

1) Способ управления №1 (СУ №1) - адаптивное регулирование крутящих моментов.

2) Способ управления №2 (СУ №2) - регулирование крутящих моментов по принципу работы свободный симметричный дифференциал (ССД).

3) Способ управления №3 (СУ №3) - регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения (ДПТ) с постоянным трением (постоянный коэффициент блокировки 1,5).

4) Способ управления №4 (СУ №4) - регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения (ДПТ) с переменным трением (переменный коэффициент блокировки 1…1,5).

5) Способ управления №5 (СУ №5) - индивидуальное регулирование по сцепным свойствам.

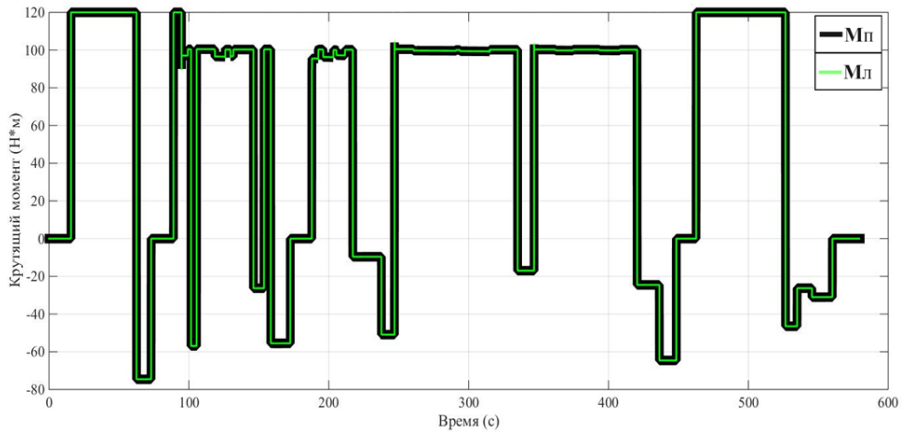
Реализованные алгоритмы управления ИРЭ выбраны на основании проведённого анализа в первой главе диссертационной работы существующих подходов при разработке систем распределения потоков мощностей по ведущим колесам и анализа состояния вопроса теоретических и практических исследований в области разработки алгоритмов управления электроприводами на автомобилях с ИРЭ. Для каждого способа управления модель водителя обеспечивает регулирование мощности на уровне выше максимального предела по сцеплению для покрытия «укатанный снег».

3.1 Адаптивное регулирование крутящих моментов

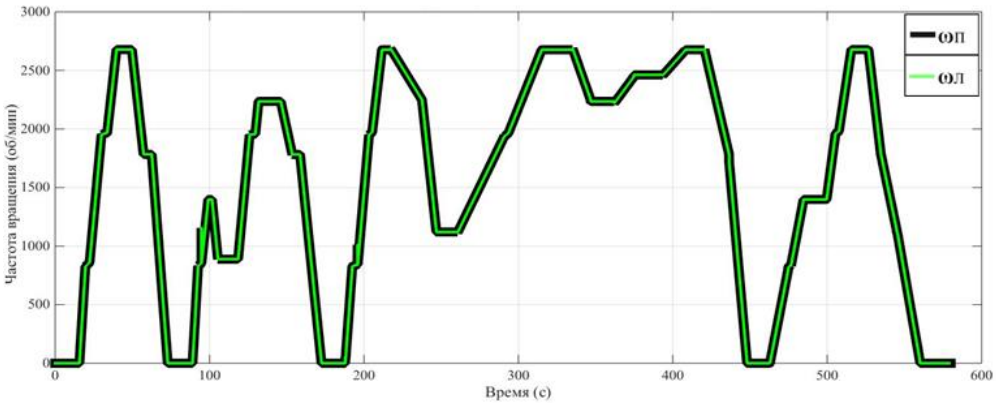
Результатами виртуальных испытаний в среде имитационного моделирования пакета «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB» являются силовые и кинематические характеристики правого (индекс «п») и левого (индекс «л») контуров ведущих колёс:

- зависимости крутящих моментов $M_п$ и $M_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.1.а);

- зависимости частот вращения $W_п$ и $W_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.1.б).



- а -



- б -

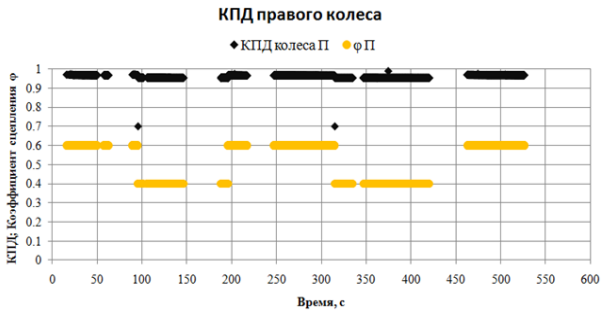
Рисунок 3.1 - Графики крутящих моментов (а) и частот вращения (б), приведённых к валу электромашин

По результатам виртуального моделирования проведён расчёт суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл, характеризующий потери механической энергии на сопротивление движению и скоростные потери в тяговом режиме (см. формулу (2.37)).

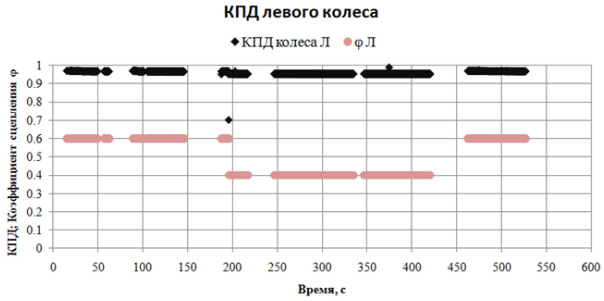
Результаты расчёта суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл приведены на рисунке 3.2 и таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Результаты расчёта суммарного среднего КПД в тяговом режиме за цикл

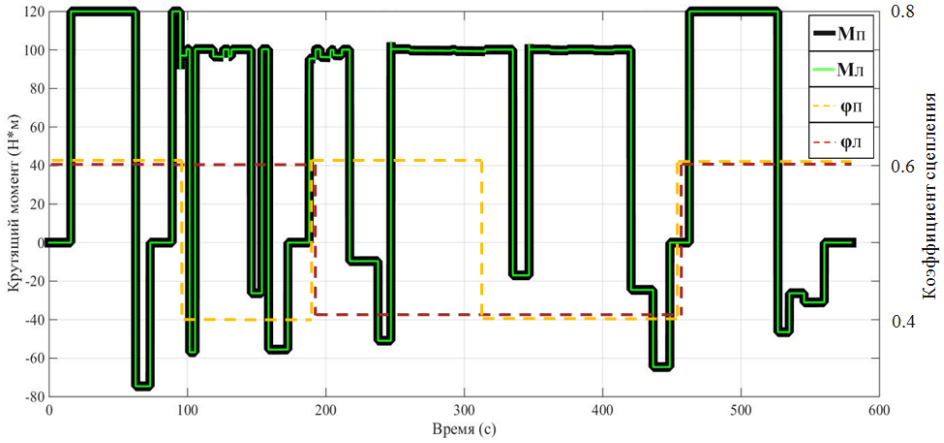
$\eta_{\Sigma k}$ привода правого колеса	$\eta_{\Sigma k}$ привода левого колеса
0,96	0,96



- а -



- б -



- в -

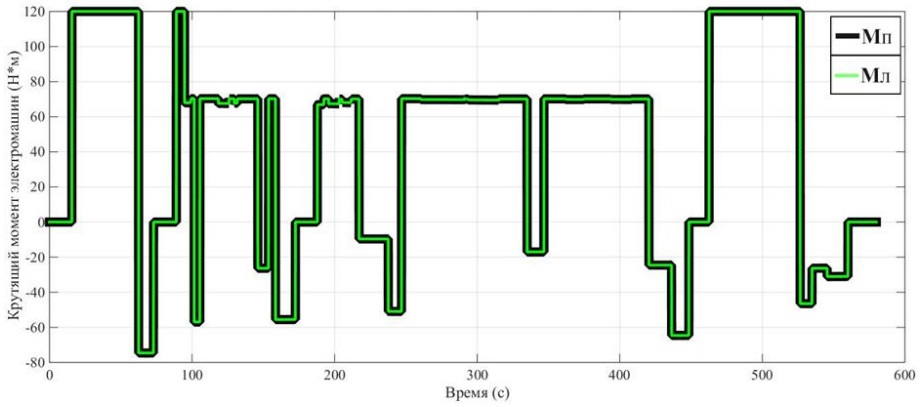
Рисунок 3.2 - Графики изменения суммарного среднего КПД правого (а) и левого (б) контуров колёс с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием; график крутящих моментов (в), приведённых к валу электромашин

3.2 Регулирование крутящих моментов по принципу работы свободного симметричного дифференциала

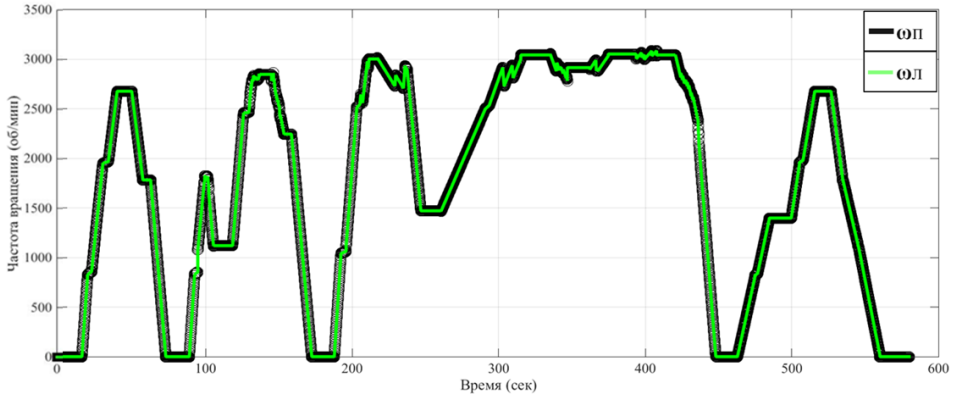
Результатами виртуальных испытаний в среде имитационного моделирования пакета «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB» являются силовые и кинематические характеристики правого (индекс «п») и левого (индекс «л») контуров ведущих колёс:

- зависимости крутящих моментов $M_п$ и $M_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.3.а);

- зависимости частот вращения $W_п$ и $W_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.3.б).



- а -



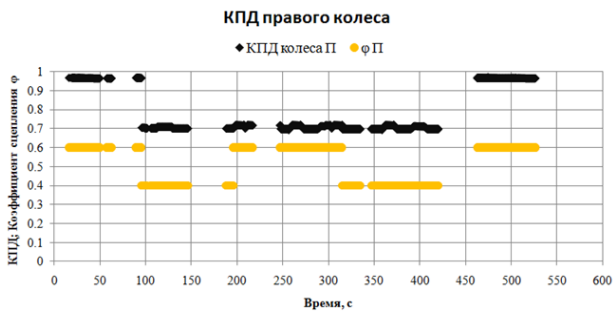
- б -

Рисунок 3.3 - Графики крутящих моментов (а) и частот вращения (б), приведённых к валу электромашин

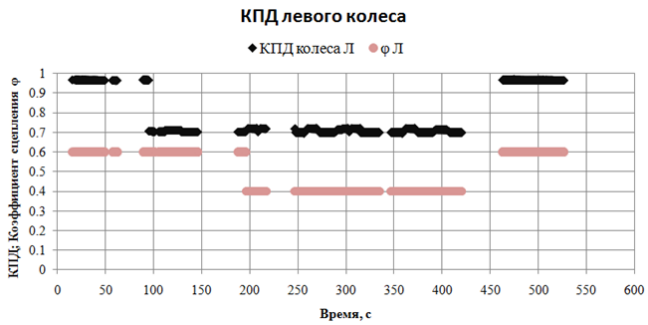
По результатам виртуального моделирования проведён расчёт суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл, характеризующий потери механической энергии на сопротивление движению и скоростные потери в тяговом режиме по формуле (2.37). Результаты расчёта приведены на рисунке 3.4 и таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Результаты расчёта суммарного среднего КПД в тяговом режиме за цикл

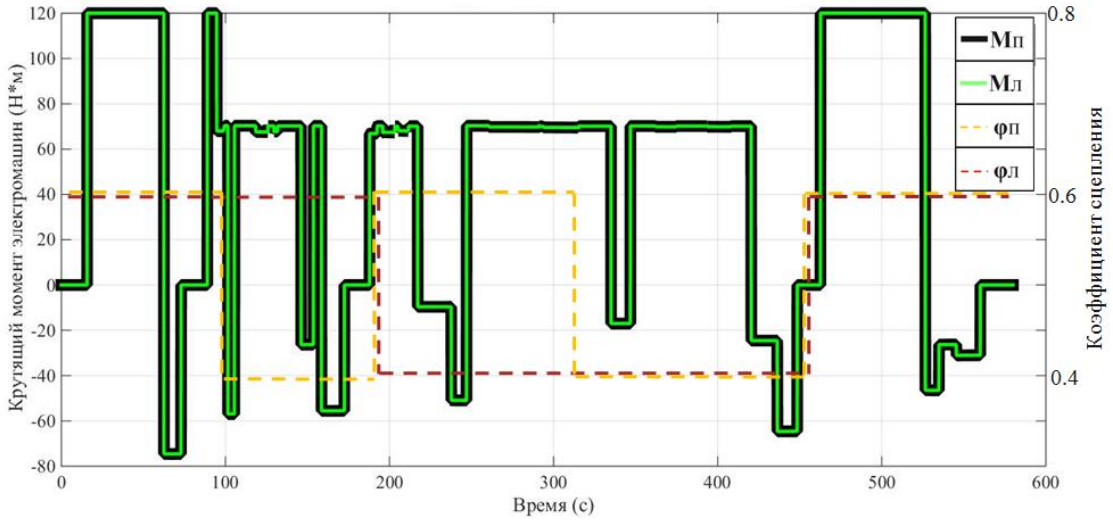
$\eta_{\Sigma k}$ привода правого колеса	$\eta_{\Sigma k}$ привода левого колеса
0,79	0,79



- а -



- б -



- в -

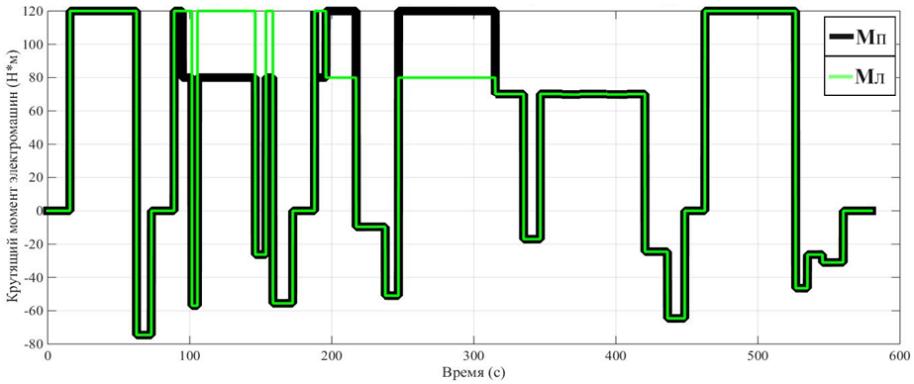
Рисунок 3.4 - Графики изменения суммарного среднего КПД правого (а) и левого (б) контуров колес с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием; график крутящих моментов (в), приведённых к валу электромашин

3.3 Регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения с постоянным трением

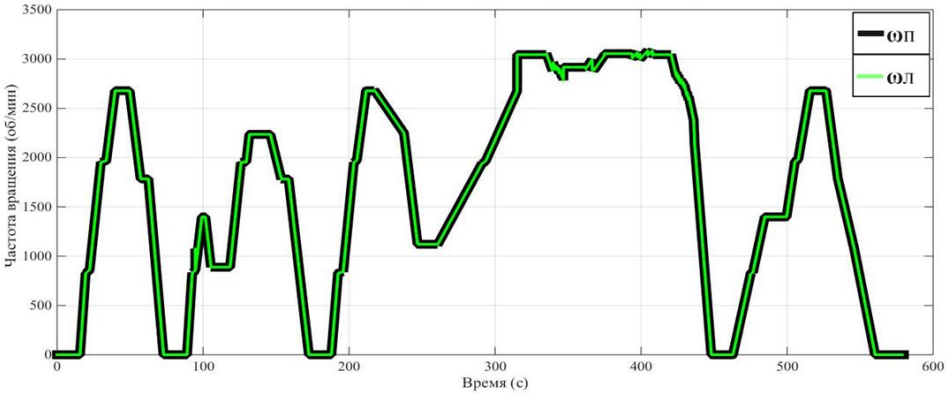
Результатами виртуальных испытаний в среде имитационного моделирования пакета «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB» являются силовые и кинематические характеристики правого (индекс «п») и левого (индекс «л») контуров ведущих колес:

- зависимости крутящих моментов $M_п$ и $M_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.5.а);

- зависимости частот вращения $W_п$ и $W_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.5.б).



- а -



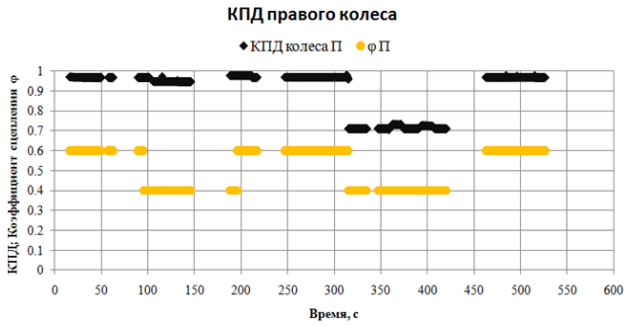
- б -

Рисунок 3.5 - Графики крутящих моментов (а) и частот вращения (б), приведённых к валу электромашин

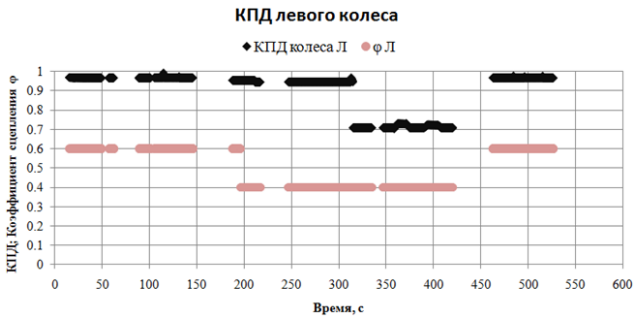
По результатам виртуального моделирования проведён расчёт суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл, характеризующий потери механической энергии на сопротивление движению и скоростные потери в тяговом режиме по формуле (2.37). Результаты расчёта приведены на рисунке 3.6 и таблице 3.3.

Таблица 3.3 - Результаты расчёта суммарного среднего КПД в тяговом режиме за цикл

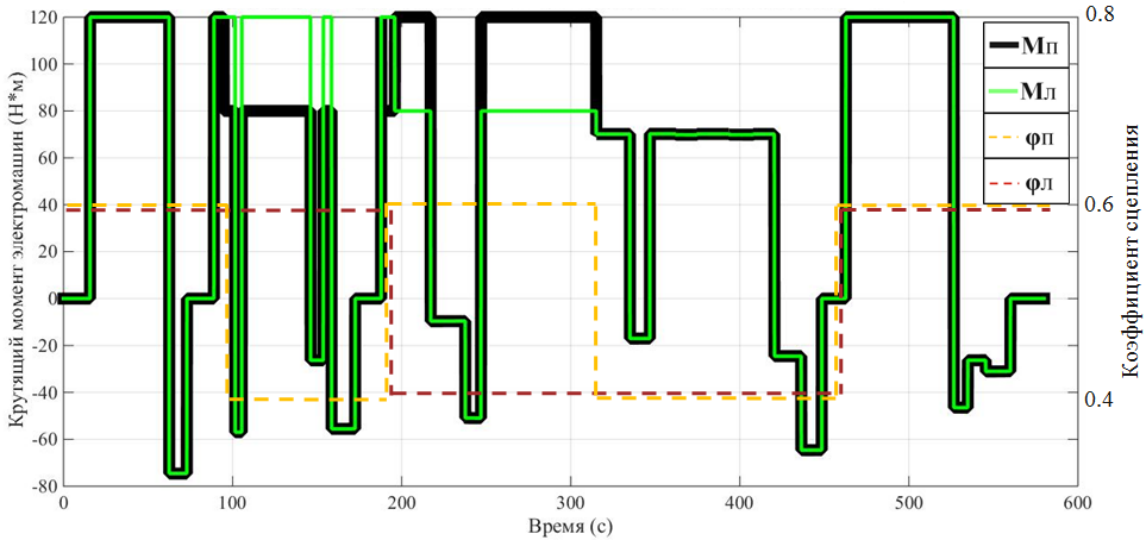
$\eta_{\Sigma k}$ привода правого колеса	$\eta_{\Sigma k}$ привода левого колеса
0,90	0,90



- а -



- б -



- в -

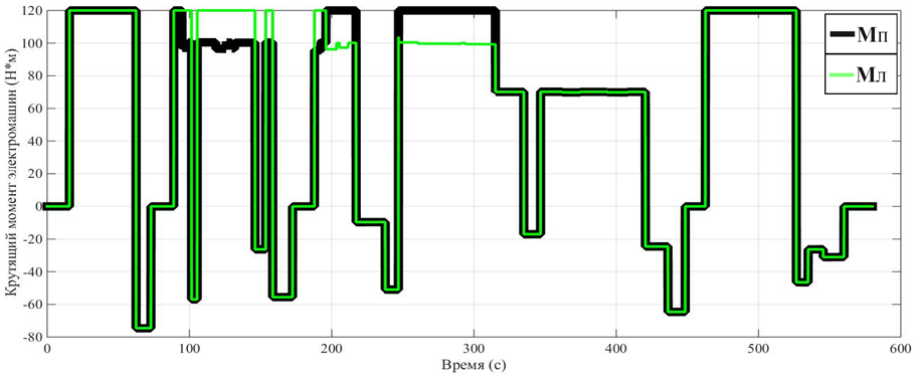
Рисунок 3.6 - Графики изменения суммарного среднего КПД правого (а) и левого (б) контуров колес с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием; график крутящих моментов (в), приведённых к валу электромашин

3.4 Регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения с переменным трением

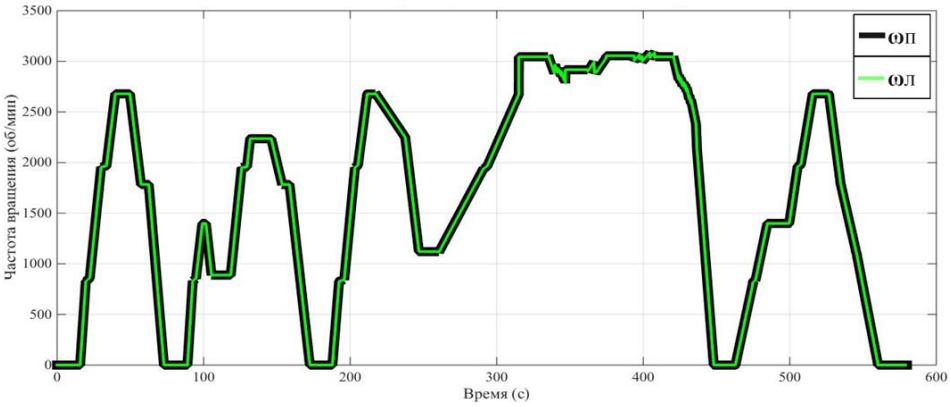
Результатами виртуальных в среде имитационного моделирования пакета «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB» являются силовые и кинематические характеристики правого (индекс «п») и левого (индекс «л») контуров ведущих колёс:

- зависимости крутящих моментов $M_п$ и $M_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.7.а);

- зависимости частот вращения $W_п$ и $W_л$, привёденных к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.7.б).



