

На правах рукописи



КЛИМОВ Александр Владимирович

**МЕТОДОЛОГИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОБУСА НА
ОСНОВЕ СИНТЕЗА ЗАКОНОВ УПРАВЛЕНИЯ
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ**

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и
комплексы

Автореферат диссертации на соискание учёной степени
доктора технических наук

Москва - 2026

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Московский политехнический университет» (Московский политех).

Научный консультант доктор технических наук, профессор,
Келлер Андрей Владимирович
(Московский политех)

Официальные оппоненты: **Дьяков Алексей Сергеевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины» ФГАОУ ВО «МГТУ им. Н.Э. Баумана»

Тараторкин Александр Игоревич, доктор технических наук, старший научный сотрудник отдела механики транспортных машин, ФГБУН Институт машиноведения им. Э.С. Горкунова Уральского отделения РАН

Яньков Олег Сергеевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобильный транспорт, строительные и дорожные машины» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет»

Ведущая организация: **ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»**

Защита диссертации состоится «16» сентября 2026 г в 14:00 на заседании диссертационного совета 31.1.008.01 при ФГУП «НАМИ», по адресу: 125438, г. Москва, Автомоторная ул., д. 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГУП «НАМИ» и на сайте www.nami.ru по ссылке: <https://nami.ru/directions/scientific-activity/dissertation-council>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенных печатью организации, просим направлять по вышеуказанному адресу учёному секретарю диссертационного совета, а копии присылать на e-mail: rinat.kurmaev@nami.ru.

Автореферат разослан «9» июня 2026 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент



Курмаев Ринат Ханяфиевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Как у нас в стране, так и за рубежом в эксплуатации можно встретить всё больше таких пассажирских аккумуляторных транспортных средств (далее ТС) с электромеханической силовой передачей (далее ЭМСП), как электробусы. По прогнозам, данная тенденция будет сохраняться. На фоне роста количества данных машин существует проблема, поскольку данные ТС в полной мере не удовлетворяют всё ужесточающимся потребительским требованиям к их комплексной эффективности. Наиболее существенным является ограниченность автономного пробега, что усугубляется несовершенством источников электрической энергии. Поэтому актуальны меры по увеличению их комплексной эффективности как базового свойства, которая включает в себя в первую очередь энергоэффективность (экономичность) и динамическую нагруженность, влияющие на такие характеристики, как плавность и комфортабельность движения, надёжность, безопасность и т.д. Энергоэффективность повышается при уменьшении удельного расхода энергии на движение за счёт снижения потерь при разгоне и движении, увеличения рекуперации энергии при торможении. Этого можно достичь при использовании в ЭМСП агрегатов, у которых область максимального КПД соответствует наиболее вероятным режимам движения ТС, а также методов управления, увеличивающих их работу в данных условиях. Зачастую при разработке в основном уделяется внимание обеспечению тягово-динамических свойств машины с учётом компоновочных ограничений, а также доступностью и стоимостью компонентов. В последнее время условия эксплуатации пассажирских ТС изменились: увеличились скорости движения, ускорения, замедления, изменился пассажиропоток и т.д. Для применения технических решений, максимально отвечающих требованиям эффективности, необходимо изучить и систематизировать знания об условиях эксплуатации современных ТС, а также разработать научно обоснованные принципы определения требуемых технических характеристик ЭМСП, обеспечивающих повышение комплексной эффективности ТС.

Существует достаточное количество методов управления ЭМСП, в том числе направленных на повышение её эффективности. Они зачастую задействуют ресурсоёмкие методы управления, например, динамическое программирование, нечёткую логику, искусственный интеллект. Их использование приводит к необходимости наращивания вычислительных мощностей, а также зависимости от наличия и качества исходных данных для их функционирования. Некоторые из них не пригодны в условиях динамического изменения режима движения в транспортном потоке. Применение некоторых не всегда является оправданным, поскольку приводит к увеличению стоимости, снижению безопасности, а в отдельных случаях к потере подвижности. Поэтому актуальна разработка лишённых данных недостатков принципа повышения энергоэффективности, метода его реализующего, уменьшающего потери энергии и увеличивающего её рекуперацию, для функционирования которых необходимая информация определяется с помощью адаптивных программных наблюдателей при минимуме задействованных датчиков.

При эксплуатации пассажирских ТС выявлены случаи выхода из строя элементов ЭМСП на малых пробегах (рисунок 1), приводящие к выходу машины из эксплуатации, а также к появлению вторичных электрических отказов, ухудшающих безопасность. При движении машины по дороге с низкими сцепными свойствами вероятно возникновение повышенного скольжения колёс, приводящего как к повышению потерь, так и к возбуждению высокоинтенсивных колебаний в ЭМСП. Эти колебания также могут возбуждаться при изменении режимов движения машины, негативно влияя на общую динамическую нагруженность и энергоэффективность. При установлении причин данных

явлений выявлено возбуждение высокоинтенсивных колебаний при повышенном скольжении колёс. Указанные выше явления возникают при установлении режима скольжения, характеризующегося снижением сил взаимодействия с дорогой и ростом скорости скольжения.