- а -



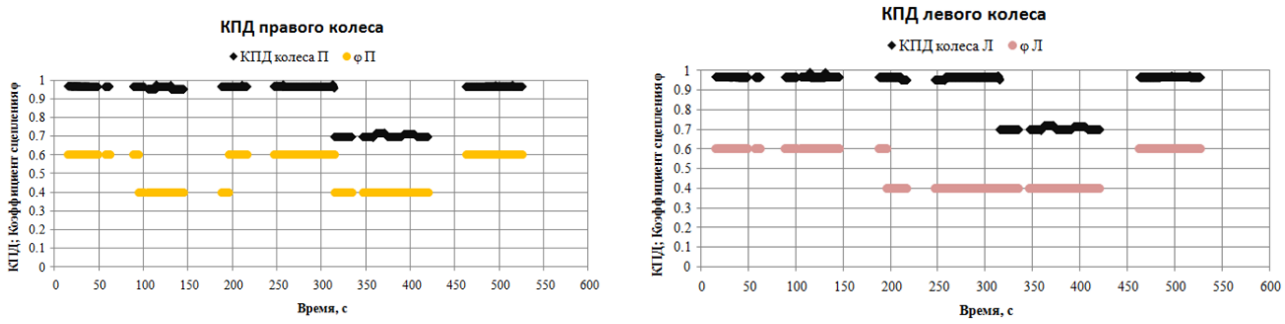
- б -

Рисунок 3.7 - Графики крутящих моментов (а) и частот вращения (б), приведённых к валу электромашин

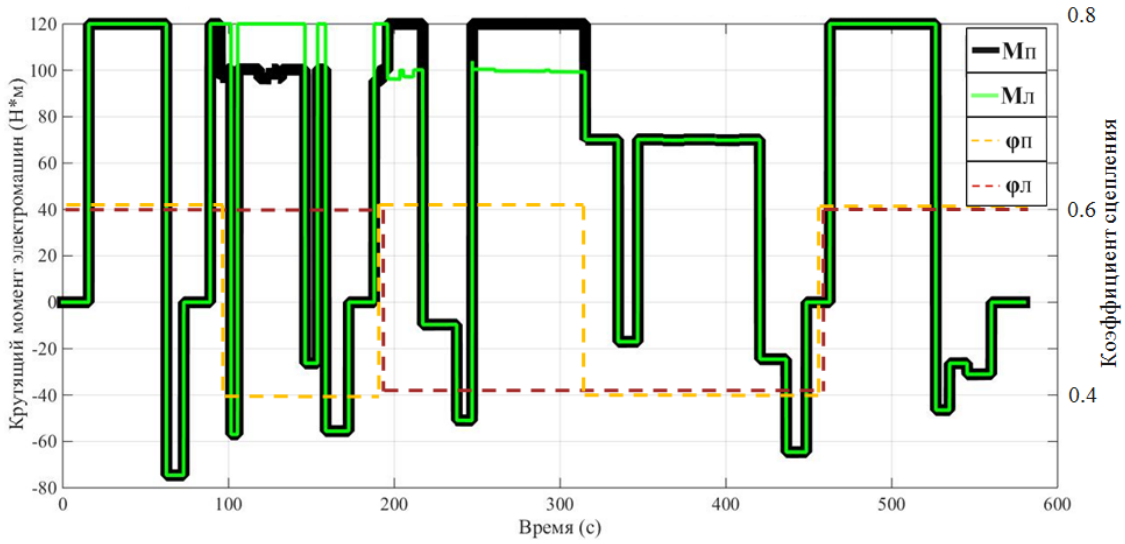
По результатам виртуального моделирования проведён расчет суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл, характеризующий потери механической энергии на сопротивление движению в тяговом режиме по формуле (2.37). Результаты расчета приведены на рисунке 3.8 и таблице 3.4.

Таблица 3.4 - Результаты расчета суммарного среднего КПД в тяговом режиме за цикл

$\eta_{\Sigma k}$ привода правого колеса	$\eta_{\Sigma k}$ привода левого колеса
0,90	0,90



- а - - б -



- в -

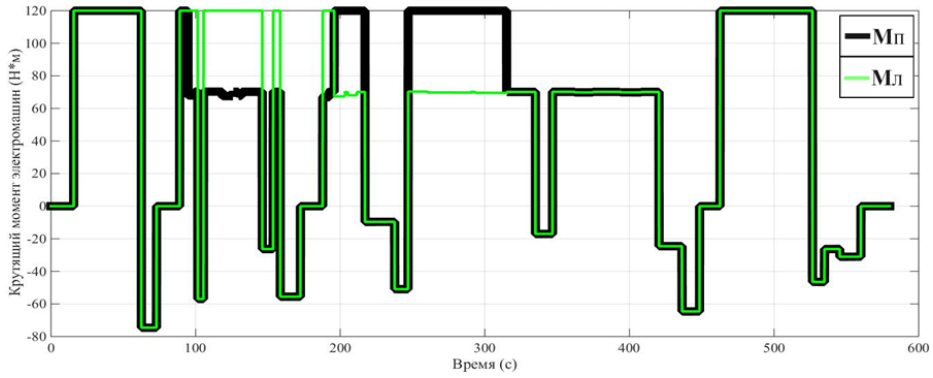
Рисунок 3.8 - Графики изменения суммарного среднего КПД правого (а) и левого (б) контуров колес с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием; график крутящих моментов (в), приведённых к валу электромашин

3.5 Регулирование крутящих моментов по способу индивидуального регулирования по сцепным свойствам

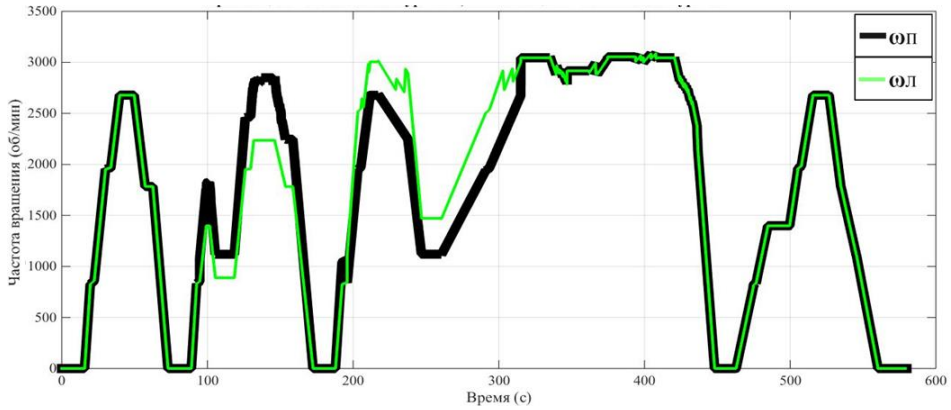
Результатами виртуальных испытаний в среде имитационного моделирования пакета «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB» являются силовые и кинематические характеристики правого (индекс «п») и левого (индекс «л») контуров ведущих колёс:

- зависимости крутящих моментов $M_п$ и $M_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.9.а);

- зависимости частот вращения $W_п$ и $W_л$, приведённых к валу электромашин, от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 3.9.б).



- а -



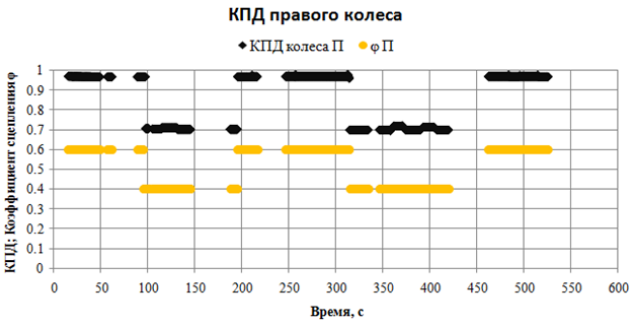
- б -

Рисунок 3.9 - Графики крутящих моментов (а) и частот вращения (б), приведённых к валу электромашин

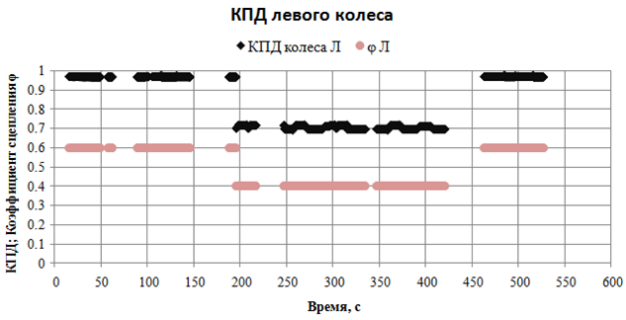
По результатам виртуального моделирования проведён расчёт суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл, характеризующий потери механической энергии на сопротивление движению и скоростные потери в тяговом режиме по формуле (2.37). Результаты расчёта приведены на рисунке 3.10 и таблице 3.5.

Таблица 3.5 - Результаты расчёта суммарного среднего КПД в тяговом режиме за цикл

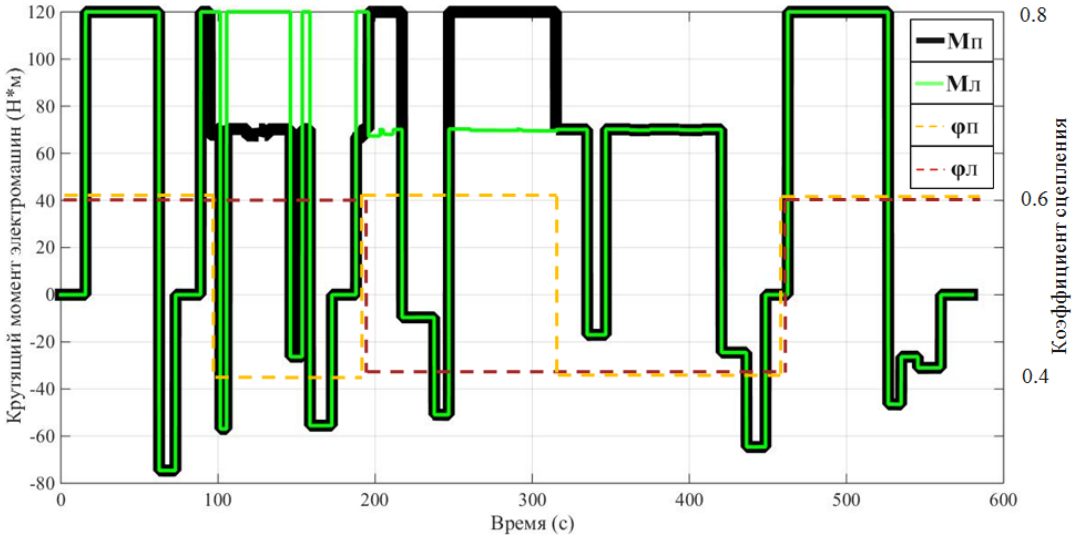
$\eta_{\Sigma k}$ привода правого колеса	$\eta_{\Sigma k}$ привода левого колеса
0,86	0,83



- а -



- б -



- в -

Рисунок 3.10 - Графики изменения суммарного среднего КПД правого (а) и левого (б) контуров колес с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием; график крутящих моментов (в), приведённых к валу электромашин

3.6 Выводы

1) Проведены виртуальные испытания по оценке эффективности алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом с использованием разработанного комплекса математических моделей в пакете «SIMULINK» программного комплекса «MATLAB». Моделирование проводилось на математической автотранспортного средства, массогабаритные параметры которого отражают частный пример класса автомобиля В в соответствии с классификацией по Европейской Конвенции (см. параметры таблицы 2.1). Виртуальные испытания нацелены на исследование силовых и кинематических параметров ведущих и ведомых колес при движении виртуального автотранспортного средства в разработанном городском дорожном цикле со смешанным дорожным покрытием, а также для отработки основных ошибок алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом. Результаты виртуальных испытаний в виде суммарного среднего коэффициента полезного действия колеса в тяговом режиме за цикл сведены в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 - Результаты виртуальных испытаний

№ алгоритма	**СУ №1**	**СУ №2**	**СУ №3**	**СУ №4**	**СУ №5**
$\boldsymbol{\eta_{\Sigma k}}$ п. колеса	0,96	0,79	0,90	0,90	0,86
$\boldsymbol{\eta_{\Sigma k}}$ л. колеса	0,96	0,79	0,90	0,90	0,83
$\boldsymbol{\eta_{\Sigma k}}$ средний	0,96	0,79	0,90	0,90	0,85

2) Параметр прироста эффективности суммарного среднего коэффициента полезного действия колеса в тяговом режиме за цикл для разработанного способа управления №1 (адаптивное регулирование крутящих моментов) по сравнению с другими алгоритмами определяется формулой:

$$\text{МФ}_{\text{су№1}} = \frac{\left(\eta_{\Sigma k\,\text{СУ№1}} - \eta_{\Sigma k\,\text{СУ№i}}\right)}{\eta_{\Sigma k\,\text{СУ№1}}} \cdot 100\%, \qquad (3.1)$$

где: $\eta_{\Sigma k\,\text{СУ№1}}$ - суммарный средний коэффициент полезного действия колеса в тяговом режиме при регулировании крутящих моментов с использованием способа управления №1;

$\eta_{\Sigma k\ СУ№i}$ - суммарный средний коэффициент полезного действия колеса в тяговом режиме при регулировании крутящих моментов с использованием способа управления №i.

Сравнительный анализ величин суммарного среднего коэффициента полезного действия колеса в тяговом режиме за цикл для рассмотренных алгоритмов управления позволяет сделать вывод, что разработанный способ управления №1 (адаптивное регулирование крутящих моментов) повышает суммарный средний коэффициент полезного действия колеса от 6,2 % до 17,7 %.

ГЛАВА 4. ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ И ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ЭКСПЕРЕМЕНТАЛЬНОГО АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Метод исследования алгоритмов управления тягового ИРЭ с применением систем виртуально-физических испытаний предусматривает совместное использование комплекса разработанных математических моделей, описывающих динамическую модель автомобиля и его систем, и стендовое оборудование, являющимся стендовым аналогом тягового привода ведущих колес автотранспортного средства.

4.1 Архитектура системы виртуально-физических испытаний

Согласно принципу создания виртуально-физических систем, описанному И.А. Куликовым в литературе [94], согласование нагрузочных режимов силовых агрегатов осуществляется общей математической моделью автотранспортного средства через связь тяговых электроприводов колёс и нагружающих устройств. Принципиальная архитектура системы виртуально-физических испытаний представлена на рисунке 4.1.

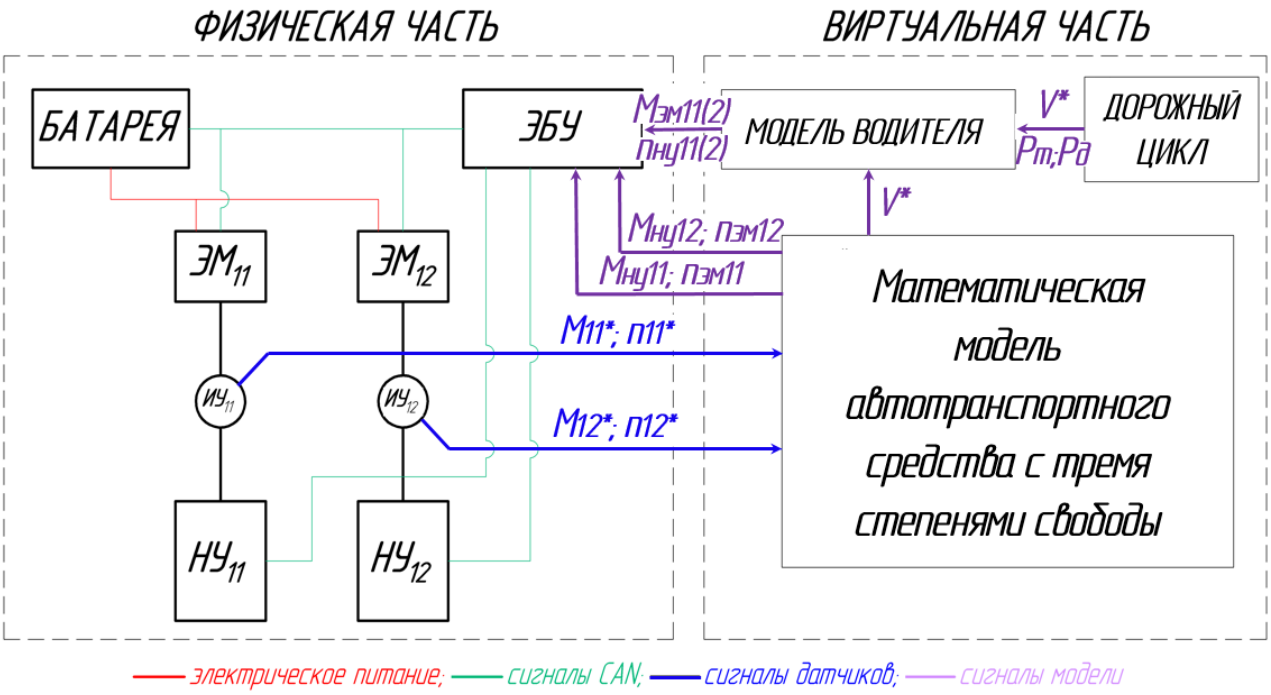


Рисунок 4.1 - Архитектура системы виртуально-физических испытаний

НУ - нагружающее устройство; ИУ - измерительное устройство; ЭМ - электромашина; ЭБУ - электронный блок управления; $М_{эм}$ - управляющий сигнал крутящего момента электромашин объекта исследования, [Н·м]; $n_{эм}$ - управляющий сигнал частот вращения электромашин объекта исследования [1/с]; $М_{ну}$ - управляющий сигнал крутящего момента нагружающих устройств [Н·м]; $n_{ну}$ - управляющий сигнал частот вращения нагружающих устройств [1/с]; $Р_т$ - тип покрытия; $Р_д$ - длина покрытия, [м].

В физической части (см. рисунок 4.1) расположены компоненты привода - два параллельных силовых контура 11 (имитационный контур правого колеса) и 12 (имитационный контур левого колеса), которые состоят из последовательно соединенных синхронных электромашин с постоянными магнитами «YASA-400» (ЭМ), измерительных устройств (ИУ) и нагружающих устройств (НУ) в виде асинхронных электромашин. Виртуальная часть представляет собой математическую модель автомобиля и модель водителя. Определяющую роль в работе виртуально-физической системы играет электронный блок управления (ЭБУ), который обменивается информацией с инверторами компонентов силового привода через «CAN» шину, отправляя им управляющие сигналы и получая сигналы обратных связей. ИУ измеряют крутящие моменты и частоты вращения в

силовых контурах. Синхронизация физической и виртуальных частей системы испытаний выполняется НУ с помощью обратных связей, получаемых с ИУ. Сигналы крутящих моментов с ИУ поступают в силовой привод виртуального автомобиля и приводят его в движение. Регуляторы НУ и ЭМ реализованы в инверторах этих устройств. Математические модели передают инверторам расчетные значения крутящих моментов и частот вращения электромашин. Модель водителя формирует управляющие сигналы крутящего момента ЭМ и частоты вращения НУ. Модель дороги формирует управляющие сигналы крутящего момента НУ и частоты вращения ЭМ. Частоты вращения НУ определяют угловую скорость ведущих колес виртуального автомобиля, а крутящий момент ЭМ определяет крутящий момент ведущих колес виртуального автомобиля. При этом крутящий момент НУ при нормальных условиях движениях без чрезмерного проскальзывания ведущих колес находится всегда выше ЭМ. В случае, если крутящий момент ЭМ превышает крутящий момент НУ, то наблюдается процесс буксования виртуального колеса.

4.2 Описание универсального испытательного стенда

Для достижения цели диссертационного исследования в соответствии с описанной архитектурой виртуально-физических испытаний рабочая группа ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при участии автора диссертации в сотрудничестве с ОАО «КАМАЗ» провели ряд работ, направленные на создание стенда нагрузочного для испытания электромашин, который способен имитировать эксплуатационные режимы работы двухконтурного ИРЭ автотранспортного средства. Стенд нагрузочный для испытания электромашин является составляющей универсального испытательного стенда (УИС) ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» для испытания КЭУ (см. рисунок 4.2). [103; 104; 105]

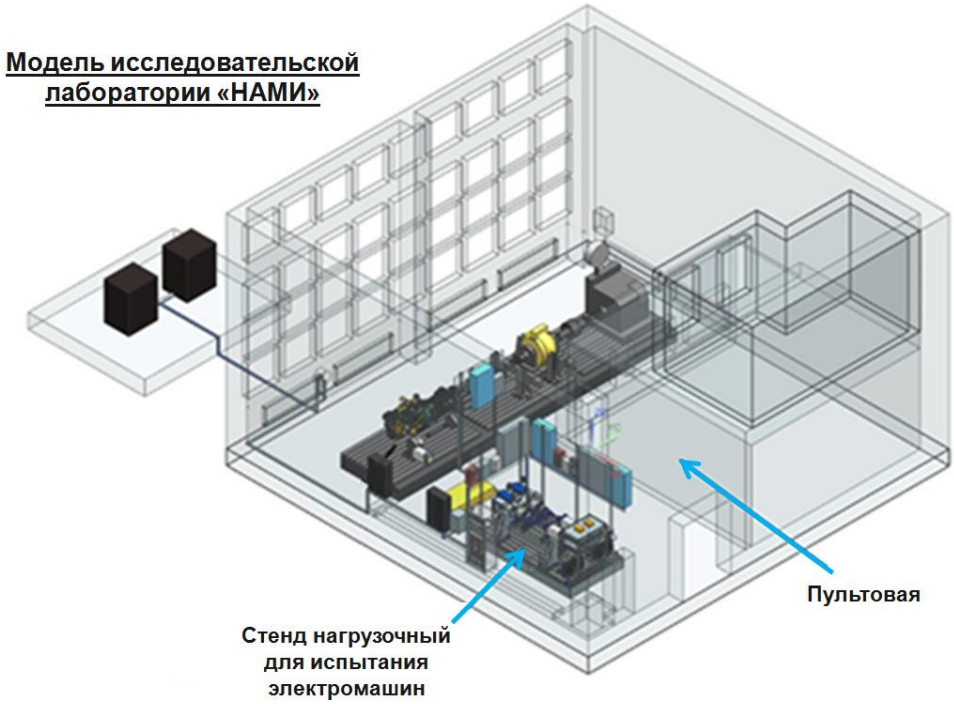
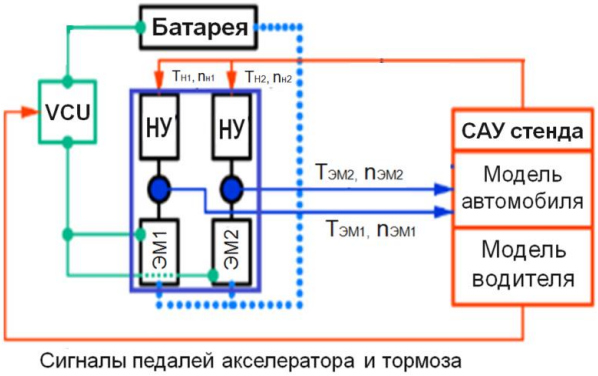


Рисунок 4.2 - Модель исследовательской лаборатории ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

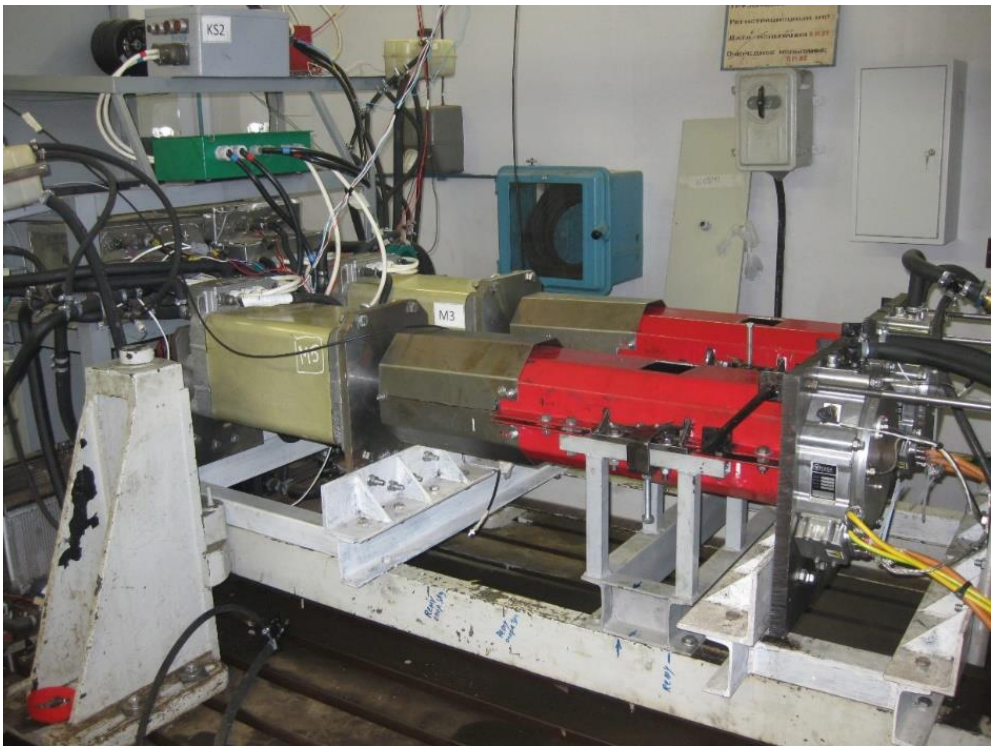
Стенд нагрузочный для испытания электромашин использован для реализации практической части диссертационного исследования. Автором настоящей диссертации сформирована статья [105], в которой отражены как характерные особенности описываемого стенда, так и УИС ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» в целом. В данном разделе главы приведено описание стенда нагрузочного для испытания электромашин, который способен имитировать ИРЭ автотранспортного средства. Ниже приведены принципиальная схема испытательного стенда и фотографии стендового оборудования (см. рисунок 4.3).

Стендовый аналог двухконтурного индивидуального электропривода автотранспортного средства



ЭМ1, ЭМ2 - электромашины; НУ - нагружающие устройства; VCU - микропроцессорный блок управления; САУ - система автоматического управления; Тэм1 и nэм1, Тэм2 и nэм2 - крутящие моменты и частоты вращения электромашин соответственно; Тн1 и nн1, Тн2 и nн2 - крутящий момент и частоты нагружающих устройств соответственно.

- а -



- б -

Рисунок 4.3 - Принципиальная схема стенда нагрузочного для испытания электромашин (а), фотография стенда (б)

Состав стенда (см. рисунок 4.3, а и б):

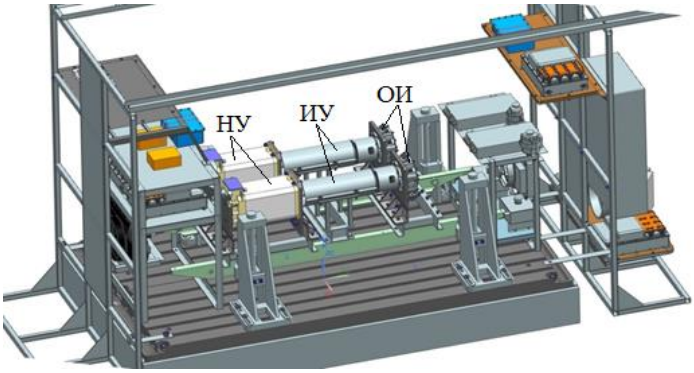
1) Два параллельных силовых контура (ЭМ1-НУ и ЭМ2-НУ).

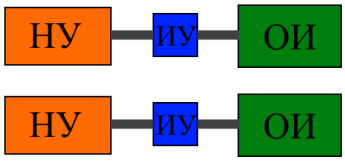
2) Буферный накопитель энергии в виде блока аккумуляторных батарей «WB-LYP60AHA», обеспечивающий управление накоплением, зарядом-разрядом и перераспределением энергии между электрическими устройствами.

3) Система автоматического управления (САУ) стенда (рисунок 4.3, а). Алгоритм системы управления выполнен в виде программного обеспечения и загружен в микропроцессорный блок управления - «VCU» (см. рисунок 4.3, а).

Стендовое оборудование позволяет проводить отработку алгоритмов управления и режимов работы индивидуального привода автотранспортного средства. Процесс измерений и проведения испытаний автоматизирован. Результаты всех измерений и испытаний сохраняются в модуле сбора данных с возможностью их дальнейшей обработки. Нагрузочные устройства (см. рисунок 4.3, а) могут работать совместно или независимо друг от друга для учета имитации самых различных режимов движения автомобиля - движение с переменной скоростью и переменным продольным макропрофилем дороги, движение по автомагистрали, движение в дорожном цикле, движение по дорогам с разными покрытиями, движение со скольжением и буксованием колёс, движение по криволинейным траекториям. [105]

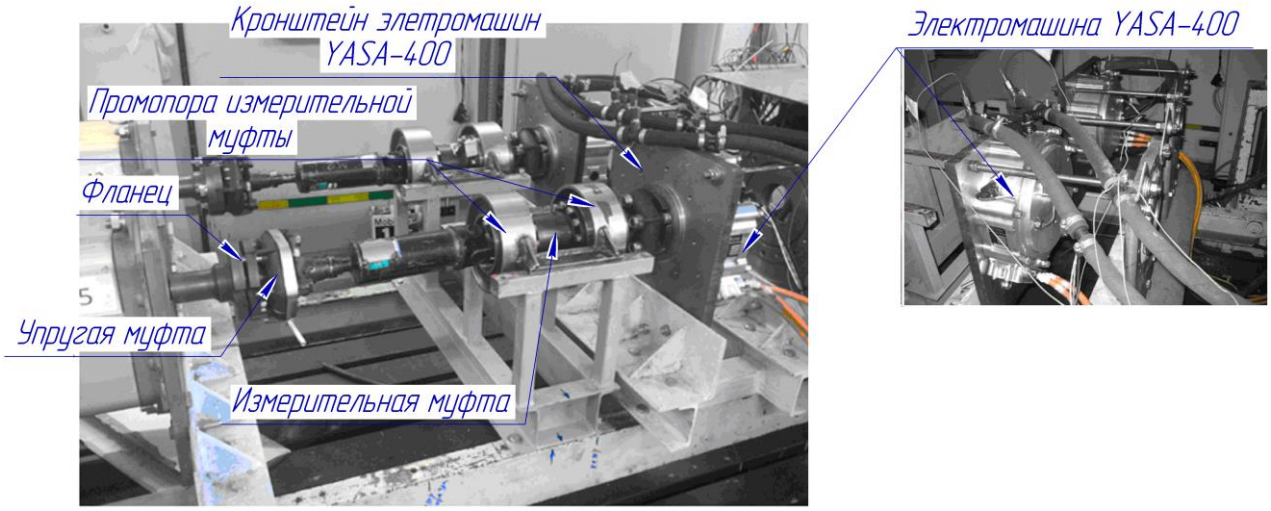
Ниже приведена модель, блок-схема стенда и практическая реализация стенда (см. рисунок 4.4).





НУ - нагружающее устройство;
ИУ - измерительное устройство; ОИ - объект исследования

- а -



- б -

Рисунок 4.4 - Модель и блок-схема стенда для испытания электромашин (а), практическая реализация стенда (б)

Как было выше отмечено, испытательный стенд состоит из двух одинаковых параллельных силовых контуров. Электромашины (ОИ) соединены с нагружающими устройствами (НУ) через тензометрические муфты (ИУ) М20С-500…1к (см. рисунок 4.5).

Рисунок 4.5 - Тензометрическая муфта «М20С-500...1k»

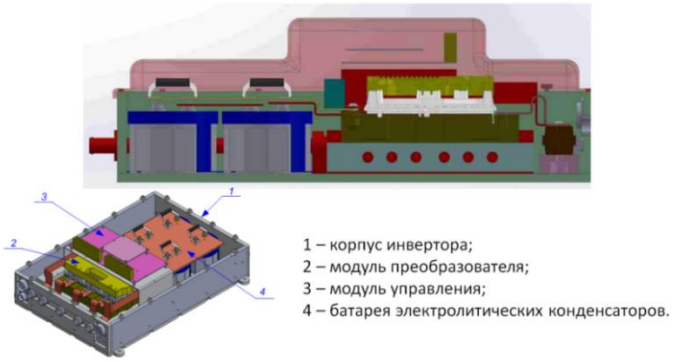
Тензометрическая муфта «М20С-500…1к» предназначена для измерения крутящего момента в контуре. Нагружающие устройства представляют собой трёхфазные асинхронные тяговые электромашины «Siemens 1PV5138-4WS24» (см. рисунок 4.6.а), позволяющие имитировать нагрузку на ведущие колеса со стороны дороги и действие рабочей тормозной системы. Технические характеристики нагружающих электромашин и их инверторов приведены на рисунке 4.6 «б» и «в».

- а -

- б -

Тип	Асинхронный двигатель переменного тока
Охлаждающая жидкость	Водно-гликолевая
$U_{номинальное}$, В (пост. напр.)	650 V
$N_{номинальная}$, кВт	85 KW
$M_{кр.\ номинальный}$, Н*м	220 Nm
$M_{кр.\ max}$, Н*м	450 Nm @ 250A 530 Nm @ 300A
$I_{номинальный}$, А	142 A
n_{max}, об/мин	9,000 rpm
М, кг	120 kg
Габариты, мм	510 x 245 x 245 mm
$T_{окружающей\ среды}$, град	- 30 °C to 70 °C
Степень защиты	IP 65 / 9k

- в -



- г -

Рисунок 4.6 - Нагружающее устройство - электромашина «Siemens 1PV5138-4WS24» (а), внешняя скоростная характеристика электромашины (б), технические характеристики электромашины (в), инвертор «Севкон» (г)

Питание нагружающих электромашин (см. рисунок 4.6.а) осуществляется с помощью инверторов «Севкон» (см. рисунок 4.6.г), подключенных к внешней электрической сети с возможностью отвода энергии на внешнюю резисторную нагрузку. Устройства управления инверторами включены в «CAN»-сеть.

Программное обеспечение нагружающих электромашин «Siemens 1PV5138-4WS24» обеспечивает управление по крутящему моменту и по частоте вращения, в то время как электромашины ИРЭ «YASA-400» управляются только по крутящему моменту. Технические характеристики электромашин «YASA-400» приведены в спецификации к объекту исследования в таблице 1.1 первой главы. Двухконтурная система управления позволяет задавать нагрузку, обеспечивая либо постоянный крутящий момент, либо постоянную частоту вращения нагружающих

электромашин. Сопоставляя различные режимы работы, как испытуемых электромашин, так и нагружающих электромашин, создаются необходимые дорожные условия и регистрируются необходимые сигналы с помощью измерительной аппаратуры. Данная вариативность систем управления нагружающих и испытываемых электромашин позволяет достичь максимально приближенный к реальности режим движения виртуального автотранспортного средства с электрической трансмиссией с индивидуальным регулированием подводимых мощностей. Процесс буксования колеса возникает вследствие разницы величины крутящего момента нагружающих устройств и электромашин «YASA-400» двухконтурного ИРЭ.

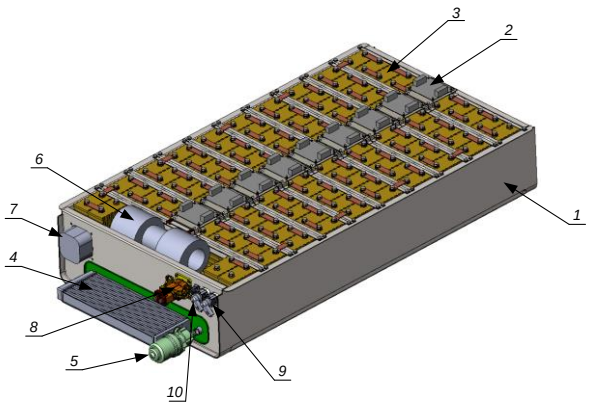
Питание электромашин «YASA-400» двухконтурного ИРЭ осуществляется с помощью инверторов «RMS PM150» (см. рисунок 4.7), подключенных к энергетическому модулю, а управление ими производится по «CAN»-сети инверторов.

Рисунок 4.7 - Инвертор «RMS PM150»

Инвертор «RMS PM150» представляет тяговый контроллер, который реализует как функцию управления электромашиной «YASA-400», так и элементы стратегии, присущие контроллеру транспортного средства. Система управления электромашиной реагирует на крутящий момент. В ее основу положена технология векторного управления электромашиной с прямой ориентацией по полю. Максимальное сопротивление резистора предварительной зарядки составляет 600 [Ом].

В состав стенда входит энергетический модуль (см. рисунок 4.8) емкостью 60 [А·ч], состоящий из 2-х блоков, в каждом блоке по 103 ячейки «Winston Battery

WB-LYP60AHA», технические характеристики ячеек приведены на рисунке 4.8. Аккумуляторные ячейки в энергетическом модуле сгруппированы в 10 рядов по 11 ячеек в каждом ряду (последний, 10-й ряд насчитывает 4 ячейки), на 11 ячеек приходится 1 плата контроля и балансировки, на 10-й ряд (4 ячейки), также приходится одна плата.



Номинальная емкость, А·ч	60
Минимальное напряжение разряда, В	2,8
Максимальное напряжение заряда, В	4,0
Максимальный ток заряда, не менее	3С
Максимальный ток разряда, постоянный, не менее	3С
кратковременный, не менее	20С
Стандартный (рекомендуемый) зарядный / разрядный ток	0,5С
Ресурс, до 80% DOD, циклов, не менее	3000
до 70% DOD, циклов, не менее	5000
Предельная температура корпуса, °С	+200
Рабочая температура в режиме заряд/разряд, °С	–5...+85
Саморазряд, % в месяц	3
Размеры, мм	142 x 50 x 215
Масса, кг	2,3 ± 0,05

Рисунок 4.8 - Буферный накопитель энергии в виде блока аккумуляторных батарей «WB-LYP60AHA»: 1 - корпус; 2 - плата управления и балансировки (10 шт); 3 - аккумуляторная ячейка (103 шт); 4 - радиатор охлаждения; 5 - насос водяной; 6 - вентилятор; 7 - аварийный выключатель; 8 - разъем силовой; 9 - разъем контроля и балансировки шестиконтактный; 10 - разъем питания вентилятора двухконтактный

Электромашины ИРЭ, нагружающие электромашины и их инверторы, а также энергетический модуль, имеют системы охлаждения с индивидуальными контурами (см. рисунок 4.9).

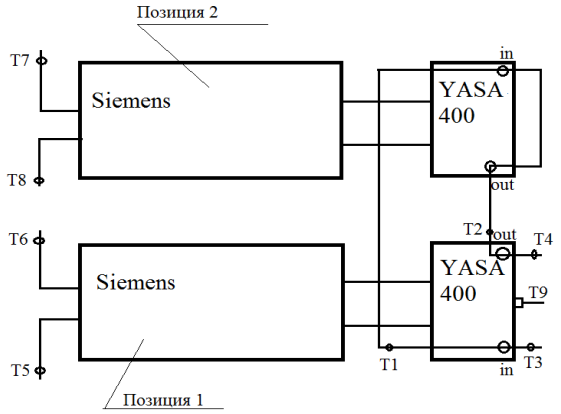


Рисунок 4.9 - Схема расположения датчиков замера температуры: T_1-температура охлаждающей жидкости (ОЖ) на входе в электромашину YASA-400 первого потока мощности; T_2-температура ОЖ на выходе из электромашины YASA-400 первого потока мощности; T_3-температура ОЖ на входе в электромашину YASA-400 второго потока мощности; T_4-температура ОЖ на выходе из электромашины YASA-400 второго потока мощности; T_5-T_8 - температуры ОЖ в контуре охлаждающих систем электромашин Siemens 1PV5138-4WS24 первого и второго потоков мощности; T_9-температура ротора

В каждом контуре имеются датчики температуры и расхода охлаждающей жидкости. Также имеются датчики постоянного и переменного тока и напряжения (см. рисунок 4.10).