Данную ситуацию можно исправить, применяя конструктивные элементы, способные рассеивать энергию колебаний, что не всегда оправдано или даже невозможно, а также соответствующий принцип основанный на методе управления ЭМСП, выводящем энергию, провоцирующую колебания. Известные методы работают, не учитывая возможность возбуждения высокоинтенсивных колебаний, что особенно усугубляется жёсткостью внешней механической характеристики, отсутствием в конструкции электропривода элементов, способных рассеивать энергию возбуждаемых колебаний при высокой скорости изменения величин и знаков крутящих моментов. Большинство применяемых методов управления функционируют, реагируя на уже развивающийся колебательный процесс в ЭМСП и борясь с последствиями, но их быстродействия не всегда хватает, чтобы должным образом отреагировать на ситуацию. Поэтому актуальна разработка научно обоснованного принципа снижения динамической нагруженности и метода управления ЭМСП его реализующего, позволяющего предотвращать возбуждение и развитие данных явлений, для синтеза которых необходимы знания о закономерностях их возникновения.



Рисунок 1 - Поломка элементов ЭМСП

Степень разработанности темы исследования

Повышение энергоэффективности и снижение динамической нагруженности является компромиссной задачей наряду с обеспечением других свойств машины. Данным вопросам посвящено большое количество трудов как российских, так и зарубежных учёных, среди которых можно отметить: Аносова В.М., Бахмутова С.В., Белякова В.В., Гируцкого О.И., Годжаева З.О., Горелова В.А., Горобцова А.С., Гришкевича А.И., Девянина С.Г., Дидманидзе О.Н., Добрецова Р.Ю., Дьякова А.С., Ендачёва Д.В., Жилейкина М.М., Иванова А.М., Ишина Н.Н., Карпухина К.Е., Келлера А.В., Козлова А.В., Косицына Б.Б., Котиева Г.О., Котляренко В.И., Купреянова А.А., Курмаева Р.Х., Кутенёва В.Ф., Лихачёва Д.С., Макарова В.С., Полунгяна А.А., Поддубко С.Н., Сиротина П.В., Тараторкина И.А., Тараторкина А.И., Теренченко А.С., Тумасова А.В., Федотова А.И., Филькина Н.М., Шарипова В.М., Шорина А.А., Щуплякова В.С., Яковлева А.И., Янькова О.С. и др.; и зарубежных исследователей: Yang. S.; Qian. Y.; Hu. W.; Xu. J.; Sun. H., Freitag. G.; Schramm. M., Doumiati. M.; Victorino. A.; Lechner. D.; Baffet. G.; Charara. A., Doumiati. M.; Victorino. A., Maull. T., Schommer. A., Zhang. X.Z.; Zheng. L., Koch. A., Schulz. L., Amann. N.; Bocker. J.; Prenner. F. И. и др. Разработаны теория и математическое описание процессов взаимодействия шин с дорогой; рабочего процесса (далее РП) в силовых установках и передачах; схемные, конструктивные решения; подходы к проектированию; принципы, методы и законы управления, обеспечивающие реализацию оптимальных реакций с учётом особенностей взаимодействия колеса с дорогой, в том числе для многоосных машин с различными силовыми установками и кинематическими схемами трансмиссий.

Большое внимание уделяется вопросам эффективности и оптимизации управления ЭМСП транспортных машин. Особенно стоит отметить труды таких учёных, как: Анучина А.С., Виноградова А.Б., Жаркова А., Казаченко В.Ф., Калачёва Ю.В. Ключева В.И., Осипова

О.И., Пахомова С.А., Полякова В.Н., Рудакова В.В., Слежановского О.В., Соколовского Г.Г., Терехова В.Н., Эпштейна С.М., Zhang J., Feng X., Yan G., Rong Z., Feng X., Scheuermann U., Sprake D., Reigosa D.D., Briz F., Blanco C., Guerrero J.M., Dittrich J.-A., Yamazaki, T. Fukuoka, K. Akatsu, N. Nakao, Schroder D., Meyer M., Bocker J., Kunter M. S., Schoenen T., Hoffmann W., F. Blaschke, J. Holtz, E. Levi, W. Leonard и др. Исследователями разработаны как методы управления ЭМСП, так и схемные решения устройств силовой электроники для их реализации, позволяющие не только минимизировать потери энергии и увеличить возможности рекуперации, но и уменьшить акустический и электромагнитный шум, повысить надёжность и безопасность передач.

Вопросам исследования закономерностей возбуждения высокоинтенсивных нелинейных колебаний, в том числе в различных электромеханических и транспортных системах, посвящены работы как российских, так и зарубежных учёных, среди которых можно выделить: Бокарева А.И., Вильке В.Г., Иванченко Ф.К., Ишлинского А.Ю., Кайдановского Н.Л., Каудерера Г., Клепикова В.Б., Крагельского И.В., Кудинова В.А., Рэля Д., Стрелкова С.П., Фролова К.В., Хайкина С.Э., Штейнвольфа Л.И. и др., Kato S., Yamaguchi K., Matsubayashi T., Efe M.O., Fiskiran A.M., Kaynak O. и др. Отдельно обращают на себя внимание работы учёных, посвящённые изучению в современных электромеханических системах автоколебаний, которые приводят к выходу из строя дорогостоящего оборудования, а иногда и к более тяжёлым последствиям. Исследователями развита теория математического описания взаимодействующих тел, позволяющая исследовать колебательные процессы. Установлены закономерности возбуждения нелинейных колебаний в различных системах, а также автоколебаний при снижении сил и росте скорости взаимодействия. Процесс установления колебаний рассматривается также как полезный диагностический признак, используемый при управлении. Предложены принципы и методы борьбы с последствиями возникновения колебаний.