Рисунок 4.10 - Измерительный шкаф с датчиками силы тока и напряжения
1 - датчики силы тока LTC 1000-SF/SP2, 2 - датчики напряжения CV 3-2000

Следует отметить, что для стенда нагрузочного для испытания электромашин реализована технология программно-аппаратного моделирования «HILS» («HILS» - hardware in the loop simulation). Концепция технологии «HILS» позволяет

проводить виртуально-физические испытания, и она основана на идее замены объекта управления и окружающей среды математической моделью. [104]

4.3 Отладочное программное обеспечение и перечень регистрируемых сигналов с измерительных датчиков

Для реализации стендовых испытаний по технологиям виртуально-физических испытаний «HILS» (hardware in the loop simulation) разработано специальное отладочное программное обеспечение (ПО) нагрузочных преобразователей и отладочное ПО комплекта ИРЭ (см. рисунок 4.11). Испытания проводятся при включенной системе охлаждения нагрузочной и тяговой системы электроприводов.

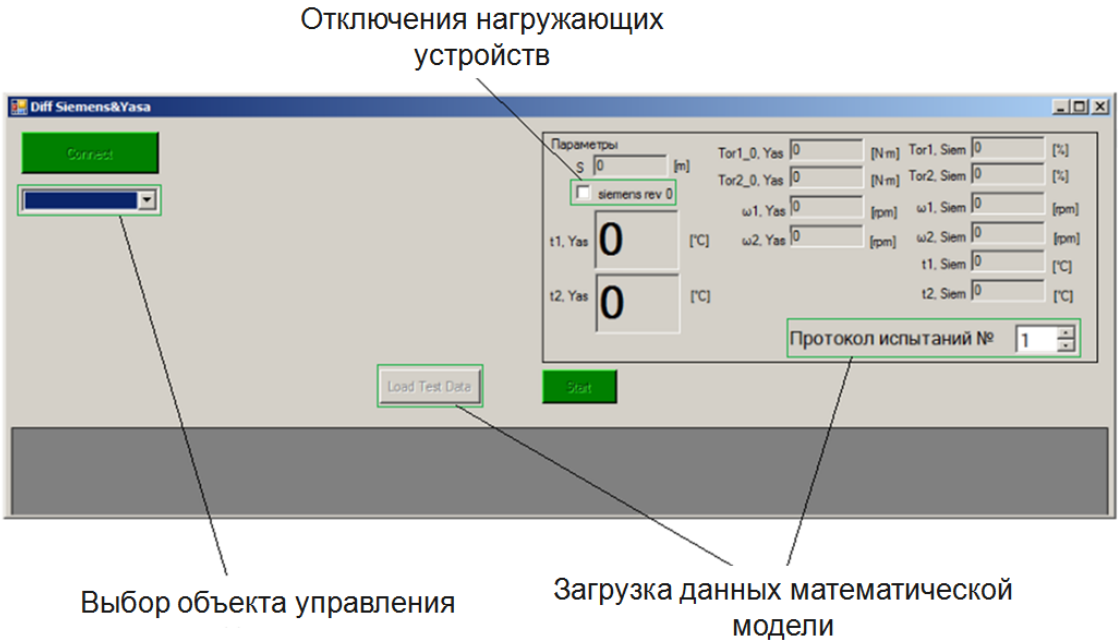


Рисунок 4.11 - Отладочное ПО нагрузочных преобразователей и комплекта ИРЭ

Отладочное ПО нагрузочных преобразователей и комплекта ИРЭ позволяет управлять нагружающими и испытываемыми электромашинами, отображать данные с регистрирующей аппаратуры непосредственно на табло в режиме реального времени (см. рисунок 4.11) для контроля процесса испытаний и синхронизации с комплексом математических моделей. Последовательность действий при проведении испытаний следующая:

1) Выбрать объект управления.

2) Нажать «Connect».

3) Загрузить данные математической модели.

4) Нажать «Start» для начала испытаний.

5) По завершению испытаний отключить нагружающие устройства с помощью «siemens rev 0».

6) Нажать «Disconnect».

Перечень измерительных параметров:

1) $M_{кр}$, [Н·м] - крутящие моменты отдельных контуров (муфты M20C-500...1k).

2) $n_{дв}$, [об/мин] - частоты вращения отдельных контуров (импульсные бесконтактные датчики оборотов).

3) $U_у$, [В] - напряжения в электрической цепи (датчики «CV 3-2000»).

4) $I_у$, [А] - управляющие токи в электрической цепи (датчики «LTC 1000-SF/SP2»).

5) $T_{увх}$, [ºC] - температуры электромашин на входе (термопары «TXA-1199/41/2/80/3/12», «TXA-1199/41/2/80/3/10» и «TXA-1199/41/2/80/3/8»).

6) $T_{увых}$, [ºC] - температуры электромашин на выходе (термопары «TXA-1199/41/2/80/3/12», «TXA-1199/41/2/80/3/10» и «TXA-1199/41/2/80/3/8»).

Для измерения механических характеристик и электрических параметров применялись датчики, обеспечивающие требуемую точность результатов измерений и представление их в виде, удобном для автоматизированной обработки:

1) Для измерения крутящих моментов применялись тензометрические муфты M20C-500...1k (см. рисунок 4.5). Максимальный момент, измеряемый муфтой, 1000 [Н·м], максимальная частота вращения 8000 [об/мин]. Допускаемая погрешность измерения - 0,1 %.

2) Для измерения частот вращения применялись импульсные бесконтактные датчик оборотов. Диапазон измеряемых оборотов 0 - 10000 [$с^{-1}$]. Допускаемая погрешность измерения - 0,1 %.

3) Для измерения напряжения в электрической цепи применялись датчики «CV 3-2000» (см. рисунок 4.10) с номиналами 250 [В] (для переменного тока), 750 [В] (для постоянного тока). Погрешность измерения - 0,1 %.

4) Для измерения управляющего тока в электрической цепи использовались датчики «LTC 1000-SF/SP2» (см. рисунок 4.10). Диапазон измеряемых значений 0 – 350 [А], погрешность измерения – 1 %.

5) Для измерения температуры охлаждающей жидкости электромашин на входе и выходе применялись термопары «ТХА-1199/41/2/80/3/12», «ТХА-1199/41/2/80/3/10» и «ТХА-1199/41/2/80/3/8». Схема расположений датчиков приведена на рисунке 4.8. Диапазон измеряемых температур от +15 [ºС] до +200 [ºС]. Допускаемая погрешность - 1…2 %.

Сигналы от всех датчиков поступают на многоканальную измерительно-анализирующую аппаратуру с программным обеспечением для измерения, регистрации и анализа данных. Дополнительно к указанной аппаратуре используется комплекс «LabView» с программным обеспечением «SignalExpress» на базе «National Instruments».

Калибровка датчиков и аппаратуры производилась с использованием аттестованных средств нагружения и измерения, имеющих действующий поверочный аттестат. При подготовке испытаний и калибровке всех систем использовалась следующая нормативно-техническая документация:

- ГОСТ Р 8.563-96 Методики выполнения измерений;

- ГОСТ Р 8.596-2002 Государственная система обеспечения единства измерений. Метрологическое обеспечение измерительных систем. Основные положения.

4.4 Выводы

1) Разработана архитектура системы виртуально-физических испытаний, принцип работы которой предусматривает совместное использование комплекса разработанных математических моделей, описывающих динамическую модель автотранспортного средства и его систем, и стендовое оборудование, являющимся стендовым аналогом индивидуального регулируемого электропривода ведущих колес автотранспортного средства. Определяющую роль в работе виртуально-физической системы играет электронный блок управления, который обменивается информацией с инверторами компонентов привода через «CAN» шину, отправляя им управляющие сигналы и получая сигналы обратных связей. Синхронизация физической и виртуальных частей системы испытаний выполняется с помощью обратных связей, получаемых с измерительных устройств. Сигналы крутящих моментов с измерительных устройств поступают в силовой привод виртуального автотранспортного средства и приводят его в движение.

2) В соответствии с разработанной архитектурой системы виртуально-физических испытаний рабочая группа ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при участии автора диссертации в сотрудничестве с ОАО «КАМАЗ» провели ряд работ, направленные на создание стенда нагрузочного для испытания электромашин, который способен имитировать эксплуатационные режимы работы двухконтурного индивидуального регулируемого электропривода автотранспортного средства. Описана разработанная стендовая испытательная база для проведения эксперимента, комплектность измерительного оборудования и его характеристики, перечень измерительных датчиков и их характеристики.

3) Разработан комплекс программного обеспечения нагрузочных преобразователей, отладочного программного обеспечения комплекта индивидуального регулируемого электропривода, которое позволяет управлять нагружающими и электромашинами индивидуального регулируемого электропривода, отображать данные с регистрирующей аппаратуры непосредственно на табло в режиме реального времени для контроля процесса испытаний и синхронизации с комплексом математических моделей.

ГЛАВА 5. АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫМ РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ НА ИСПЫТАТЕЛЬНОМ СТЕНДЕ С ПОМОЩЬЮ ТЕХНОЛОГИЙ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

В стендовых условиях с использованием описанных технологий виртуально-физических систем, комплекса разработанных математических моделей и стендового оборудования ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» проведены виртуально-физические испытания по исследованию эффективности алгоритмов управления ИРЭ. В данной главе приведены необходимые данные и графики для достаточного толкования результатов испытаний.

5.1 Адаптивное регулирование крутящих моментов

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде:

- зависимостей крутящих моментов правого $M_п$ и левого $M_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.1);

- зависимостей частот вращения в правом $W_п$ и левом $W_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.2);

- зависимостей напряжений $U_п$ и $U_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.3);

- зависимостей токов $I_п$ и $I_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.4).

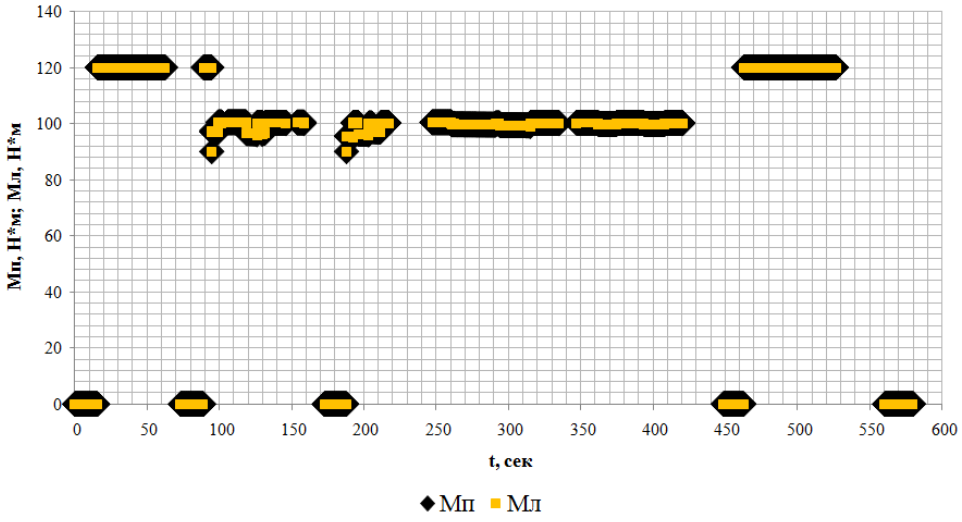


Рисунок 5.1 - Графики крутящих моментов в правом Мп и левом Мл контурах испытательного стенда в тяговом режиме

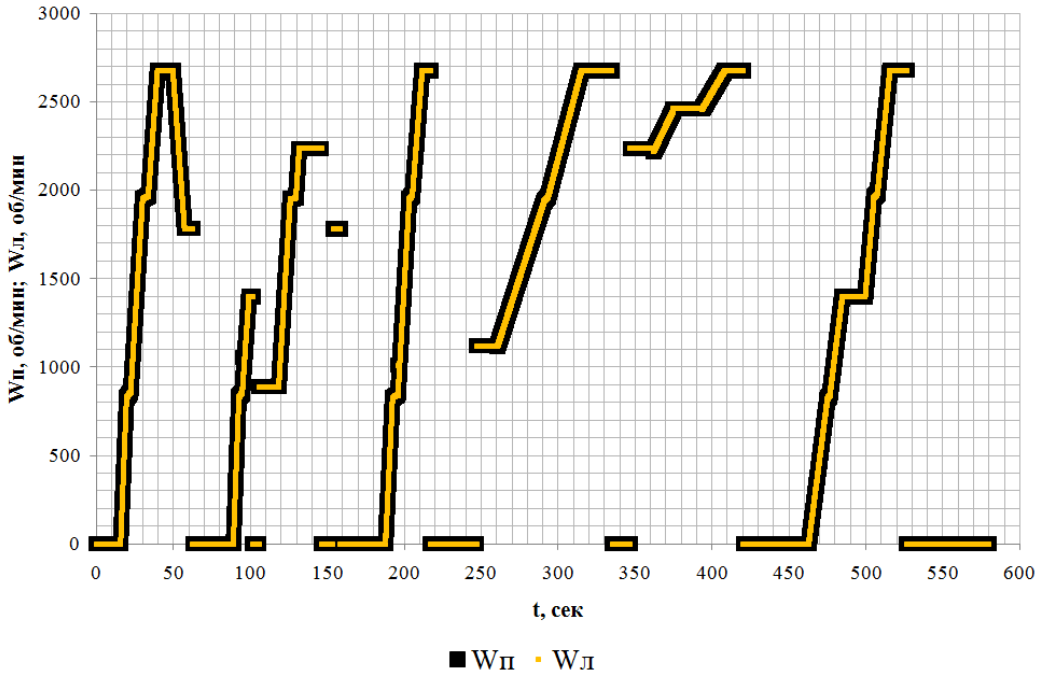


Рисунок 5.2 - Зависимости частот вращения в правом Wп и левом Wл контурах испытательного стенда в тяговом режиме

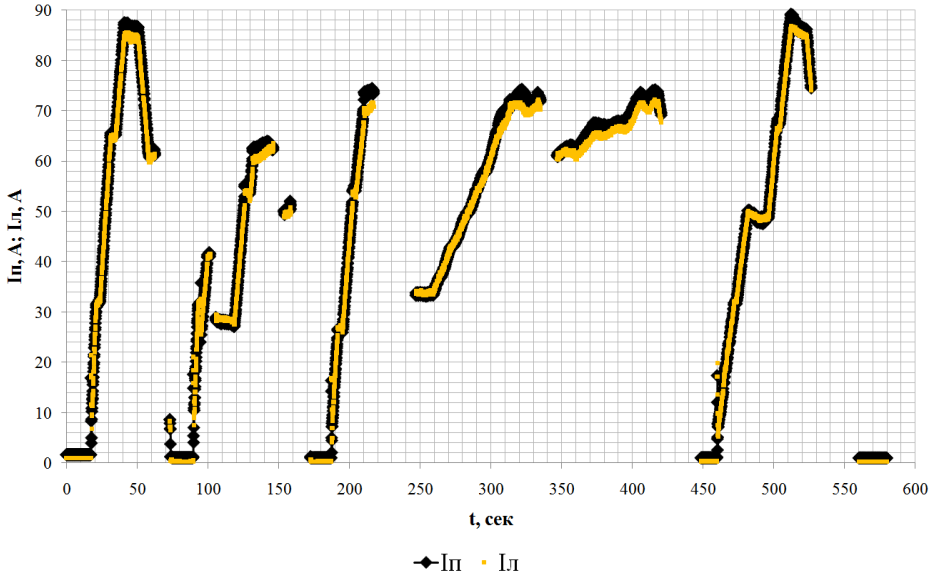


Рисунок 5.3 - Зависимости токов Iп и Iл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

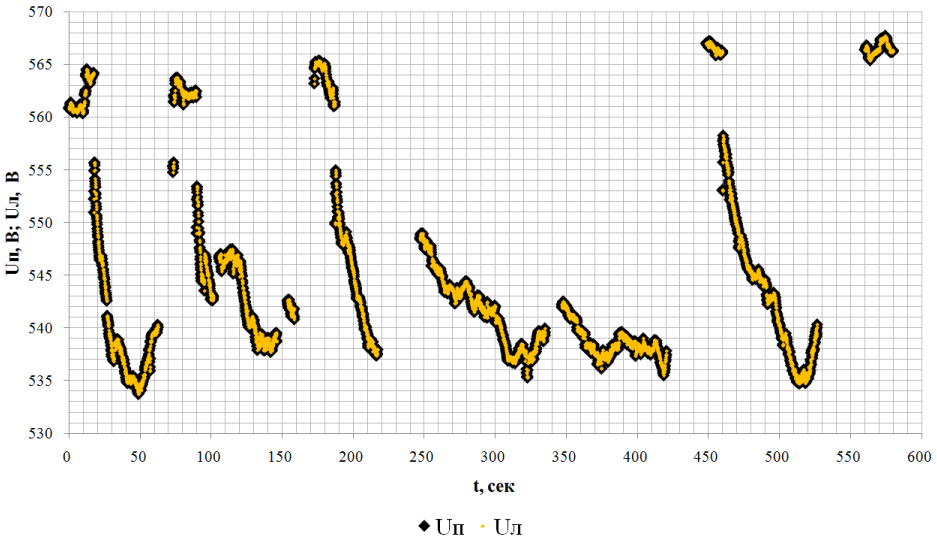
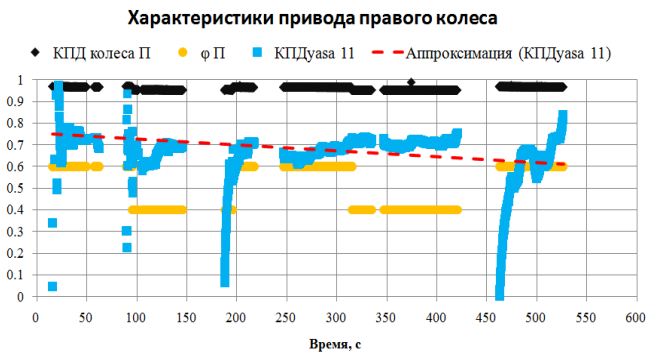


Рисунок 5.4 - Зависимости напряжений Uп и Uл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

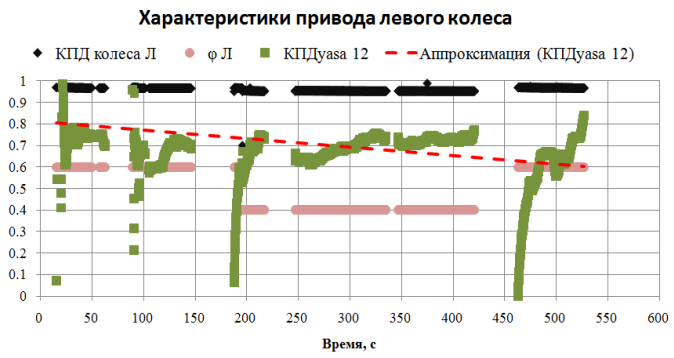
Результаты расчёта суммарного среднего КПД электропривода по формуле (2.38) и суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл по формуле (2.37) приведены на рисунке 5.5 и таблице 5.1.

Таблица 5.1 - Результаты расчёта потерь

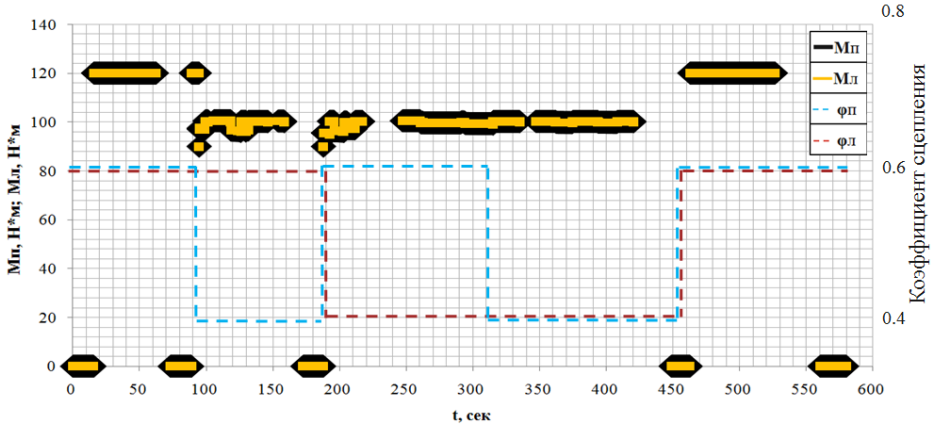
Привод правого колеса		**Привод левого колеса**	
$\eta_{\Sigma К}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$	$\eta_{\Sigma К}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$
0,96	0,68	0,96	0,70



- а -



- б -



- в -

Рисунок 5.5 - Графики суммарного среднего КПД электропривода в тяговом режиме контуров правого «п» (а) и левого «л» (б) колёс за цикл, график измеренных крутящих моментов (в) с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием

5.2 Регулирование крутящих моментов по принципу работы свободного симметричного дифференциала

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде:

- зависимостей крутящих моментов в правом $M_п$ и левом $M_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.6);

- зависимостей частот вращения электромашин в правом $W_п$ и левом $W_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени

моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.7);

- зависимостей напряжений $U_п$ и $U_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.8);

- зависимостей токов $I_п$ и $I_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.9).

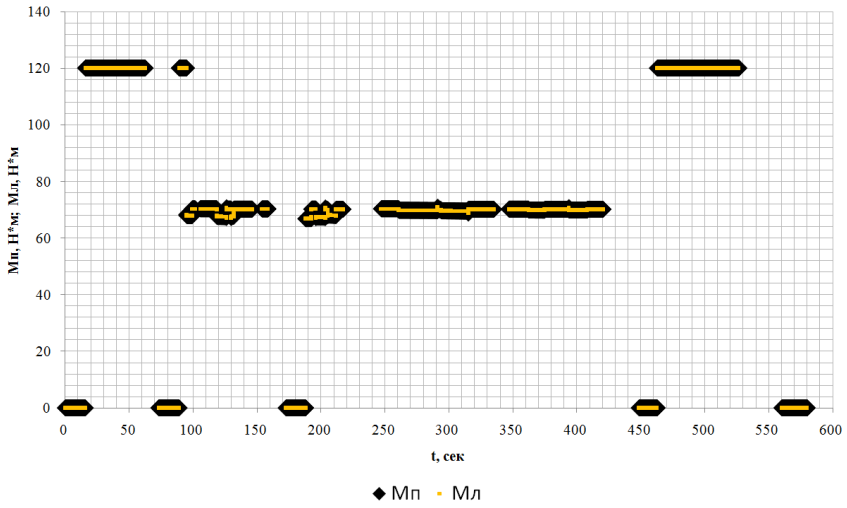


Рисунок 5.6 - Графики крутящих моментов в правом $M_п$ и левом $M_л$ контурах испытательного стенда в тяговом режиме

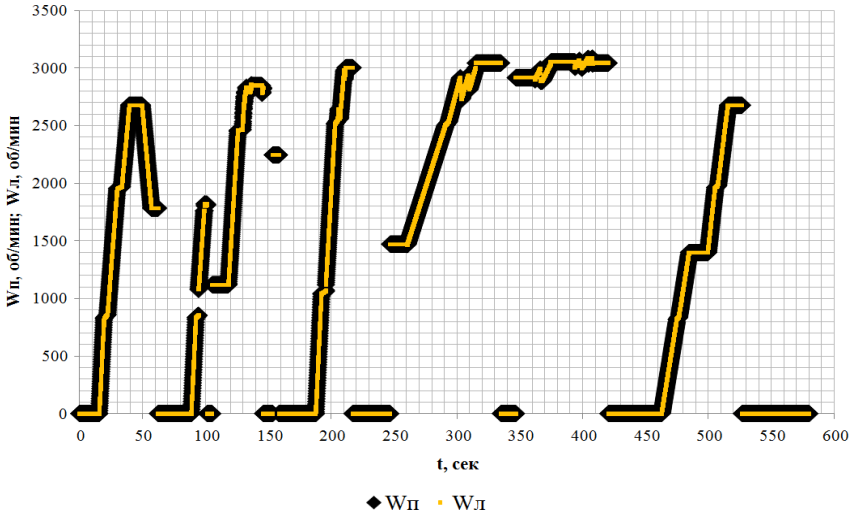


Рисунок 5.7 - Зависимости частот вращения в правом $W_п$ и левом $W_л$ контурах испытательного стенда в тяговом режиме

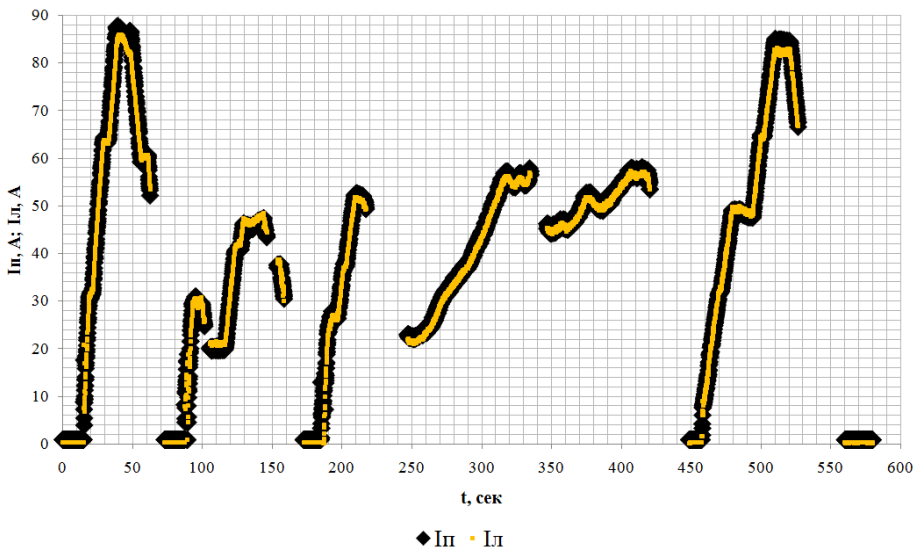


Рисунок 5.8 - Зависимости токов Iп и Iл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

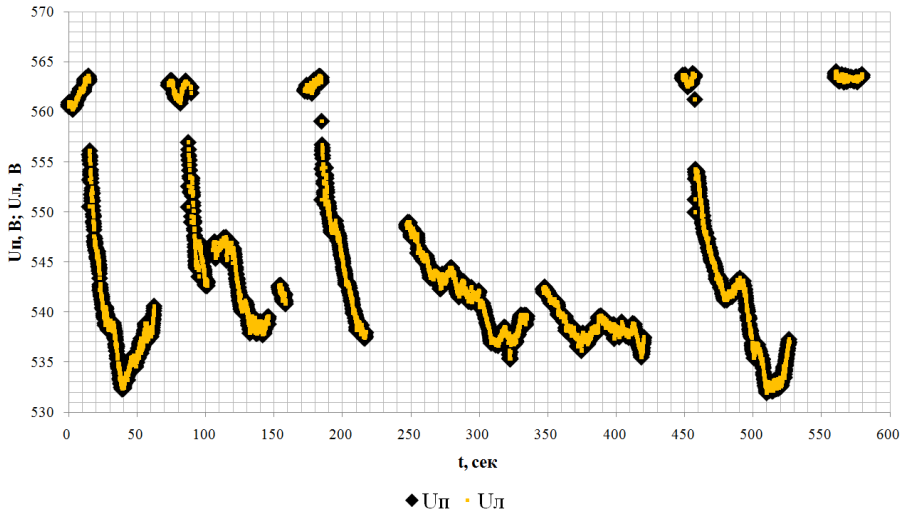
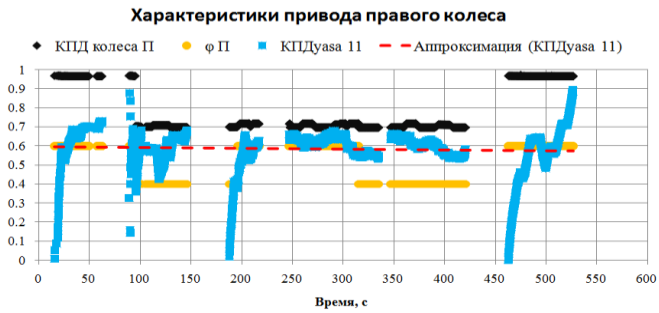


Рисунок 5.9 - Зависимости напряжений Uп и Uл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

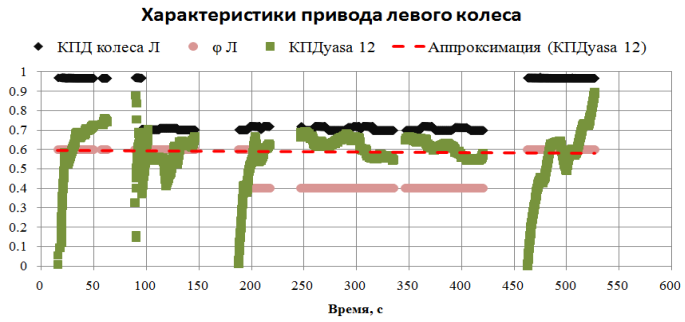
Результаты расчёта суммарного среднего КПД электропривода по формуле (2.38) и суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл по формуле (2.37) приведены на рисунке 5.10 и таблице 5.2.

Таблица 5.2 - Результаты расчёта потерь

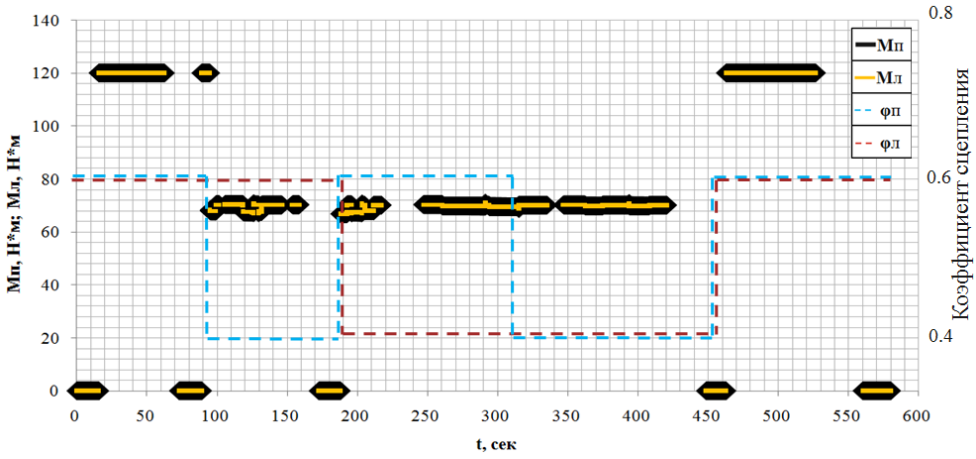
Привод правого колеса		**Привод левого колеса**	
$\eta_{\Sigma к}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$	$\eta_{\Sigma к}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$
0,79	0,61	0,79	0,61



- а -



- б -



- в -

Рисунок 5.10 - Графики суммарного среднего КПД электропривода в тяговом режиме контуров правого «п» (а) и левого «л» (б) колёс за цикл, график измеренных крутящих моментов (в) с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием

5.3 Регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения с постоянным трением

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде:

- зависимостей крутящих моментов в правом $M_п$ и левом $M_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.11);

- зависимостей частот вращения электромашин в правом $W_п$ и левом $W_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени

моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.12);

- зависимостей напряжений $U_п$ и $U_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.13);

- зависимостей токов $I_п$ и $I_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.14).

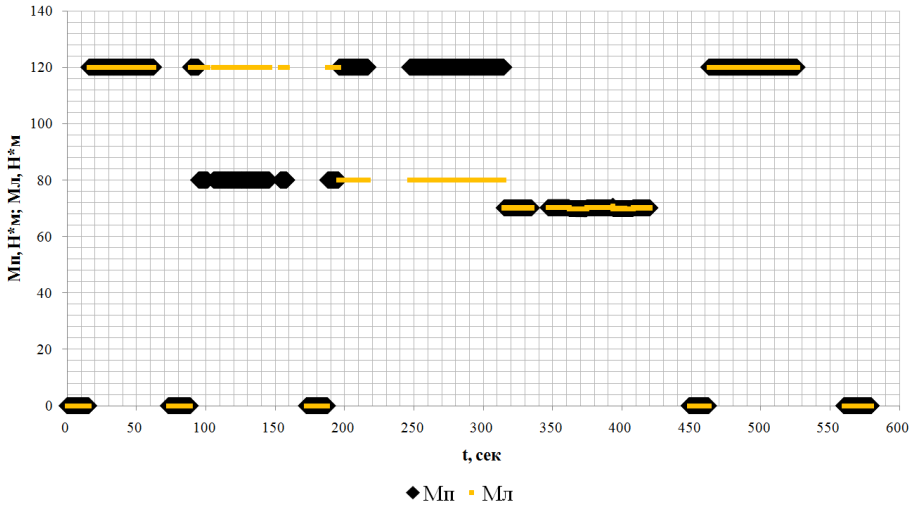


Рисунок 5.11 - Графики крутящих моментов в правом $M_п$ и левом $M_л$ контурах испытательного стенда в тяговом режиме

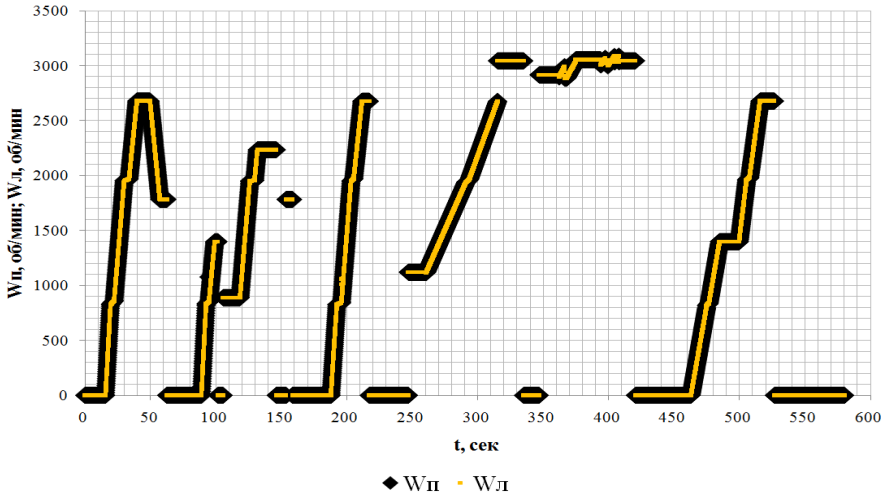


Рисунок 5.12 - Зависимости частот вращения в правом $W_п$ и левом $W_л$ контурах испытательного стенда в тяговом режиме

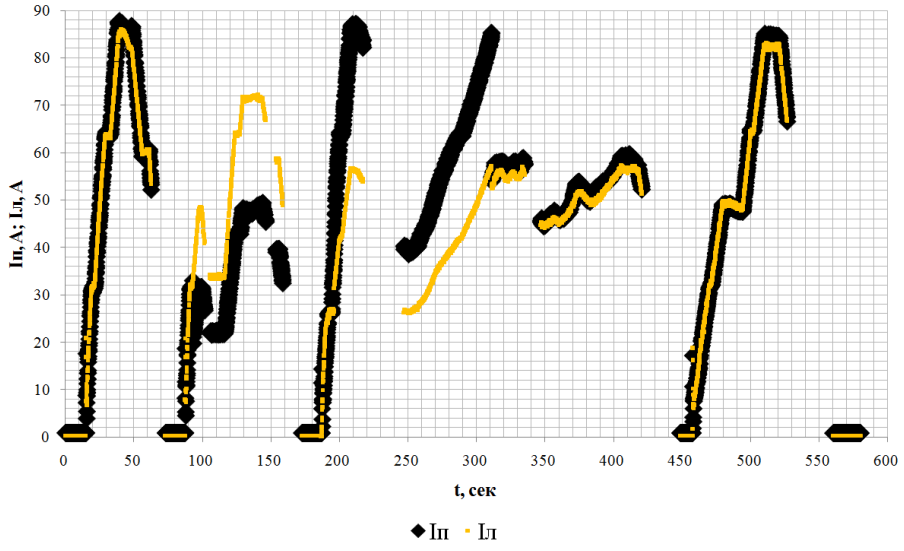


Рисунок 5.13 - Зависимости токов Iп и Iл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

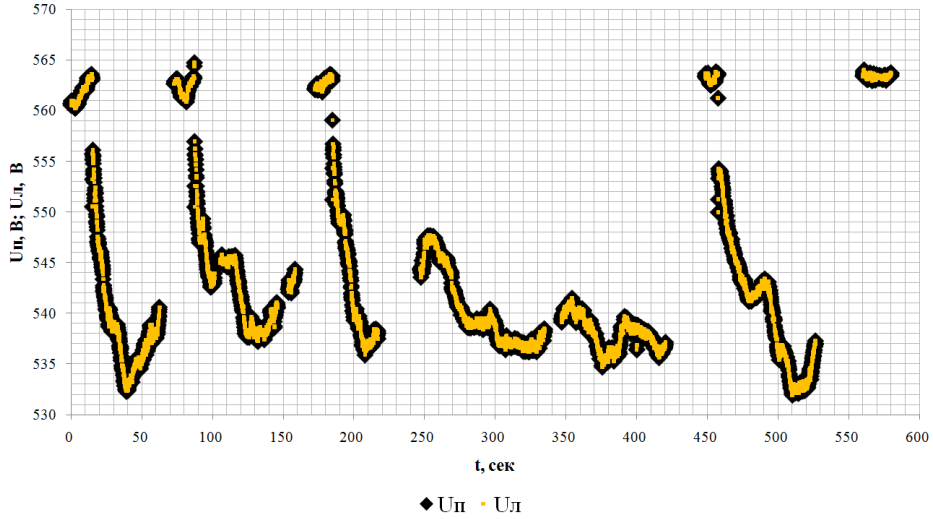
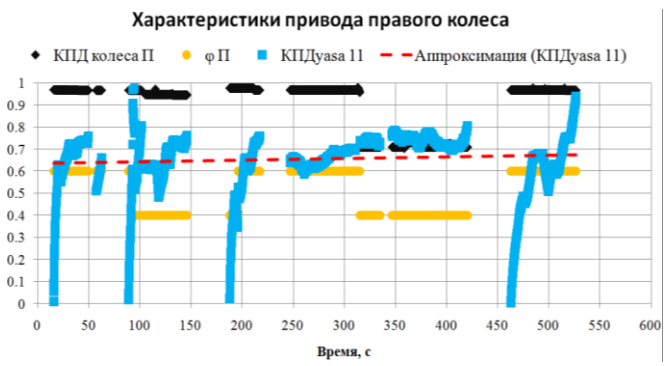


Рисунок 5.14 - Зависимости напряжений Uп и Uл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

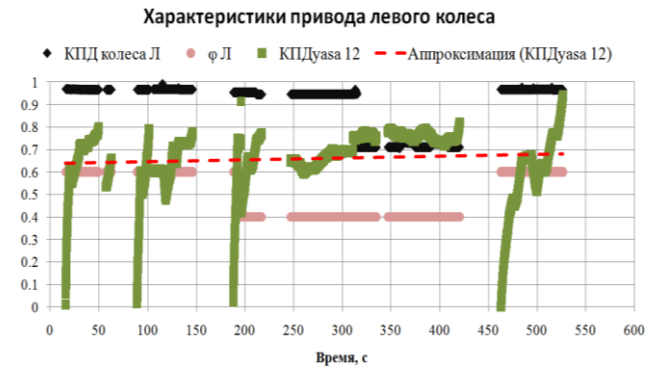
Результаты расчёта суммарного среднего КПД электропривода по формуле (2.38) и суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл по формуле (2.37) приведены на рисунке 5.15 и таблице 5.3.

Таблица 5.3 - Результаты расчёта потерь

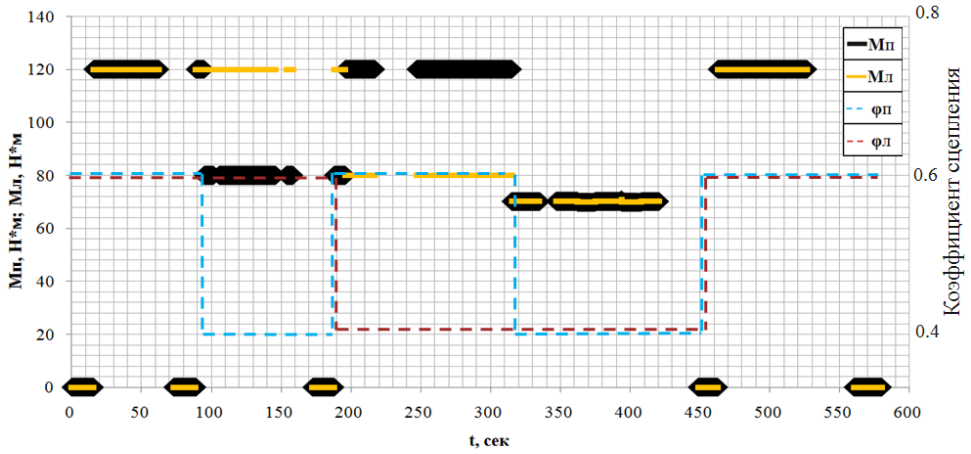
Привод правого колеса		**Привод левого колеса**	
$\eta_{\Sigma к}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$	$\eta_{\Sigma к}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$
0,90	0,61	0,90	0,62



- а -



- б -



- в -

Рисунок 5.15 - Графики суммарного среднего КПД электропривода в тяговом режиме контуров правого «п» (а) и левого «л» (б) колёс за цикл, график измеренных крутящих моментов (в) с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием

5.4 Регулирование крутящих моментов по принципу работы дифференциала повышенного трения с переменным трением

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде:

- зависимостей крутящих моментов в правом $M_п$ и левом $M_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.16);

- зависимостей частот вращения электромашин в правом $W_п$ и левом $W_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени

моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.17);

- зависимостей напряжений $U_п$ и $U_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.18);

- зависимостей токов $I_п$ и $I_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см.рисунок 5.19).