Большой вклад в изучение вопросов повышения энергоэффективности, снижения динамической нагруженности ТС с ЭМСП внесли научные коллективы таких учреждений, как ФГУП «НАМИ», МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, «Московский политех», «ИРНИТУ», «СибАДИ», «ВолГТУ», «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» и другие.

Проведённый анализ имеющихся научных работ показал наличие существенного задела в области исследования повышения эффективности и динамики ТС с ЭМСП. Создана база для дальнейшего развития теории РП ЭМСП и разработки законов и методов управления, повышающих комплексную эффективность ТС. Однако попытки синтеза таких методов вступают в противоречие с ограничениями применяемого вычислительного и измерительного оборудования на борту ТС, дефицитом и низким качеством данных, рядом технических ограничений, а также недостаточностью знаний об особенностях РП ЭМСП, связанных с возбуждением нелинейных высокоинтенсивных колебаний при повышенном скольжении колёс и изменении режимов движения. В связи с этим проблема повышения комплексной эффективности ЭМСП ТС на фоне увеличения их численности и растущих требований по производительности и безопасности при недостаточности научно обоснованных методов управления РП, уменьшающих потери энергии, увеличивающих её рекуперацию, учитывающих вероятность возбуждения высокоинтенсивных нелинейных колебаний, переходящих в автоколебания, высокую жёсткость внешней механической характеристики, особенности конструкции и управления современного тягового электропривода, имеет важное хозяйственное значение. Требуется создание методологии как совокупности научно обоснованных принципов и методов, позволяющей обеспечить соответствие ТС требованиям, повысить конкурентоспособность разрабатываемой и выпускаемой отечественной автомобильной техники.

Всё это позволило сформулировать цель и задачи исследования.

Целью исследования является повышение комплексной эффективности ТС за счёт снижения потерь энергии, увеличения её рекуперации, а также снижения динамической нагруженности на основе научно обоснованных принципов и методов управления РП ЭМСП.

Задачи диссертационного исследования:

1. Разработать математическую модель системы «колёсное ТС с ЭМСП – окружающая среда».
2. Разработать принципы определения требуемых технических характеристик ЭМСП, обеспечивающих повышение комплексной эффективности колёсных ТС.
3. Разработать адаптивные методы оценки ключевых параметров РП в системе «ЭМСП колёсного ТС - колесо – дорога».
4. Установить закономерности возникновения высокоинтенсивных колебаний, протекающих в системе «ЭМСП колёсное ТС – колесо – дорога».
5. Научно обосновать принцип снижения динамической нагруженности ЭМСП колёсного ТС и разработать метод управления РП ЭМСП его реализующий.
6. Научно обосновать принцип повышения энергоэффективности колёсного ТС и разработать метод управления РП ЭМСП его реализующий.
7. Провести экспериментальную оценку работоспособности и эффективности научно обоснованных принципов снижения динамической нагруженности, повышения энергоэффективности и методов управления РП ЭМСП их реализующих.

Объект исследования – процесс функционирования системы «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога».

Предмет исследования – закономерности динамического поведения системы «ЭМСП колёсного ТС - колесо - дорога».

Научная новизна:

1. Адаптивный метод оценки момента сил сопротивления, приведённых к колесу в системе «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога», отличающийся от известных тем, что задача оценки сводится к определению оптимального управления, доставляющего нулевые значения фазовым координатам, и минимизации квадратичного функционала интегрального типа.

2. Установленные закономерности возникновения нелинейных высокоинтенсивных колебаний вплоть до установления автоколебаний в системе «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога» при вырождении в 0 или изменении знака критерия Бендиксона на фазовой плоскости в ведущем режиме качения для поступательного и вращательного движения колеса при полном скольжении с «мягким» характером возбуждения; в тормозном режиме качения вне зависимости от режима торможения для вращательного движения колеса при частичном скольжении с «мягким» характером возбуждения; поступательного перемещения колеса при полном скольжении с «жестким» характером возбуждения; для вращательного движения вала ТЭД и поступательного движения кузова вне зависимости от режима качения и скольжения. При этом частота возбуждаемых нелинейных, высокоинтенсивных колебаний в системе «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога» изменяется в зависимости от степени скольжения колеса относительно опорного основания и синхронизируется с колебаниями нормальной нагрузки на колесо, возникающих при движении ТС по неровной опорной поверхности.

3. Научно обоснованный принцип снижения динамической нагруженности ЭМСП, заключающийся в обеспечении устойчивости движения в системе «ЭМСП колёсного ТС - колесо - дорога» при выведении или недопущении поступления в неё энергии, провоцирующей повышенное скольжение колёс в ведущем и тормозном режимах качения для предотвращения и подавления возбуждения нелинейных, высокоинтенсивных колебаний, а также научно обоснованный метод, его реализующий за счёт управления РП ЭМСП, обеспечивающего устойчивость механического движения системы «ЭМСП

колёсного ТС - колесо - дорога» при введении в расчёт величины уставки запрашиваемого для движения или замедления крутящего момента ЭМСП противофазного демпфирующего (диссипативного) момента «вязкого трения» как управляющего фактора для вывода или предотвращения поступления энергии, провоцирующей повышенное скольжение колёс, возбуждение или развитие колебаний.