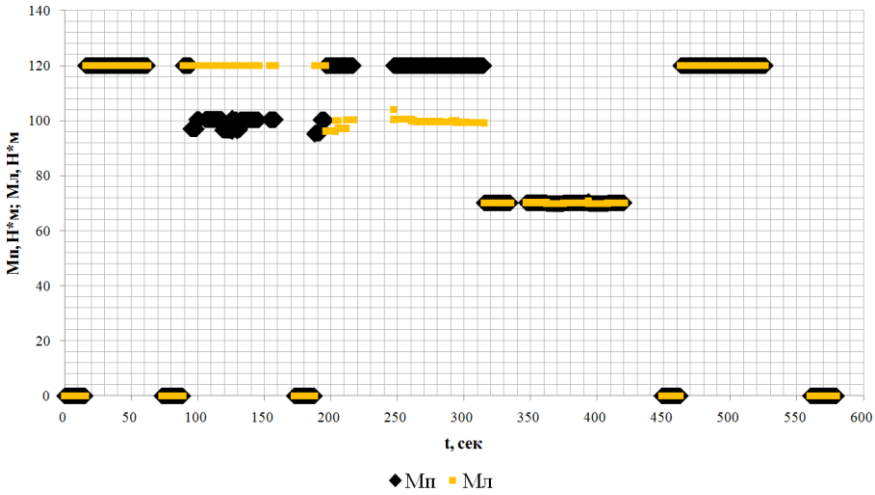


Рисунок 5.16 - Графики крутящих моментов в правом $M_п$ и левом $M_л$ контурах испытательного стенда в тяговом режиме

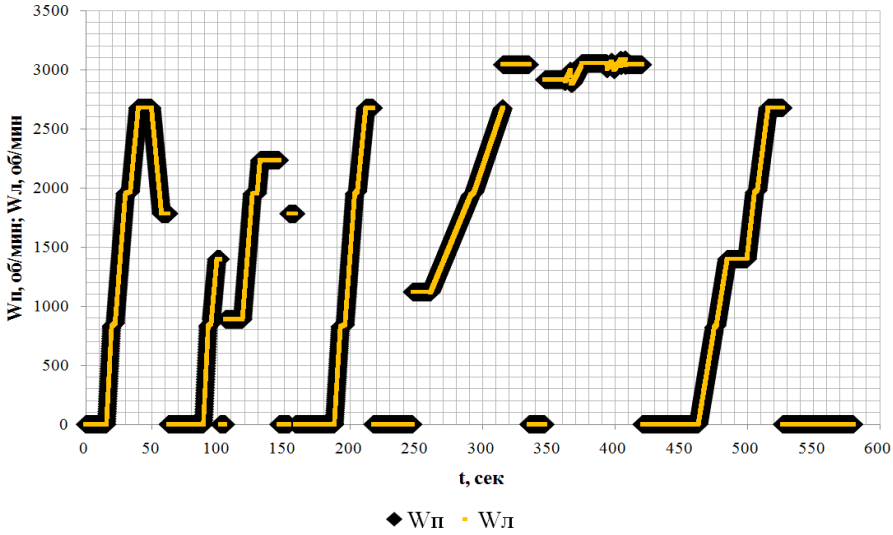


Рисунок 5.17 - Зависимости частот вращения в правом $W_п$ и левом $W_л$ контурах испытательного стенда в тяговом режиме

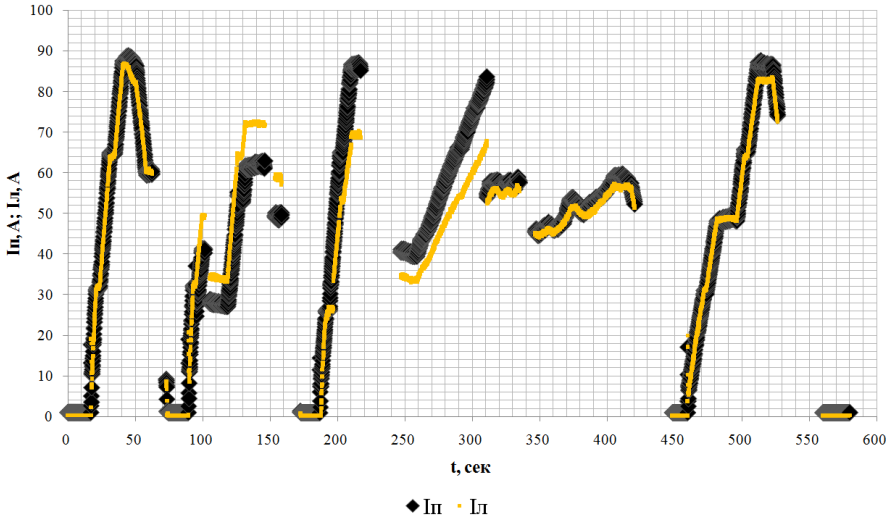


Рисунок 5.18 - Зависимости токов Iп и Iл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

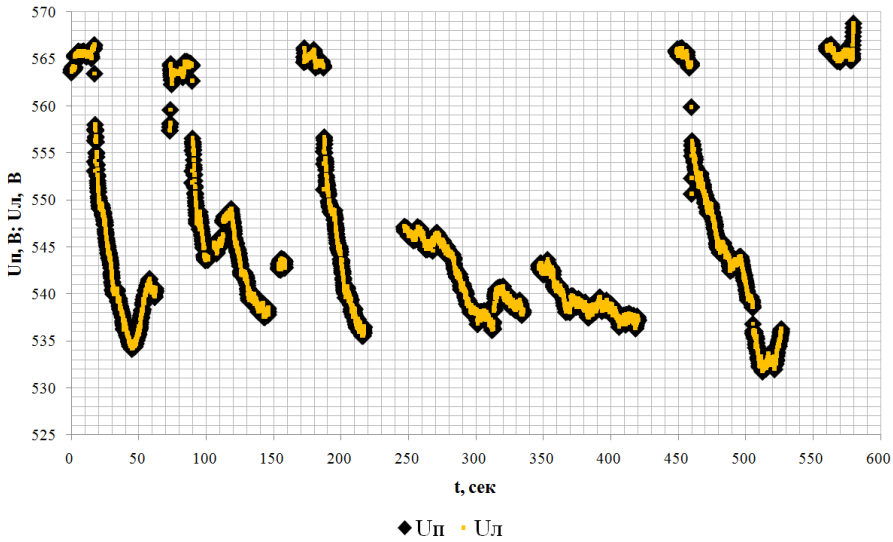
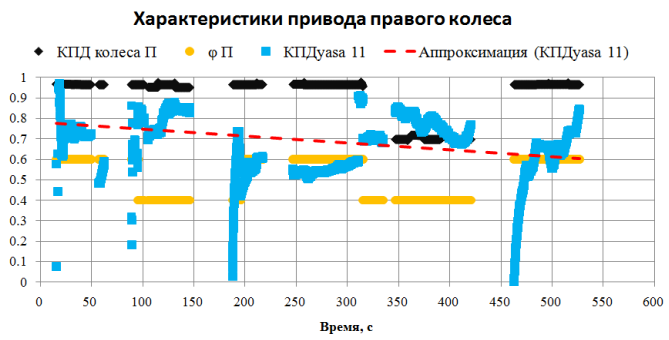


Рисунок 5.19 - Зависимости напряжений Uп и Uл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

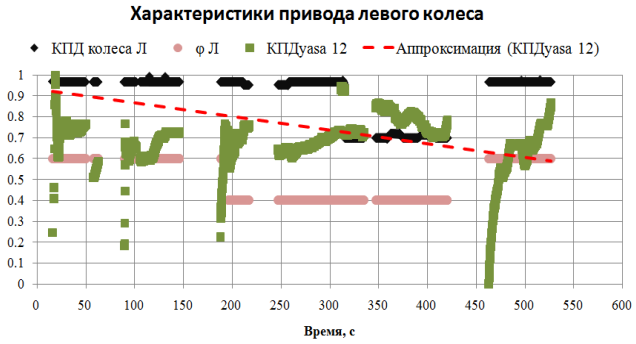
Результаты расчёта суммарного среднего КПД электропривода по формуле (2.38) и суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл по формуле (2.37) приведены на рисунке 5.20 и таблице 5.4.

Таблица 5.4 - Результаты расчёта потерь

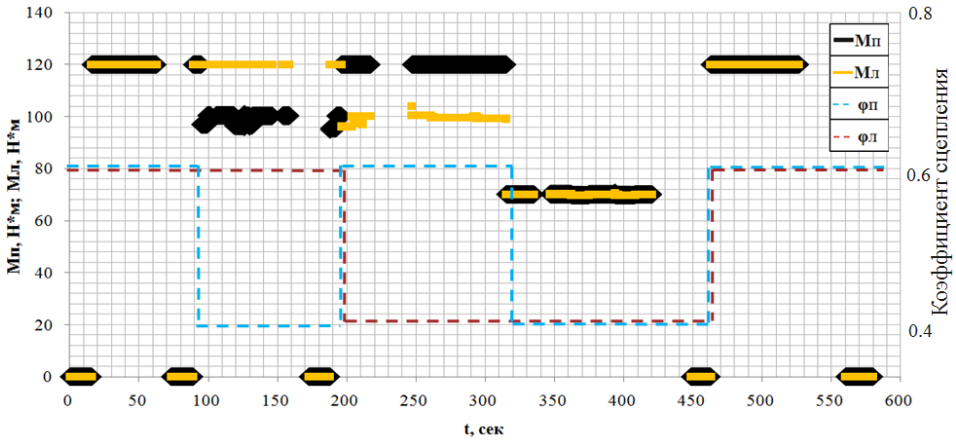
Привод правого колеса		**Привод левого колеса**	
$\eta_{\Sigma к}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$	$\eta_{\Sigma к}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$
0,90	0,64	0,90	0,69



- а -



- б -



- в -

Рисунок 5.20 - Графики суммарного среднего КПД электропривода в тяговом режиме контуров правого «п» (а) и левого «л» (б) колес за цикл, график измеренных крутящих моментов (в) с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием

5.5 Регулирование крутящих моментов по способу индивидуального регулирования по сцепным свойствам

Результаты экспериментальных исследований представлены в виде:

- зависимостей крутящих моментов в правом $M_п$ и левом $M_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.21);

- зависимостей частот вращения электромашин в правом $W_п$ и левом $W_л$ силовых контурах испытательного стенда в тяговом режиме от времени

моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.22);

- зависимостей напряжений $U_п$ и $U_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.23);

- зависимостей токов $I_п$ и $I_л$ в электрической цепи электромашин «YASA-400» в тяговом режиме от времени моделирования движения виртуального автомобиля в разработанном дорожном цикле (см. рисунок 5.24).

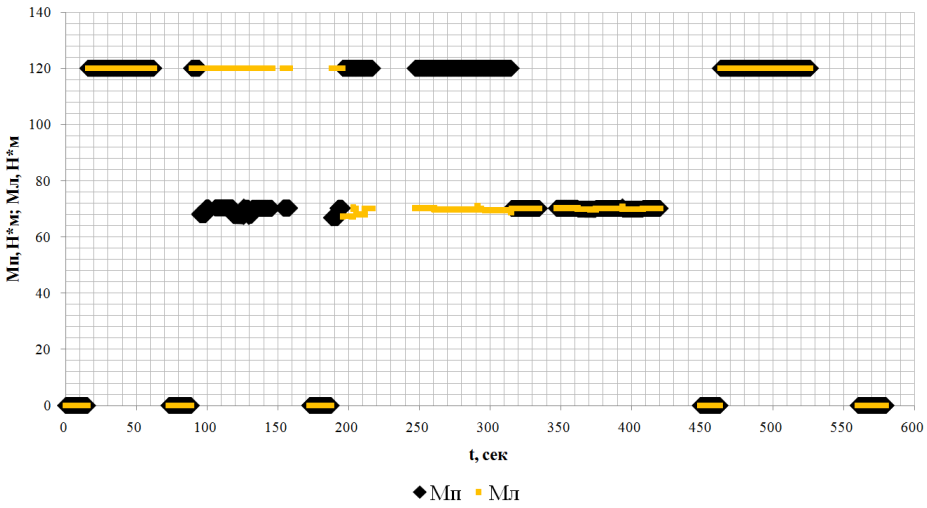


Рисунок 5.21 - Графики крутящих моментов в правом $M_п$ и левом $M_л$ контурах испытательного стенда в тяговом режиме

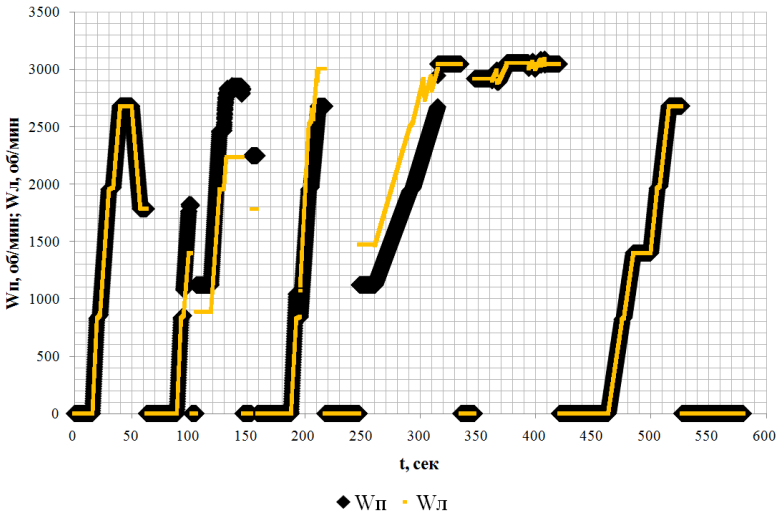


Рисунок 5.22 - Зависимости частот вращения в правом $W_п$ и левом $W_л$ контурах испытательного стенда в тяговом режиме

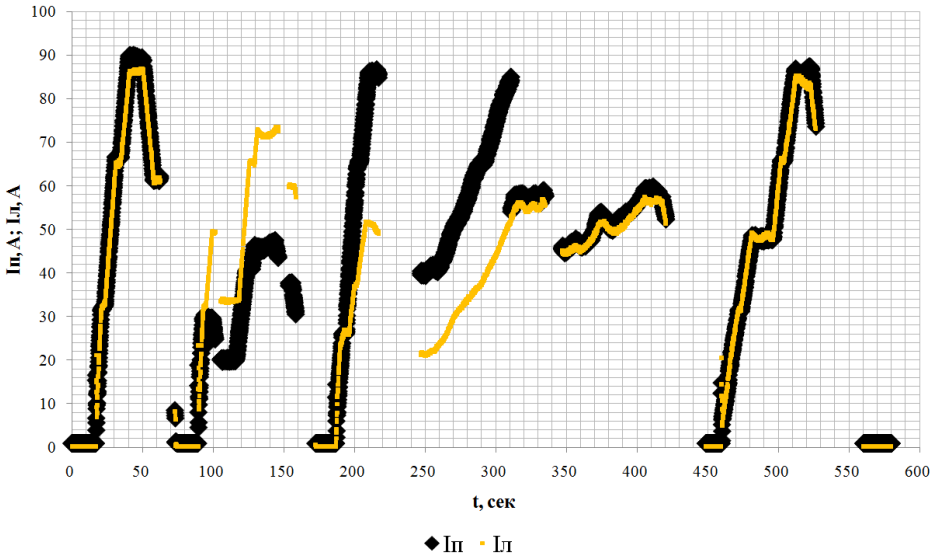


Рисунок 5.23 - Зависимости токов Iп и Iл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

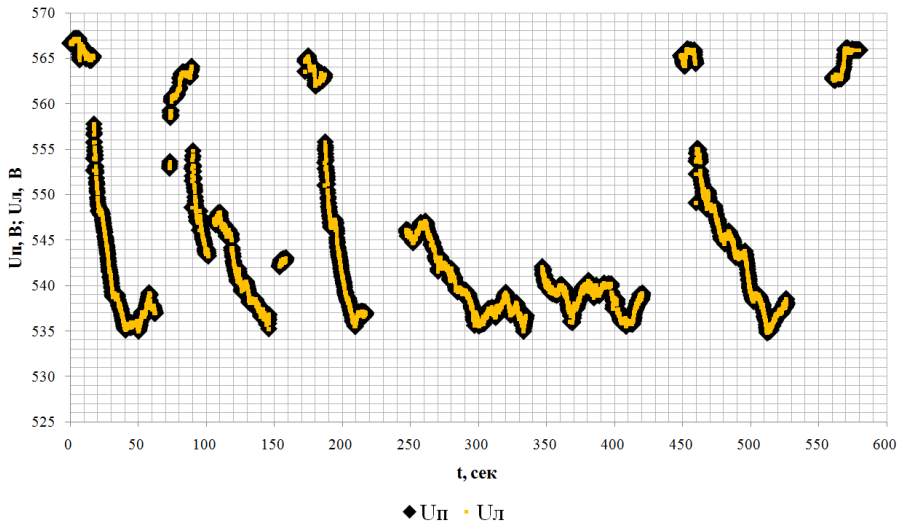
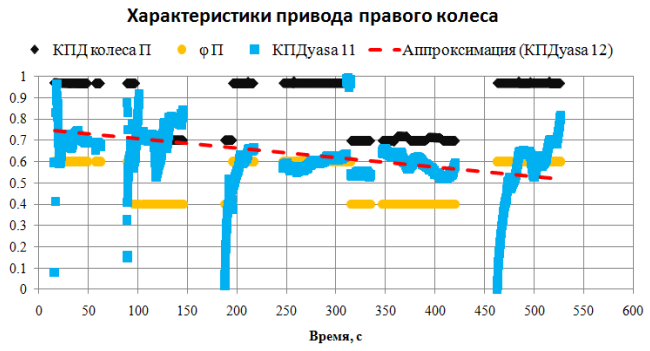


Рисунок 5.24 - Зависимости напряжений Uп и Uл в электрической цепи электромашин YASA-400 в тяговом режиме

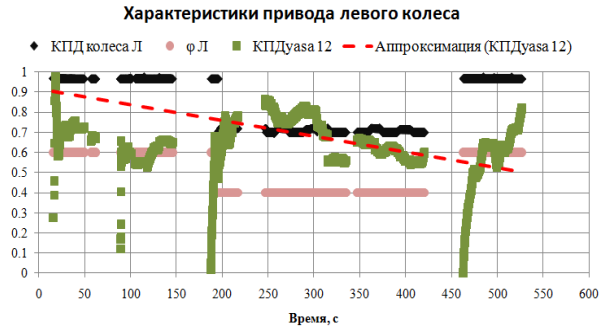
Результаты расчёта суммарного среднего КПД электропривода по формуле (2.38) и суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл по формуле (2.37) приведены на рисунке 5.25 и таблице 5.5.

Таблица 5.5 - Результаты расчёта потерь

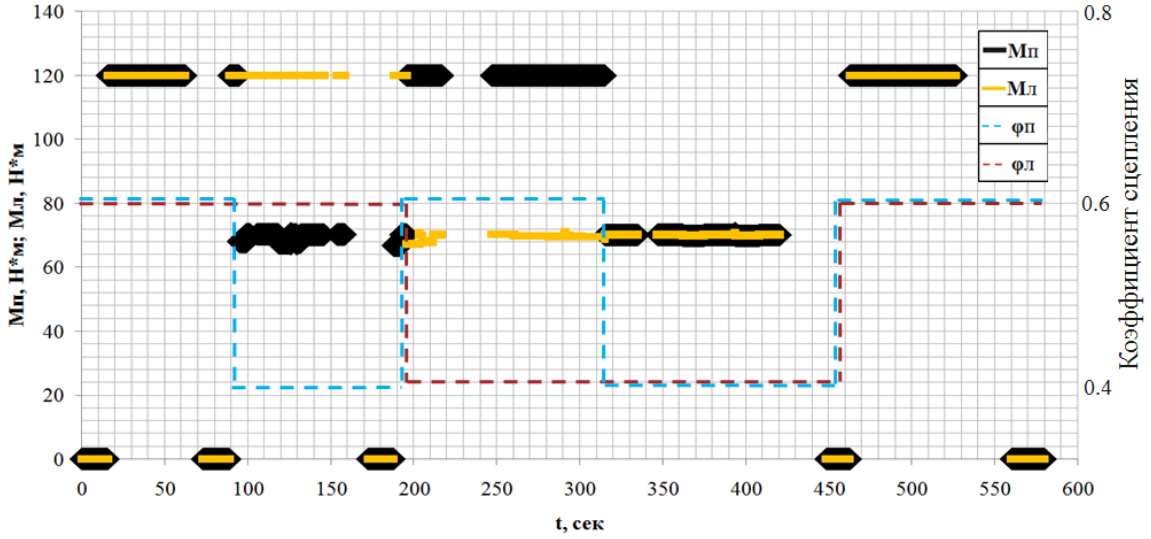
Привод правого колеса		**Привод левого колеса**	
$\eta_{\Sigma к}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$	$\eta_{\Sigma к}$	$\eta_{\Sigma СРэл}$
0,86	0,55	0,83	0,61



- а -



- б -



- в -

Рисунок 5.25 - Графики суммарного среднего КПД электропривода в тяговом режиме контуров правого «п» (а) и левого «л» (б) колёс за цикл, график измеренных крутящих моментов (в) с наложением максимального коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием

5.6 Сравнение теоретических данных и данных результатов эксперимента

По результатам виртуально-физических стендовых испытаний проведено сравнение результатов экспериментального и теоретического исследований входных и выходных показателей - крутящие моменты в контурах правого и левого колес (см. рисунок 5.26 для правого колеса). Анализ сравнения результатов экспериментального и теоретического исследований крутящих моментов показывает высокую сходимость результатов испытаний и теоретических данных. Расхождение результатов теоретического и экспериментального исследования

составило не более 5…10%. Расхождение обусловлено погрешностью измерительных приборов и оборудования. Достоверность результатов определяется разработкой математических моделей на основе фундаментальных законов и уравнений динамики, механики, теории автомобилей, физической обоснованностью принятых допущений и подтверждается согласованием результатов математического моделирования с экспериментальными данными, а также обуславливается использованием тарированных, поверенных и аттестованных комплексов, измерительных приборов и оборудования.