4. Научно обоснован принцип повышения энергоэффективности колёсного ТС с ЭМСП, заключающийся в уменьшении удельного расхода энергии на движение при снижении потерь энергии за счёт увеличения КПД и рекуперации энергии. Научно обоснованный метод, обеспечивающий реализацию принципа повышения энергоэффективности посредством управления РП ЭМСП при воздействии водителем только на педаль хода - метод однопедального управления, предусматривающий установление границ режимов работы ЭМСП, определяющих соответствующие зоны функционирования, зависимостей крутящего тягового и рекуперативного моментов с учётом характеристик ТС и условий движения. Научно обоснованный метод включает также формирование управляющего сигнала от педали хода, обеспечивающего минимизацию нарастания удельного усилия, реализации траектории движения изображающей точки РП ЭМСП в областях с максимально возможным КПД, увеличение рекуперации при плавном переходе между режимами с нулевой скоростью изменения момента, что позволяет исключить возбуждение и развитие колебаний.

5. Метод синтеза S-образных кривых зависимости крутящего тягового и рекуперативного моментов от положения педали хода по заданным краевым и граничным условиям, который позволяет синтезировать зависимости для реализации метода управления РП ЭМСП, повышающего энергоэффективность колёсного ТС, основан на стыковке полиномов по значению и величине производных, обеспечивает плавное изменение момента, особенно в областях нулевого значения углового ускорения вала ТЭД и нулевой скорости ТС при изменении режима работы ЭМСП, исключающих возбуждение и развитие колебаний и ударную перекачку в зубчатом зацеплении.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель (далее ММ) системы «колёсное ТС с ЭМСП – окружающая среда».
2. Адаптивные методы наблюдения и оценки ключевых параметров РП в системе «ЭМСП колёсного ТС – эластичное колесо – дорога».
3. Закономерности возникновения нелинейных колебательных процессов, протекающих в системе «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога».
4. Научно обоснованный принцип снижения динамической нагруженности ЭМСП, а также научно обоснованный метод, обеспечивающий его реализацию за счёт управления РП ЭМСП.
5. Научно обоснованный принцип повышения энергоэффективности колёсного ТС и метод его реализующий, разработанный на основе однопедального управления РП в ЭМСП при назначении уставки крутящего и тормозного моментов по S-образным зависимостям и обеспечивающий плавный переход между режимами работы ЭМСП.
6. Метод синтеза кривых, описывающих зависимости уставки тягового и тормозного моментов тягового электродвигателя ЭМСП (далее ТЭД) по заданным краевым и граничным условиям, ключевым элементом которого является стыковка полиномов по значению функций и при равенстве их производных, что гарантирует плавный переход между режимами работы ЭМСП.
7. Результаты экспериментальной оценки работоспособности и эффективности методов управления РП ЭМСП, реализующих научно обоснованные принципы снижения динамической нагруженности и повышения энергоэффективности.

8. Принципы определения требуемых технических характеристик ЭМСП, обеспечивающих повышение комплексной эффективности ТС.

Теоретическая значимость диссертационной работы состоит в развитии теории РП ЭМСП ТС и синтезе принципов и методов управления ТС с ЭМСП, которые учитывают конструктивные особенности элементов системы, современные методы управления в электроприводе, динамические особенности РП, в том числе возбуждение высокоинтенсивных нелинейных колебаний, переходящих в автоколебания, определении ключевых технических характеристик на основе анализа условий эксплуатации колёсного ТС при синтезе наиболее вероятных эквивалентных циклов движения, комплексном учёте всех особенностей узлов и агрегатов ЭМСП. Разработанные решения направлены на повышение комплексной эффективности ТС с ЭМСП за счёт снижения удельных затрат энергии и уменьшения динамической нагруженности.

Практическая значимость диссертационной работы:

1. Разработанная и валидированная математическая модель пространственного движения колёсного ТС может быть использована при анализе эксплуатационных, потребительских свойств и отладке алгоритмов управления.

2. Разработанные принцип и методика, позволяющие определять ключевые технические характеристики узлов и агрегатов ЭМСП, обеспечивающих повышение эффективности колёсных ТС могут быть использованы при проектировании перспективных колёсных машин.

3. Разработанная инженерная методика анализа закономерностей возбуждения колебаний в нелинейных системах может быть использована на стадии проектирования для прогнозирования отказов и выработки мер по их устранению.

4. Разработанный метод синтеза зависимости крутящего момента от положения педали хода, характеристик ТС, параметров движения может быть использован при синтезе зависимостей для перспективных и модернизации эксплуатируемых ТС с ЭМСП.

5. Разработанные адаптивные наблюдатели ключевых параметров РП ЭМСП могут быть использованы при разработке программного обеспечения систем управления колёсных ТС с ЭМСП.

6. Научно обоснованные принципы повышения энергоэффективности и снижения динамической нагруженности ЭМСП и методы, обеспечивающие их реализацию посредством управления РП могут быть использованы при разработке программного обеспечения систем управления колёсных ТС с ЭМСП.