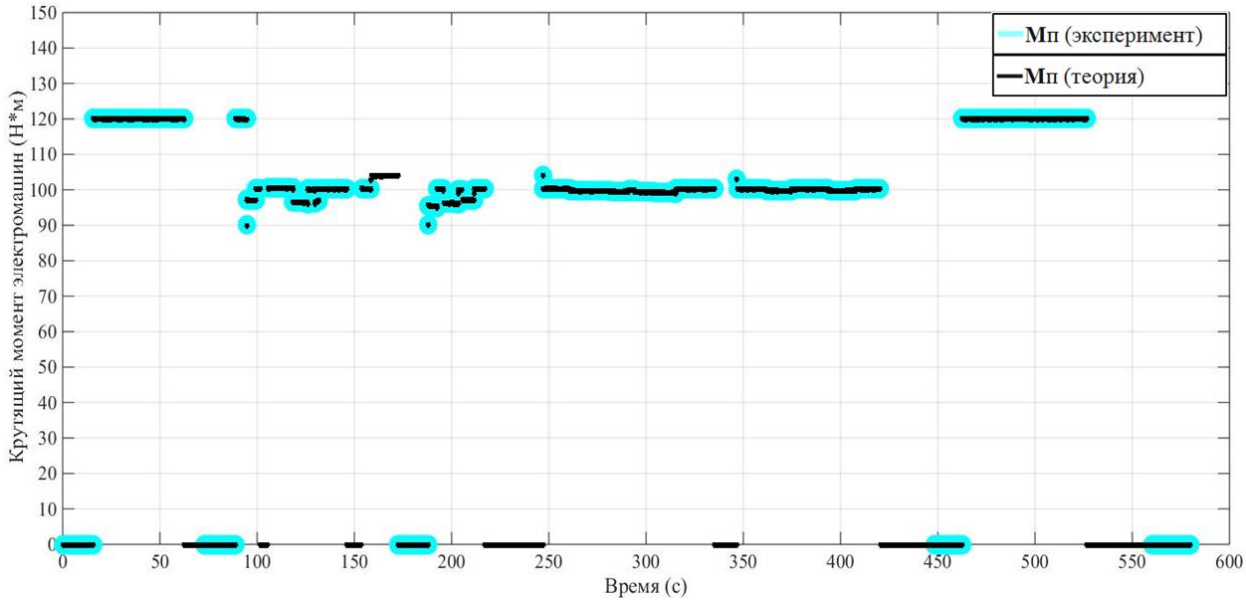


Рисунок 5.26 - Сравнение теоретических и эксперементальных зависимостей крутящих моментов Мп потоков мощностей правого колеса в тяговом режиме за цикл

Таким образом, виртуально-физические испытания по анализу эффективности алгоритмов управления ИРЭ проведены успешно, оборудование испытательного стенда способно воспроизводить дорожные циклы в комбинации с вероятностным распределением типов дорожных покрытий по разным бортам автотранспортного средства. Анализ сравнения теоретических результатов моделирования и полученных экспериментальных данных крутящих моментов показал высокую согласованность.

5.7 Сравнительная оценка результатов виртуально-физических стендовых испытаний

1) В качестве оценочных критериев, характеризующих эффективность алгоритмов управления ИРЭ, используются следующие параметры, приведенные в главе 2 диссертационной работы:

$\eta_{\Sigma k}$, % - суммарный средний КПД колеса в тяговом режиме за цикл (см. формула (2.37)), характеризующий силовые и скоростные потери в колесе [96];

$\eta_{\Sigma СРэл}$, % - суммарный средний КПД системы электроприводов в тяговом режиме за цикл (см. формула (2.38)), характеризующий эффективность преобразования электрической энергии в механическую [106];

$\eta_{\Sigma общий}$, % - общий суммарный КПД системы в тяговом режиме за цикл (см. формула (2.39));

$E_{\Sigma СР}$, [кВт·ч] - затраты электрической энергии в тяговом режиме за цикл (см. формула (2.40)).

Результаты расчетов оценочных параметров сведены в итоговую таблицу 5.6.

Таблица 5.6 - Результаты расчёта оценочных критериев эффективности алгоритмов управления ИРЭ

№ алгоритма	**СУ №1**	**СУ №2**	**СУ №3**	**СУ №4**	**СУ №5**
$\eta_{\Sigma k}$, %	95,95	78,69	89,60	89,54	84,37
$\eta_{\Sigma СРэл}$, %	68,48	60,83	61,10	66,57	57,98
$\eta_{\Sigma общий}$, %	65,71	47,87	54,75	59,61	48,92
$E_{\Sigma СР}$, кВт·ч	99,66	107,28	107,01	101,56	110,12

2) Произведем расчёт показателей, которые характеризуют сравнительную эффективность алгоритма СУ №1:

а) $МФ_{су№1}$, % - параметр прироста эффективности суммарного среднего КПД колеса в тяговом режиме за цикл для разработанного СУ №1 по сравнению с другими алгоритмами определяется формулой (3.2).

Вывод: разработанный СУ №1 повышает суммарный средний КПД колеса в диапазоне 6,6…18,0 % в зависимости от алгоритма управления электроприводом.

б) $ЭФ_{су№1}$, [%] - параметр прироста суммарного среднего КПД электрической силовой установки в тяговом режиме за цикл для разработанного СУ №1 по сравнению с другими алгоритмами определяется следующей формулой:

$$ЭФ_{су№1} = \frac{\left(\eta_{ΣСРэл\ СУ№1} - \eta_{ΣСРэл\ СУ№i}\right)}{\eta_{ΣСРэл\ СУ№i}} \cdot 100\%, \quad (5.1)$$

где: $\eta_{ΣСРэл\ СУ№1}$ - суммарный средний КПД электропривода в тяговом режиме при регулировании крутящих моментов с использованием СУ№1;

$\eta_{ΣСРэл\ СУ№i}$ - суммарный средний КПД электропривода в тяговом режиме при регулировании крутящих моментов с использованием СУ№i.

Вывод: разработанный СУ №1 повышает суммарный средний КПД системы электроприводов в диапазоне 2,8…15,3 % в зависимости от алгоритма управления электроприводом. Сравнительный анализ затрат электрической энергии при работе электроприводов в тяговом режиме за цикл позволяет сделать вывод, что СУ №1 снижает затраты электрической энергии в диапазоне 1,9…10,5 [кВт·ч] в зависимости от алгоритма управления электроприводом.

в) $ОФ_{су№\mathbf{1}}$, % - параметр прироста общего суммарного КПД тяговой системы в тяговом режиме за цикл для разработанного СУ №1 по сравнению с другими алгоритмами определяется следующей формулой:

$$ОФ_{су№1} = \frac{\left(\eta_{Σобщий\ СУ№1} - \eta_{Σобщий\ СУ№i}\right)}{\eta_{Σобщий\ СУ№1}} \cdot 100\%, \quad (5.2)$$

где: $\eta_{Σобщий\ СУ№1}$ - общий суммарный КПД тяговой системы в тяговом режиме за цикл при регулировании крутящих моментов с использованием СУ№1;

$\eta_{\Sigma общий\ СУ№i}$ - общий суммарный КПД тяговой системы в тяговом режиме за цикл при регулировании крутящих моментов с использованием СУ№i.

Вывод: разработанный СУ №1 повышает общий КПД в диапазоне 9,3…27,1% в зависимости от алгоритма управления электроприводом.

5.8 Выводы

1) Проведены виртуально-физические испытания по анализу эффективности алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом с использованием разработанного частного режима движения виртуального автотранспортного средства в типовом дорожном цикле в комбинации с вероятностным распределением типов дорожных покрытий на базе разработанного комплекса математических моделей и стендового оборудования ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

2) Анализ сравнения результатов экспериментального и теоретического исследований крутящих моментов показал, что расхождение результатов составило не более 5…10 %.

3) Проведённые виртуально-физические испытания позволяют сделать ряд основных выводов в пользу разработанного способа управления №1 (адаптивное регулирование крутящих моментов):

- способ управления №1 повышает суммарный средний коэффициент полезного действия колеса в диапазоне 6,6…18,0 %;

- способ управления №1 повышает суммарный средний коэффициент полезного действия системы электроприводов в диапазоне 2,8…15,3 %, а затраты электрической энергии при этом сокращаются в диапазоне 1,9…10,5 [кВт·ч];

- способ управления №1 повышает общий коэффициент полезного действия системы в диапазоне 9,3…27,1 %.

4) Результаты проведённого диссертационного исследования рекомендуются к использованию при разработке алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом. Экспериментально доказано, что за счёт

построения оптимального алгоритма управления с реализацией противобуксовочной системы для условий эксплуатации автотранспортного средства в городском цикле на различном дорожном покрытии обеспечиваются повышенные показатели эффективности индивидуального регулируемого электропривода.

Основные результаты и выводы по работе

1) Проведён анализ исследований в области возможных технических решений повышения эффективности электропривода автотранспортного средства, применяемых при разработке алгоритмов и законов управления потоками мощностей колес для автотранспортных средств с индивидуальным регулируемым электроприводом, который обосновывает наиболее значимое направление повышения эффективности электрических трансмиссий - адаптация алгоритма управления электроприводом на реализацию энергии на ведущих колёсах с минимальными потерями.

2) Для решения частной задачи по отработке алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом разработан следующий комплекс математических моделей:

- математическая модель движения переднеприводного автотранспортного средства с тремя степенями свободы;

- математическая модель колёсного движителя, чтобы отразить процессы скольжения, буксования колеса и учета сцепных свойств эластичных колес.

3) Разработан алгоритм управления индивидуальным регулируемым электроприводом, который построен в соответствии со следующими положениями:

- при движении автотранспортного средства в условиях малых сил сопротивления запрограммирован алгоритм выравнивания крутящих моментов по колёсам - «дорожный» режим;

- при движении автотранспортного средства в условиях повышенных сил сопротивления запрограммирована функция принудительного включения алгоритма адаптивного ассиметричного регулирования крутящих моментов по колёсам - «внедорожный» режим;

- поддержание предельного крутящего момента электромашин осуществляется за счёт алгоритма работы противобуксовочной системы, реализация алгоритма работы противобуксовочной системы построена за счёт управления величиной тока двухконтурного индивидуального регулируемого

электропривода для регулирования непосредственно крутящих моментов колёс без реактивного воздействия рабочей тормозной системы.

4) Разработана методика сравнительной объективной оценки эффективности электропривода автотранспортного средства с использованием систем виртуально-физических испытаний, которая рекомендуется для оценки электрических трансмиссий, спроектированных по схемам как с индивидуальным регулированием подводимой мощности, так и с традиционным.

5) Для оценки эффективности алгоритмов управления в условиях разного коэффициента сцепления шин с дорожным покрытием разработан частный режим движения - типовой городской дорожный цикл в комбинации с вероятностным распределением типов дорожных покрытий.

6) Проведены виртуальные испытания по анализу эффективности алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом с использованием разработанного частного режима движения автотранспортного средства. Анализ результатов позволяет сделать вывод, что разработанный способ управления №1 (адаптивное регулирование крутящих моментов) повышает суммарный средний коэффициент полезного действия колеса в диапазоне 6,2…17,7 %.

7) Для анализа эффективности алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом разработана система виртуально-физических испытаний, предусматривающая использование технологий программно-аппаратного моделирования «HILS» (hardware in the loop simulation). Физическая часть виртуально-физической системы является стендовым аналогом индивидуального регулируемого электропривода автотранспортного средства, а виртуальная часть виртуально-физической системы содержит математическую модель автотранспортного средства и модель водителя.

8) Проведены виртуально-физические испытания по анализу эффективности алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом с использованием разработанного частного режима движения виртуального автотранспортного средства и разработанной виртуально-физической системы.

9) Проведено сравнение теоретических и экспериментальных данных значений крутящих моментов отдельных приводов правого и левого колес. Расхождение результатов теоретического и экспериментального исследования составило не более 5…10 %.

10) Сравнительный анализ результатов испытаний позволяет сделать ряд основных выводов в пользу разработанного способа управления №1 (адаптивное регулирование крутящих моментов):

- суммарный средний коэффициент полезного действия колеса повышается в диапазоне 6,6…18,0 %;

- суммарный средний коэффициент полезного действия системы электроприводов повышается в диапазоне 2,8…15,3 %, а затраты электрической энергии при этом сокращаются в диапазоне 1,9…10,5 [кВт·ч] за цикл;

- общий коэффициент полезного действия системы повышается в диапазоне 9,3…27,1 %.

Результаты проведённого диссертационного исследования рекомендуются к использованию при разработке алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом. Экспериментально доказано, что за счет построения оптимального алгоритма управления с реализацией противобуксовочной системы для условий эксплуатации автотранспортного средства в городском цикле на различном дорожном покрытии обеспечиваются повышенные показатели эффективности индивидуального регулируемого электропривода.

11) Результаты диссертационной работы используются при создании колесных машин в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», ОАО «КАМАЗ» и подтверждаются соответствующими актами внедрения.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

АБС - антиблокировочная система;

ГИТ - гибкая интеллектуальная трансмиссия;

ДВС - двигатель внутреннего сгорания;

ДПТ - дифференциал повышенного трения;

ЕЭК ООН - Европейская экономическая комиссия Организации Объединенных Наций;

ИРЭ - индивидуальный регулируемый электропривод;

ИУ - измерительное устройство;

КЭУ - комбинированная энергетическая установка;

КПД - коэффициент полезного действия;

НУ - нагружающее устройство;

ОЭМ - обратимая электромашина;

ОИ - объект исследования;

ПО - программное обеспечение;

ПБС - противобуксовочная система;

ССД - свободный симметричный дифференциал;

СКУ - система курсовой устойчивости;

САУ - система автоматического управления;

СУ - способ управления;

УИС - универсальный испытательный стенд;

ЭМ - электромашина;

ЭВМ - электронно-вычислительная машина;

ЭБУ - электронный блок управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белоусов Б. Н. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. Монография. / Б. Н. Белоусов, С. Б. Шухман; Под общей редакцией д. т. н., профессора Б. Н. Белоусова. - М.: Агроконсалт, 2013. - 612 с.: 62 ил.
2. Баулина Е. Е. Методика повышения устойчивости и улучшение управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой при изменении типа привода в процессе движения: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. - Москва 2010.
3. Dr. Peter Harrop Industrial & Commercial Hybrid & Pure Electric Vehicles 2013-2023: Forecasts, Opportunities, Players. Buses, trucks, taxis, other light industrial/commercial and heavy industrial vehicles: new profitable opportunities. / By Dr Peter Harrop and Raghu Das.
4. Андреев А.Ф. Дифференциалы колесных машин / А.Ф. Андреев, В.В. Ванцевич, А.Х. Лефанов; Под общ. Ред. А.Х. Лефарова. - М.: Машиностроение, 1987. - 176 с.:ил.
5. Микнас В. В35 Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы. / Вернер Микнас, Райнер Попиоль, Аксель Шпренгер // Перевод с нем. ООО «СтарСПб». - М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2012. - 352 с.: ил.
6. Белоусов Б. Н. Колёсные транспортные средства особо большой грузоподъёмности. Конструкция. Теория. Расчёт / Б. Н. Белоусов, С. Д. Попов; Под общ. Ред. Б. Н. Белоусова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. - 728 с.: ил.
7. Бокарев А.И. Перспективы использования индивидуального регулируемого силового электропривода в системах активной безопасности» / А.И. Бокарев // Журнал автомобильных инженеров, Журнал №7, С. 20-25, 2014.
8. Бокарев А.И. Анализ устройств распределения мощности на автомобиле с комбинированной энергетической установкой с точки зрения энергетической эффективности / А.И. Бокарев // Технология колесных и гусеничных машин, журнал №3, С. 50-55, 2014.

9. Браславский И.Я. Энергосберегающий асинхронный электропривод: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов, В.Н. Поляков. - М.: Академия, 2004. - 256 с.
10. Kioskesidis I. Loss minimization in scalar controlled induction motor drives with search controller / I. Kioskesidis, N. Margaris, // IEEE Trans. Power Electronics. - 1996. - Vol. 11. - № 2. P. 213-220.
11. Мугалимов Р.Г. Концепция повышения энергоэффективности асинхронных двигателей и электроприводов на их основе / Р.Г. Мугалимов // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. 2011. № 1. С. 59-63.
12. Губайдуллин А.Р. Разработка электроприводов волочильных станов на основе энергосберегающих асинхронных двигателей: диссертация на соискание ученой степени канд. технических наук. - Магнитогорск, 2009.
13. Мугалимова А.Р. Электропривод насосного агрегата на основе энергосберегающего асинхронного двигателя: диссертация на соискание ученой степени канд. технических наук. - Магнитогорск, 2010.
14. Мугалимов Р.Г. Энергосберегающий электропривод на основе асинхронного двигателя с индивидуальной компенсацией реактивной мощности: диссертация на соискание ученой степени канд. технических наук. - Магнитогорск, 2011. - 40 с.
15. Bražis V. Asynchronous electric drive with frontal part winding and current inverter: doctoral dissertation on the program «Electrical technology computer control». - Riga, 2005. - 25 p.
16. Селиванов И.А. Инновационные разработки ГОУ ВПО «МГТУ» в области создания высокодинамичных и энергосберегающих электроприводов / И.А. Селиванов, С.И. Лукьянов, А.С. Карандаев, А.С. Сарваров // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. - 2009. - № 2. - С. 42-48.
17. Денисов В.Н. Преобразование координат и анализ параметрических свойств электрических машин / В.Н. Денисов, СП. Курилин // Электричество. - 2007. - №6. - С. 45-49.

18. Нос О.В. Уравнения баланса мощности в математических моделях асинхронного двигателя в различных линейных пространствах / О.В. Нос // Электричество. - 2007. - №8. - С. 43-47.
19. Нос О.В. Математическая модель асинхронного двигателя в линейных пространствах, связанных со статором и ротором / О.В. Нос // Изв. вузов. Электромеханика. - 2008. - №2. - С. 14-20.
20. Браславский И.Я. Синтез нейронного наблюдателя для асинхронного привода с прямым управлением моментом / И.Я. Браславский, А.М. Зюзев, З.Ш. Ишматов, М.А. Аверьянов, Е.И. Барац, А.В. Костылев // Электротехника. - 2001. - № 12. - С. 31-34.
21. Takahashi I. A new quick response and high efficiency control strategy of an induction motor / I. Takahashi, T. Noguchi // IEEE Trans. Ind. Applicat. - Sept., Oct. 1986. - Vol. 22. - P. 820-827.
22. Buja G.S. Direct Torque Control of PWM Inverter-Fed AC Motors - A Survey / G.S. Buja, M.P. Kazmierkowski // IEEE Trans. Ind. Electron. - Aug., 2004. - Vol. 51. - № 4. - P. 744-757.
23. Панкратов В.В. Оптимальное управление моментом асинхронного двигателя на основе метода непрерывной иерархии каналов регулирования / В.В. Панкратов // Электротехника, электромеханика и электротехнологии ЭЭЭ-2007: материалы третьей научно-технической конференции с международным участием, 25-26 октября 2007. - Новосибирск: НГТУ, 2007. - С 44-50.
24. Habetler T.G. Direct torque control of induction machines using space vector modulation / T.G. Habetler, F. Profumo, M. Pastorelli, L.M. Tolbert // IEEE Trans. Ind. Applicat. - Sept., Oct., 1992. - Vol. 28. - P. 1045-1053.
25. Casadei D. Implementation of a direct torque control algorithm for induction motors based on discrete space vector modulation / D. Casadei, G. Serra, A. Tani // IEEE Trans. Power Electron. - July, 2000. - Vol. 15. - P. 769-777.
26. Завьялов В.М. Многокритериальное управление асинхронным электроприводом / В.М. Завьялов, А.А. Неверов, И.Ю. Семыкина // Вестн. КузГТУ. - 2005. - №1 - С.81-84.

27. Завьялов В.М. Энергооптимальное управление скоростью асинхронного электропривода / В.М. Завьялов, И.Ю. Семыкина // Вестн. КузГТУ. - 2005. - №4-2 - С.21-23.
28. Стародуб А.В. Реализация системы регулирования угловой скорости асинхронного электродвигателя на основе метода скоростного градиента / А.В. Стародуб, И.Ю. Семыкина // Вестн.КузГТУ. - 2005. - №6. - С. 69-72.
29. Ещин Е.К. Общая задача управления асинхронным электродвигателем / Е.К. Ещин, А.В. Григорьев // Изв. вузов. Электромеханика. - 2010. - №1. - С.39-43.
30. Григорьев А.В. Управление моментом и потоком электрической машины переменного тока / А.В. Григорьев // Вестн. КузГТУ. - 2008. - №2. - С.64-67.
31. Григорьев А.В. Оптимальное управление координатами асинхронного электродвигателя / А.В. Григорьев // Вестн. КузГТУ. - 2008. - №6. - С.29-32.
32. Котин Д.А. Адаптивные алгоритмы бездатчикового векторного управления синхронными электроприводами подъемно-транспортных механизмов: диссертация на соискателя ученой степени кандидата технических наук. - Новосибирск, 2010.
33. Каширских В.Г. Мониторинг состояния электродвигателей горных машин / В.Г. Каширских // Уголь. - 2005. - № 9. - С. 37-39.
34. Каширских В.Г. Автоматизированный испытательный комплекс для идентификации параметров асинхронных электродвигателей горных машин / В.Г. Каширских, В.М. Завьялов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2004. - № 6. - С. 299-302.
35. Нестеровский А.В. Оперативный контроль состояния асинхронных электродвигателей горных машин / А.В. Нестеровский, В.Г. Каширских // Горное оборудование и электромеханика. - 2008. - № 9. - С. 4-5.
36. Бутылин В.Г. Активная безопасность автомобиля. Основы теории. / В.Г. Бутылин, М.С. Высоцкий, В.Г. Иванов, И.И. Лепешко; Под ред. В.Г. Иванова. - Мн.: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2002. -184 с. - ISBN 985-6637-05-8
37. Leffler H. Entwicklungsstand der ABS-integrierten BMW Schlupfregelsysteme ASC und DSC // Automobiltechnische Zeitschift. 1994.