7. Результаты обобщения и анализа условий эксплуатации электробусов и характеристики эквивалентного цикла (маршрута), учитывающего параметры пассажиропотока, могут быть использованы при проектировании ЭМСП, энергоустановок ТС, а также оптимизации характеристик.

Методология и методы исследования включают математическое моделирование движения колёсного ТС с ЭМСП; теоретический анализ РП в ЭМСП ТС и влияния различных факторов на эффективность движения ТС; синтез адаптивных методов наблюдения и оценки ключевых параметров РП; закономерности возникновения нелинейных автоколебательных процессов; разработку и обоснование принципов и методов повышения энергоэффективности и снижения динамической нагруженности; экспериментальные исследования движения колёсного ТС с ЭМСП (электробуса). Теоретической базой исследования послужили следующие основные положения: прикладная теория автомобиля; теоретическая механика; теория автоматического управления; теория колебаний; теория решения изобретательских задач; методы инженерного эксперимента; теория вероятности; математический анализ и планирование эксперимента. Экспериментальные исследования проводились на производственных площадях ПАО «КАМАЗ» (г. Набережные Челны). Виртуально-физическое ММ проводилось с помощью программных комплексов, MatLab Simulink.

Реализация результатов работы:

1. При разработке перспективных транспортных средств различного класса, агрегатов и систем ЭМСП НТЦ ПАО КАМАЗ, ООО «Инновационный центр КАМАЗ», АО «КАМА», АО ПО «Муроммашзавод», ООО «НПФ ИРБИС», ООО «НПФ АрсТерм», ООО «Ампермагнит», ООО «Силовая электроника», ФГБОУ ФО ИРНТУ.

2. При разработке математической модели эксплуатации шасси (трансмиссии, ходовой части и механизмов управления) в статическом и динамическом состоянии и создании на её основе цифрового двойника платформы легкового автомобиля в ФГАОУ ВО «Московский Политехнический университет» по теме FZRR-2023-0007.

3. В учебном процессе кафедры «Наземные транспортные средства» и Передовой инженерной школы электротранспорта ФГАОУ ВО «Московский Политехнический университет», кафедры «Электромобильности и магнитных систем» ФГАОУ ВО «Московский физико-технический институт», кафедры «Электрооборудование автомобилей и электромобили» ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный университет (МАДИ)», кафедры «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» ФГБОУ ВО «Воронежский лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова».

Достоверность и обоснованность результатов работы обеспечиваются строгим логическим построением исследования, применяемыми методами логического анализа, применением аппаратов теории моделирования и математической статистики. Степень достоверности математического моделирования движения ТС и результатов исследования разработанных принципов и методов управления движением подтверждается сопоставлением расчётных данных с помощью общепринятых методов расчёта погрешностей и статистических оценок достоверности с измерениями, полученными в ходе дорожных испытаний ТС с ЭМСП, проведённых общепризнанными методами.

Апробация результатов работы. Основные положения и результаты обсуждались и докладывались на: I Международной научно-практической конференции Автонет «перспективные транспортные технологии», 4 июля 2022 г., г. Екатеринбург; Международном автомобильном научном форуме МАНФ 2022, ГНЦ РФ ФГУП НАМИ, 18-19 октября 2022 г., г. Москва; I всероссийской конференции по электрическим машинам ВКЭМ, 2022, ФГБОУ ВО Уфимский университет науки и технологий, 15-16 декабря 2022 г., г. Уфа; Научно-техническом семинаре «Водородные, электрические и гибридные транспортные средства», ФГАОУ ВО Московский политехнический университет, 6 октября 2022 г., г. Москва; Международном автомобильном научном форуме МАНФ 2023, ГНЦ РФ ФГУП НАМИ, 18-19 октября 2023 г., г. Москва; Международной научно-практической конференции «Развитие производительных сил Кузбасса: история, современный опыт, стратегия будущего», ФГБОУ ВО Кемеровский государственный университет, 17-23 ноября 2023 г., г. Кемерово; 82-я международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, ФГБОУ ВО Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, январь 2024 г., г. Москва; III международной научно-практической конференции Автонет «Перспективные транспортные технологии», ФГАОУ ВО Московский политехнический университет, 25 апреля 2024 г., г. Москва; Международном автомобильном научном форуме МАНФ 2024, ГНЦ РФ ФГУП НАМИ 16-17 октября 2024 г., г. Москва; II Международном форуме профессионалов рынка Автонет «Развитие электротранспорта в России – от концепции к технологическому суверенитету», ФГАОУ ВО Московский политехнический университет, 3 декабря 2024 г., г. Москва; Научно-техническом семинаре кафедры «Колёсные машины» ФГАОУ ВО Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2 июня 2025 г., г. Москва; Международном автомобильном научном форуме МАНФ 2025, ГНЦ РФ ФГУП НАМИ 15-16 октября 2025 г., г. Москва.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 39 печатных работ, из них 21 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов диссертаций на соискание учёных степеней доктора и кандидата технических наук, 7 статей в изданиях из перечня

международной базы Web of Science и Scopus. Также получено 7 патентов на изобретения и полезные модели и 3 свидетельства о регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объём работы. Диссертация в своём составе имеет введение, девять глав, заключение, список литературы и приложения. В заключении отмечены результаты работы и представлены выводы. Работа изложена на 409 страницах основного машинописного текста, содержит 350 рисунков, 30 таблиц, приложения. Список литературы включает в себя 461 источник.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** раскрыта и обоснована актуальность и степень разработанности темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи работы, а также сформирована научная новизна, теоретическая и практическая значимость, отражены положения, выносимые на защиту.