38. Kohl G., Muller R., Bremsanlage und Schlupfregelsysteme der neucn 3er-Baureihe von BMW - Teil 2 / G. Kohl, R. Muller // Automobiltechnische Zeitschift. 1998.
39. Siegert E. Fahrsicherheitssysteme / E. Siegert, E. Glasner, H. Geissler // Bosch. Wiesbaden: Vieweg. 1998. 250 S.
40. Heidelberg G. Electric vehicle with individually controlled drive electromotors / Gotz Heidelberg, Andreas Grundl, Peter Ehrhart // Патент US 5343971 A № US 07/949,632 (06.09.1994).
41. Ghoneim Electronic control of tractive force proportioning for a class of four wheel drive vehicles / Ghoneim, Youssef A., Lin, William C. // Патент US 5164903 № B60K 28/00 (11/17/1992).
42. Tanaka S. Regenerative braking electric vehicle with four motors / Satoru Tanaka, Mutsumi Kawamoto, Hidemitsu Inagaki // Патент US 5148883 A № US 07/633,343 (22.09.1992).
43. Toyoda M. Driving force controller for electric motor vehicle / Minoru Toyoda, Shuzo Moroto, Mutsumi Kawamoto, Mitsugi Yamashita // Патент US 5376868 A № US 07/864,874 (27.12.1994).
44. Higasa H. Electric vehicle / Hiromasa Higasa, Fumihiko Ishikawa, Shigenori Matsumura, Hidetoshi Nasu, Kazunobu Sato // Патент US 5465806 A № US 08/059,335 (14.11.1995).
45. Котиев Г.О. Синтез системы управления тяговыми электродвигателями для индивидуального привода ведущих колес автомобиля [Электронный ресурс] // Г.О. Котиев, В.А. Горелов, А.В. Мирошниченко. Наука и образование. 2011. Вып. 12. № 77-30569/282533 URL: http://technomag.edu.ru/doc/282533.html.
46. Brown L. Improving Performance Using Torque Vectoring on a Electric All-Wheel-Drive Formula SAE Race Car / Lochlan Brown // Final-Year Thesis submitted for the degree of Bachelor of Engineering, May 2013.
47. Pusca R. Modelling and Simulation of a Traction Control Algorithm for an Electric Vehicle with Four Separate Wheel Drives / Remus Pusca, Alain Berthon // L2ES, Belfort, France, 0-7803-7467-3/02/$17.00 ©2002 IEEE.

48. Sakai S. Motion Control in an Electric Vehicle with Four Independently Driven In-Wheel Motors, IEEE / S. Sakai, H. Sado, Y. Hori //ASME Transactions on Mechatronics, Vol.4, No. 1, March, 1999.
49. Arnet B. Torque control on electric vehicles with separate wheel drives / B. Arnet, M. Jufer // Trondheim EPE, 1997.
50. Waltermann P. Modeling and Control of the Longitudinal and Lateral Dynamics of a Series Hybrid Vehicle / P. Waltermann // Conference on Control Applications, Dearborn, Sept. 15-18,1996.
51. Jackson A. Intelligent Mobility Control of a Hybrid Electric Off-road Vehicle with Individual Wheel Control / Andrew Edward Jackson // Submitted in accordance with the requirements for the degree of Doctor of Philosophy, The University of Leeds School of Mechanical Engineering, September 2003.
52. Ivanov V. Die vorextremen Antiblockiersystemen / V. Ivanov // Brakes of road vehicles' 2001. Lodz, 2001.
53. Fennel H. ABS plus und ESP - Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik / H. Fennel // Automobiltechnische Zeitschift. 1998.
54. Brandstater Z. Traction Control and Torque Vectoring with Wheel Hub Motors: A thesis submitted for the degree of Bachelor of Engineering, November 2011.
55. Shino M. Traction control of electric vehicles considering vehicle stability / M. Shino, N. Miyamoto, Y.-Q. Wang, M. Nagai // in Proc. 6th Int Advanced Motion Control Workshop, 2000, pp. 311-316.
56. Haddoun A. Analysis, modeling and neural network traction control of an electric vehicle without differential gears / A. Haddoun, M. E. H. Benbouzid, D. Diallo, R. Abdessemed, J. Ghouili, K. Srairi //in Proc. IEEE Int. Electric Machines & Drives Conf. IEMDC '07, 2007, vol. 1, pp. 854-859.
57. Fujii K. Traction control based on slip ratio estimation without detecting vehicle speed for electric vehicle / K. Fujii, H. Fujimoto // in Proc. Power Conversion Conf. - Nagoya PCC '07, 2007, pp. 688-693.

58. Hori Y. Traction control of electric vehicle: basic experimental results using the test ev / Y. Hori, Y. Toyoda, and Y. Tsuruoka // uot electric march, vol. 34, no. 5, pp. 1131-1138, 1998.
59. Dejun Y. A novel traction control of ev based on maximum effective torque estimation / Y. Dejun, Y. Hori // in Proc. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conf. VPPC ’08, 2008, pp. 1-6.
60. Hu J. A new mtte methodology for electric vehicle traction control / Jia-Sheng Hu, Dejun Yin, Y. Hori, Feng-Rung Hu // in Proc. Int. Conf. Electrical Machines and Systems ICEMS 2009, 2009, pp. 1-6.
61. Ge Y. Torque distribution control for electric vehicle based on traction force observer / Yinghui Ge and C. S. Chang // in Proc. IEEE Int Computer Science and Automation Engineering (CSAE) Conf, 2011, vol. 2, pp. 371-375.
62. Lyshevski S. E. Analysis and control of hybrid electric vehicles with individual wheel brushless traction motors / S. E. Lyshevski, A. S. C. Sinha, M. Rizkalla, M. El-Sharkawy, A. Nazarov, P. C. Cho, W. Wylam, J. Mitchell, M. Friesen // in Proc. American Control Conf the 2000, 2000, vol. 2, pp. 996-1000.
63. Yin D.; Hu, J.-S. & Hori, Y. (2009). Robustness Analysis of Traction Control Based on Maximum Transmission Torque Estimation in Electric Vehicles // Proceedings of the IEEJ Technical Meeting on Industrial Instrumentation and Control, IIC-09-027, Tokyo, Japan.
64. Yang Y.-P. & Lo, C.-P. (2008). Current Distribution Control of Dual Directly Driven Wheel Motors for Electric Vehicles // Control Engineering Practice, Vol.16, pp. 1285-1292.
65. Jia-Sheng Hu Dejun Yin and Feng-Rung Hu (2011). A Robust Traction Control for Electric Vehicles Without Chassis Velocity, Electric Vehicles - Modelling and Simulations, Dr. Seref Soylu (Ed.), ISBN: 978-953-307-477-1, InTech, Available from: URL: http://www.intechopen.com/books/electric-vehicles-modelling-and-simulations/ arobust-traction-control-for-electric-vehicles-without-chassis-velocity
66. Sado H. Condition Estimation for Traction Control in Electric Vehicle / Hideo Sado, Shin-ichiro Sakai, Yoichi Hori // Department of Electrical Engineering The

University of Tokyo 7-3-1 Hongo, Bunkyo, Tokyo, 113-8656, Japan sado@ hori . t .U- t okyo.ac . j p.

67. Fujimoto H. Motion Control and Road Condition Estimation for Electric Vehicle / H.Fujimoto, K.Fujii, N.Takahashi // Proceedings of 22nd Electric Vehicle Symposium (EVS-22), Yokohama, Japan, August 23-28 2006.
68. Ковригин В.А. Повышение безопасности автомобилей в условия эксплуатации на основе анализа характеристик сцепления их шин со льдом: диссертация на соискание кандидата технических наук по специальности 05.22.10 «Эксплуатация автомобильного транспорта», ФГБОУ ВПО Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ), Омск - 2014
69. Шелудченко В.В. Совершенствование автоматической системы управления замедлением физического объекта в условиях неопределенности / В.В. Шелудченко, Е.М. Гецович, С.Г. Селевич // ЖУРНАЛ НАНО- ТА ЕЛЕКТРОННОЇ ФІЗИКИ, Том 7 № 3, 03038(7cc) (2015).
70. Prokes J. Realtime estimation of tyre-road friction for vehicle state estimator / Jakub Prokes // Master’s thesis in Automotive Engineering, Department of Applied Mechanics CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY Göteborg, Sweden 2015.
71. Kerber S. Bestimmung des maximalen Kraftschlusses an mit ABV ausgerüsteten Fahrzeugen und Fahrzeugzügen, IVK Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann, Universität Stuttgart, SCHRIFTEN REIHE NR. 170.
72. Arnold A. aus Pyrbaum, Analyse und Regelung eines nichtlinearen Bremssystems mit elektromechanischen Stellgliedern, Dissertation zur Erlangung des Doktorgrades der Naturwissenschaften (Dr. Rer.Nat) der Naturwissenschaften Fakultät II - Physik der Universität Regensburg, 2001.
73. Vidas Zuraulis, Kristina Kemzuraite, Dariusz Wieckowski, Investigation of dynamic properties of vehicle in various friction condition simulated with use of skidcar system

74. Canudas-de-Wit C. Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction / Carlos Canudas-de-Wit, Panagiotis Tsiotras, Efstathios Velenis, Michel Basset, Gerard Gissinger // Vehicle System Dynamics, Draft Article, October 14, 2002.
75. Li Y. Estimation of Vehicle Parameters and Road Friction Using Steering Torque and Wheel Speeds / Yao Li, Jianwu Zhang, Xiqiang Guan // WSEAS TRANSACTIONS on SYSTEMS, E-ISSN: 2224-2678, 1, Volume 11, pages 1-11, January 2012.
76. Weber I. Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik, Dem Fachbereich Maschinenbau an der Technischen Universität Darmstadt zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte, 2004.
77. Han K. Robust estimation of maximum tire-road friction coefficient considering road surface irregularity / K. Han, Y. Hwang, E. Lee, S. Choi // International Journal of Automotive Technology, Vol. 17, No. 3, pp. 415−425 (2016), DOI 10.1007/s12239−016−0043−8
78. Bert Breuer, Karlheinz H. Bill (Hrsg.), Bremsemsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik, 4., überarbeitete und erweiterte Auflage Mit 511 Abbildungen und 53 Tabellen PRAXIS.
79. Bernd Heißing, Metin Ersoy, Stefan Gies (Hrsg.), Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 4., überarbeitete und ergänzte Aufl age Mit 1285 Abbildungen und 80 Tabellen.
80. Pusca R. Fuzzy Logic Based Control Applied to Hybrid Electrical Vehicle with Four Separate wheels / R. Pusca, Y. Ait-Amirat, A.Berthon, J.M. Kauffmann // VTC'01, Atlantic City, oct'01.
81. Niasar A.H. Yaw moment control via emotional adaptive neuro-fuzzy controller for independent rear wheel drives of an electric vehicle / A.H. Niasar, H. Moghbeli, and R. Kazemi // in Control Applications, 2003. CCA 2003. Proceedings of 2003 IEEE Conference on, june 2003, vol. 1, pp. 380 - 385 vol.1.
82. Topalov A.V. Neuro-fuzzy control of antilock braking system using variable-structure-systems-based learning algorithm / A.V. Topalov, E. Kayacan, Y. Oniz, and

O. Kaynak // in Adaptive and Intelligent Systems, 2009. ICAIS ’09. International Conference on, sept. 2009, pp. 166 -171.

83. Feiqiang L. Fuzzy-logic-based controller design for four-wheel-drive electric vehicle yaw stability enhancement / Li Feiqiang, Wang Jun, and Liu Zhaodu // in Proc. Sixth Int. Conf. Fuzzy Systems and Knowledge Discovery FSKD ’09, 2009, vol. 4, pp. 116-120.
84. Khatun P. Application of fuzzy control algorithms for electric vehicle antilock braking/traction control systems / P. Khatun, C. M. Bingham, N. Schofield, P. H. Mellor // vol. 52, no. 5, pp. 1356-1364, 2003.
85. Pusca R. Fuzzy logic based control for electric vehicle with four separate traction drives / R. Pusca, Y. Ait-Amirat, A. Berthon, J. M. Kauman // in Proc. IEEE 55th Vehicular Technology Conf. VTC Spring 2002, 2002, vol. 4, pp. 2089-2096.
86. Tahami F. Stability Enhancement of a Two-Motor-Drive Electric Vehicle Using Fuzzy Logic (in Persian) / F. Tahami, S. Farhanghi, R. Kazemi // 1st Iranian Conference on hybrid and electric vehicles, Tehran, July 2001.
87. Плиев И.А. Алгоритмы управления мощностями, подводимыми к колёсам полноприводных автомобилей / И.А. Плиев, д.т.н. А.М. Сайкин, д.т.н. Г.В. Коршунов, А.В. Архипов // Журнал Исследования, конструкции, технологии - 2012 - №3 (74).
88. Горелов В.А. Закон управления с функцией систем активной безопасности для электромеханических трансмиссий многоосных колесных машин / В.А. Горелов, М.М. Жилейкин, А.Н. Ловцов, В.А. Шинкаренко // Журнал Известия высших учебных заведений - 2013 - №9.
89. Шеломков С.А. Способ управления многоприводной электрической трансмиссией многоосной колесной машины / Шеломков С.А., Купреянов А.А. // Патент 2 426 660 RU МПК B 60 L 15/20, H 02 P 5/46. Опубл. 20.08.2011, бюл. № 23.
90. Fujii K. Slip Ratio estimation and control without detection of vehicle speed for electric vehicle / K.Fujii, H.Fujimoto // Proc. IEE of Japan, Technical Meeting Record, IIC-06-01, pp1-6 (2006) (in Japanese).

91. Fujii K. Proposal of slip ratio observer without detection of vehicle speed for electric vehicle” / K.Fujii, H.Fujimoto // JIASC2006, Vol.2, pp.503-506 (2006). (in Japanese)
92. Saito T. Traction and Steering Stabilization Control for Electric Vehicle Based on Slip nad Yaw-Moment Observers / T.Saito, H.Fujimoto, and T.Noguchi // Proc. IEE of Japan, Tecnical Meeting Record, IIC-03-52, pp.41-46 (2003) (in Japanese).
93. Tsuruoka Y. Basic Study on Traction Control of Electric Vehicle / Y.Tsuruoka, Y.Toyoda, and Y.Hori // Trans. IEE of Japan, Vol.118-D, No.1, pp.44-50 (1998). (in Japanese)
94. Куликов И.А. Совершенствование средств создания и исследования автомобилей с комбинированными энергоустановками с помощью технологий виртуально-физических испытаний: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Москва 2016.
95. В.А. Петрушов, В.В. Москвин, А.Н. Евграфов Мощностной баланс автомобиля под общ. ред. В.А. Петрушова - М. Машиностроение, 1984. - 160 с., ил.
96. А.Ш. Хусаинов, В.В. Селифонов Теория автомобиля. - Ульяновск: УлГТУ, 2008. - 121 с.
97. Гинцбург Л. Л. Управляемость автомобиля на повороте / Л. Л. Гинцбург. - М.: НИИНавтопром, 1968. -47 с.
98. Петрушов В.А. «Автомобили и автопоезда. Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха». М. Торус Пресс. 2008 г.
99. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme / Manfred Burckhardt, Jörnsen Reimpell // Vogel Fachbuch, Würzburg, 1993.
100. Oudghiri M. Robust Fuzzy Sliding Mode Control for Antiblock Braking System / M. Oudghiri, M. Chadli, A. El Hajjaji // Centre de Robotique, d’Electrotechnique, EA 3299 7, Rue du Moulin Neuf - 80000, Amiens - France.
101. Бокарев А.И. Разработка математической модели контроллера ограничения проскальзывания ведущих колёс для использования на автомобиле с индивидуальным регулируемым силовым электроприводом колес передней оси / А.И. Бокарев // Материалы IV международной заочной научно-практической

конференции «Современные проблемы теории машин», Выпуск №4(2), С. 11-19, 2016 г.

102. Barlow T.J. A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions / T.J. Barlow, S. Latham, I. S. McCrae, P. G. Boulter // Published Project Report PPR354, Copyright TRL Limited, June 2009

103. Теренченко А.С. Энергоэффективность, как способ улучшения экологической безопасности транспортных средств / А.С. Теренченко, К.Е. Карпухин // Материалы 87-й Международной научно-технической конференции «Эксплуатационная безопасность автотранспортных средств», Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева № 4(106), С. 299 - 305, 2014

104. Бокарев А.И. Применение технологии HILS в разработке энергоустановки гибридного автопоезда / И.А. Куликов, С.Н. Коркин, С.Н. Семикин, А.И. Бокарев // Труды НАМИ, Выпуск №257, 2014.

105. Бокарев А.И. Универсальный исследовательский стенд для проведения испытаний комбинированных энергетических установок автомобилей» / А.И. Бокарев, М.С. Денисенко, С.Н. Коркин, Д.В. Симоненков // Труды НАМИ, Выпуск №261, С. 173-184, 2015.

106. Ефремов И.С. Теория и расчет тягового привода электромобилей: Учеб. пособие для вузов по спец. «Городской электрический транспорт» и «Электрическая тяга и автоматизация тяговых устройств» / И.С Ефремов, А.П. Пролыгин, Ю.М. Андреев, А.Б. Миндлин // Под ред. И.С. Ефремова.-М.: Высш. школа, 1984.- 383 с., ил.

УТВЕРЖДАЮ:
Главный конструктор ПАО «КАМАЗ»
директор НТЦ
Д.Х. Валеев
«___» _____ 2018 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов диссертационной работы
«Повышение эффективности индивидуального регулируемого электропривода автотранспортного средства»,
выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук
аспирантом Бокаревым Александром Игоревичем

Комиссия в составе: председателя – главный конструктор проекта 6х6 НТЦ ОАО «КАМАЗ», к.т.н. И.Д. Валеев, и членов – начальник конструкторского отдела по проектированию автобусных шасси НТЦ Блока заместителя генерального директора – директора по развитию НТЦ ОАО «КАМАЗ» В.В. Комаров и главный конструктор по автомобильным агрегатам и спецтехнике НТЦ ОАО «КАМАЗ» Савинков А.С. составила настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе А.И. Бокарева результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно:

– программа алгоритма работы противобуксовочной системы, реализованная за счет управления величиной тока двухконтурного индивидуального регулируемого электропривода для регулирования непосредственно крутящих моментов колес без реактивного воздействия рабочей тормозной системы;

– универсальная методика сравнительной объективной оценки эффективности электропривода автотранспортного средства с использованием систем виртуально-физических испытаний,

используются в НТЦ ОАО «КАМАЗ». Работы выполнены в рамках договора от «23» апреля 2013 г. №1998/17/07- к-13 «Создание полноприводного грузового автомобиля типа 6х6 с комбинированной энергоустановкой, соответствующего перспективным международным требованиям по экологии, безопасности, энерго-ресурсосбережению и утилизации (Шифр «6х6»)»; Этап 4. Сопровождение приемочных (государственных) испытаний автомобилей путем проведения стендовых испытаний по отработке алгоритмов управления потоками мощности.

Председатель комиссии:
Главный конструктор по гибридным автомобилям НТЦ ПАО «КАМАЗ», к.т.н. — И.Д. Валеев

Члены комиссии:
Главный конструктор по автобусным шасси – начальник конструкторского отдела НТЦ ПАО «КАМАЗ» — В.В. Комаров

Зам. главного конструктора ПАО «КАМАЗ» – главный конструктор по автомобилям — А.С. Савинков

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора
по науке ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»,
д.т.н., профессор
_____ С.В. Бахмутов
«15» февраля 2018 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы
«Повышение эффективности индивидуального регулируемого электропривода автотранспортного средства»,
выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук
аспирантом Бокаревым Александром Игоревичем

Комиссия в составе: председателя – председателя ВРИО Директора центра «Спецавтомобили» д.т.н., с.н.с. А.М. Сайкина, и членов – начальника управления «Комбинированные энергоустановки» к.т.н., доцента К.Е. Карпухина, начальника управления «Тракторы» к.т.н. С.Н. Коркина составила настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе А.И. Бокарева результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно:

– программа алгоритма работы противобуксовочной системы, реализованная за счет управления величиной тока в инверторах двухконтурного индивидуального регулируемого электропривода для регулирования непосредственно крутящих моментов колес без реактивного воздействия рабочей тормозной системы;

–методика сравнительной объективной оценки эффективности электропривода автотранспортного средства с использованием систем виртуально-физических испытаний;

– типовой городской дорожный цикл в комбинации с вероятностным распределением типов дорожных покрытий для решения частных задач по оценке эффективности алгоритмов управления индивидуальным регулируемым электроприводом автотранспортного средства.

используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при создании и исследовании специальных колесных машин.

Председатель комиссии:
д. т. н., с. н. с. _____ А.М. Сайкин

Члены комиссии:
к. т. н., доцент _____ К.Е. Карпухин

к. т. н. _____ С.Н. Коркин