В **первой главе** представлен анализ состояния проблемы на основе обзора отечественных и зарубежных источников, посвящённых исследованиям методов повышения эффективности ТС, направленных на снижение динамической нагруженности и повышение энергоэффективности. Также рассматриваются теоретические работы по анализу нелинейных динамических процессов, в частности автоколебаний в трансмиссии автомобилей, синтезу методов, используемых для борьбы с последствиями повышенного скольжения элементов трансмиссии и колёс, в том числе для ТС с ЭМСП. При этом выявлено, что в существующих исследованиях отсутствует учёт потенциального возникновения в системах нелинейных колебаний.

В современных ЭМСП ТС могут возникать высокоинтенсивные колебания даже в тех условиях, когда механические передачи остаются устойчивыми. Данное явление обусловлено совокупностью таких факторов, как нелинейным характером сил взаимодействия, жёсткостью внешних механических характеристик, особенностью конструкции и управления ТЭД, работа которых имеет колебательный характер, что сказывается на колебательности РП, в том числе для источника энергии.

Анализ источников показывает, что имеются отдельные подходы к повышению эффективности, связанные с оптимизацией характеристик ЭМСП и её РП, по определённым критериям, методы управления, направленные на уменьшение потерь энергии и увеличение рекуперации. Однако они требуют высоких вычислительных мощностей, большого объёма данных высокого качества, что не всегда возможно и оправдано.

На сегодняшний день отсутствуют комплексные исследования, направленные на синтез параметров агрегатов ЭМСП, учитывающих особенности конструкции, условия эксплуатации, на разработку научно обоснованных принципов повышения комплексной эффективности и методов управления РП ЭМСП, которые повышали бы энергоэффективность, снижали динамическую нагруженность, учитывали особенности современных ЭМСП и принимали во внимание вероятность возникновения высокоинтенсивных колебаний.

Выполненные в первой главе исследования позволили сформулировать цель и задачи исследования, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

Во **второй главе** приведено теоретическое описание ММ пространственного движения «колёсное ТС с ЭМСП – окружающая среда», которая позволяет исследовать динамические, нелинейные, колебательные процессы, протекающие в системе, их влияние на характеристики движения ТС, а также отлаживать методы управления. ММ реализована в *Matlab Simulink* (рисунок 2) и включает в себя блоки уравнений, описывающих совместную динамику поддрессоренной и неподдрессоренной части при неударяющем характере наложенных связей; взаимодействия эластичного колеса с неровным, недеформируемым опорным основанием; динамическое равновесие статора тягового электродвигателя (далее

ТЭД) описываемого системой уравнений (1); реализацию векторного управления, осуществляемого тяговым инвертором напряжения (далее ТАИН).



Рисунок 2 - Математическая модель движения колёсного ТС с ЭМСП

$$\begin{cases} U_{sd} = L_{sd} \frac{dI_{sd}}{dt} + R_s I_{sd} - \omega L_{sq} I_{sq}; \\ U_{sq} = L_{sq} \frac{dI_{sq}}{dt} + R_s I_{sq} + \omega L_{sd} I_{sd} + \omega \psi_f, \end{cases} \quad (1)$$

где ω – угловая скорость вращения поля ротора, рад; ψ_f – магнитный поток ротора, Вб; p – число пар магнитных полюсов ротора; R_s – омическое сопротивление статора, Ом; L_{sq}, L_{sd} – индуктивность по поперечной и продольной оси, Гн; I_{sq}, I_{sd} – ток статора по поперечной и продольной оси, А; U_{sq}, U_{sd} – напряжение статора по поперечной и продольной оси, В

Электромагнитный крутящий момент на валу ТЭД определяется по выражению (2):

$$M = \frac{3}{2} p \left(I_{sq} \psi_f + \frac{dI_{sq}}{dt} \frac{dI_{sd}}{dt} (L_{sd} - L_{sq}) \right). \quad (2)$$

Общий вид исследуемого ТС, ведущего электропортального моста, структурная схема ЭМСП, кинематическая схема привода одного из колёс показаны на рисунке 3.

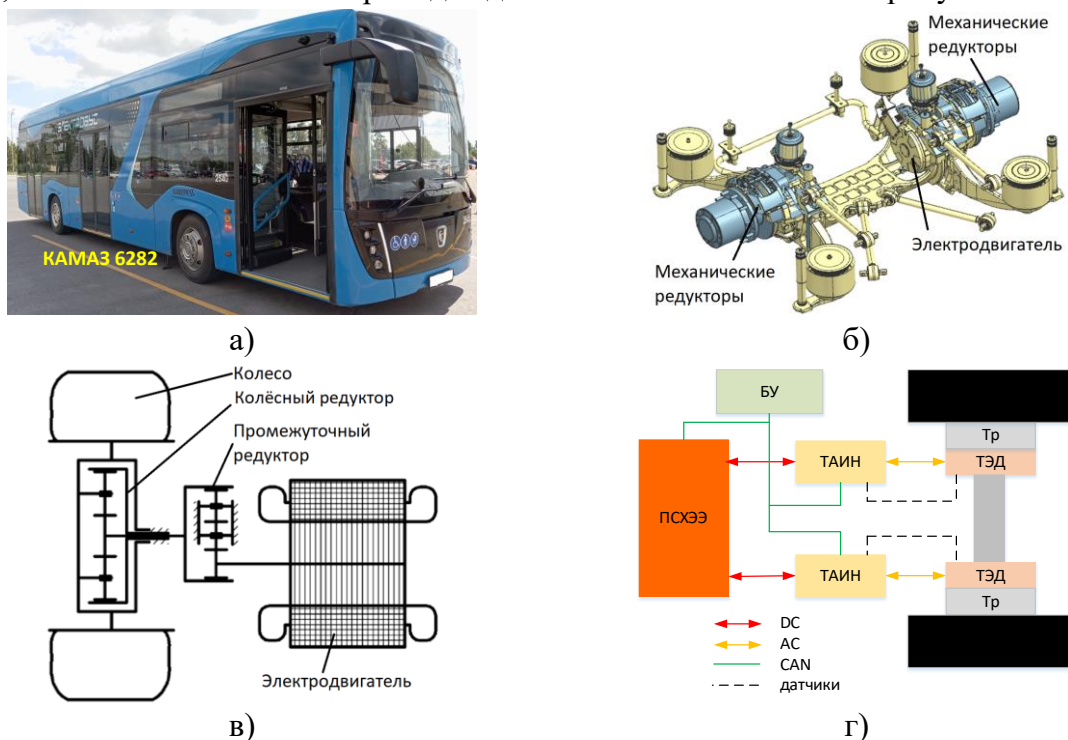


Рисунок 3 - Общий вид исследуемого ТС а), электропортальный мост б), кинематическая в), структурная г) схемы ЭМСП

Сравнение регистрируемых при проведении натурального эксперимента и при ИМ значений параметров движения доказывает адекватность ММ и её применимость для исследований и отладки методов управления РП ЭМСП. Установлено, что нормированные среднеквадратичные погрешности результатов по линейной скорости движения находятся в диапазоне 3,7...11,7%. По линейным ускорениям значения находятся в следующих диапазонах: по продольным ускорениям 13,8%, по поперечным - 24,4%, по угловой скорости – до 12,5%.

В третьей главе излагаются результаты анализа данных, полученных в процессе эксплуатации и при проектировании ТС с ЭМСП. Полученные сведения использованы для определения вида, типоразмера ТЭД, построения внешней скоростной характеристики (далее ВСХ) агрегатов ЭМСП, назначения номинальных режимов, распределения КПД и оценки характеристик механической трансмиссии. Решение этих задач позволяет повысить эффективность ЭМСП за счёт уменьшения потерь энергии, увеличения рекуперации.

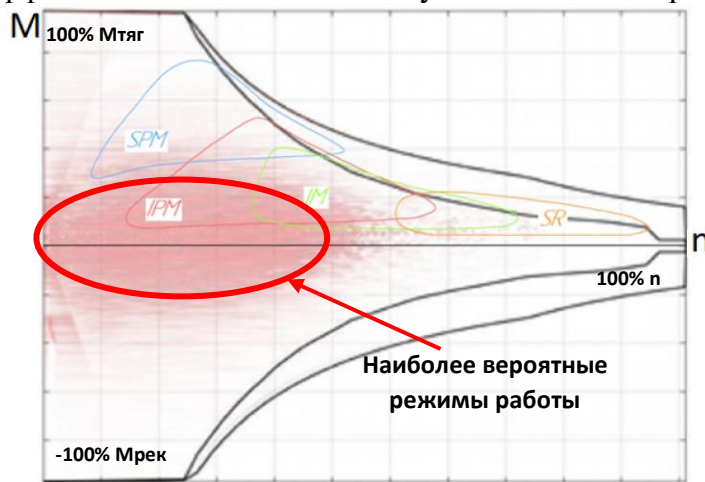


Рисунок 4 - Зоны максимальной эффективности ТЭД

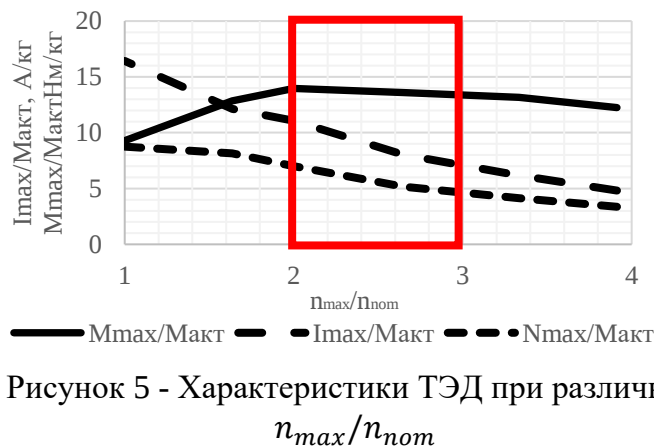


Рисунок 5 - Характеристики ТЭД при различных n_{max}/n_{nom}

ВСХ ТЭД ЭМСП (рисунок 4) должна обеспечивать требуемые тягово-динамические и тормозные свойства ТС, минимизацию потерь энергии и увеличение её рекуперации. Наиболее эффективным для выполнения данных требований является ТЭД с возбуждением от постоянных магнитов, интегрированных в ротор, и выраженной реактивной составляющей момента (IPM). Его преимущество обусловлено тем, что зона максимальной эффективности охватывает наибольшее число рабочих точек в условиях реальной эксплуатации ТС.

Увеличение частоты вращения ТЭД при применении механической трансмиссии положительно сказывается на увеличении удельной энерговооружённости и снижении потерь. Для этого следует выбирать значение номинальной частоты вращения ТЭД согласно зависимостям $n_{nom} = \frac{n_{max}}{2...3}$ или $n_{nom} = \frac{0,377 v_{max} r_k}{(2...3) U_{TP}}$ (рисунок 5).

Методами ИМ определено, что применение переключаемой трансмиссии снижает потери энергии до 7%, а оптимизация алгоритма переключения в области перекрытия передач до 4%. Для минимизации как динамической нагруженности ЭМСП, так и вложений в технологическую подготовку производства рационально использовать в ЭМСП зубчатые колёса 6 степени точности, что соответствует максимальным частотам вращения ТЭД для рассматриваемого ТС $n_{max} = 11000$ об/мин.

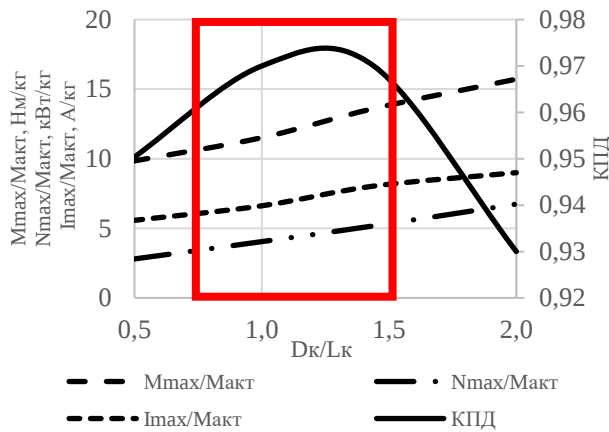


Рисунок 6 - Характеристики ТЭД при различных D_k/L_k

В четвёртой главе рассмотрены теоретические основы и синтез адаптивных методов наблюдения ключевых параметров РП ЭМСП, значение которых необходимо для реализации задач управления. В эксплуатации их не всегда возможно измерять, поэтому в работе разработаны адаптивные наблюдатели.

Нагрузку ЭМСП целесообразно определять как момент сил сопротивления, приведённый к ведущим колёсам ТС. Данная величина рассчитывается из выражения $J\dot{\omega} = M_t - M_r$, где J – момент инерции вращающихся частей ЭМСП; ω – угловая скорость вала ТЭД; M_t и M_r – крутящий электромагнитный момент ТЭД и момент сил сопротивления, оцениваемый при управлении. При этом задача сводится к нахождению M_r , которое обеспечивает нулевые значения фазовых координат $\Delta\omega$, минимизирует квадратичный функционал интегрального типа $I(x, U) = \int_0^\infty [r \cdot U^2 + \sum_{i=1}^2 q_i \cdot x_i^2] dt$. Выражение для закона оптимального управления гашением угловых колебаний имеет вид (3):

$$U^* = \mu_4 \cdot \mu_3 \cdot J \left[-x_1 + \frac{\mu_4 + \mu_3}{\mu_4 \cdot \mu_3} \cdot x_2 \right] \quad (3)$$

или при переходе к $\Delta\omega$, $u = \mu_4 \mu_3 J \left[-\int_0^t \Delta\omega dt + \frac{\mu_4 + \mu_3}{\mu_4 \mu_3} \Delta\omega \right]$ обеспечивает асимптотическую устойчивость системы, т.к. его корни лежат в левой полуплоскости.

На рисунке 7 представлены результаты ИМ работы метода оценки момента сопротивления при движении ТС. После затухания переходных процессов достигаются удовлетворительная точность и быстродействие оценки.

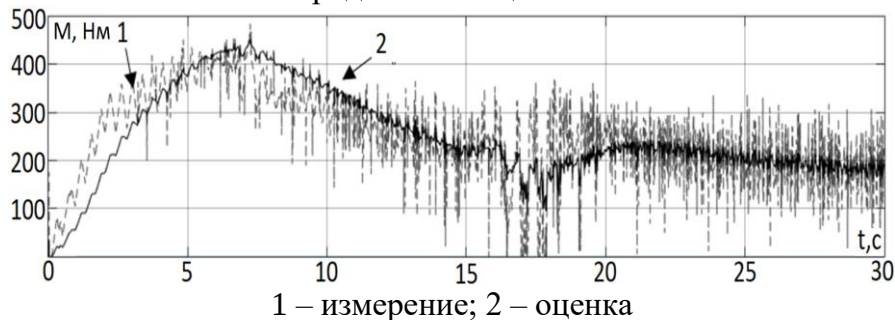


Рисунок 7 - Оценка момента сил сопротивления движению

Определяемые значения момента сопротивления необходимо соотносить с реализуемым крутящим электромагнитным моментом ТЭД, как главной фазовой координатой управления, оцениваемым с помощью энергетического метода на основе уравнения баланса мощности. Опыт проектирования, эксплуатации электрифицированных ТС показывает, что оценка, рассчитываемая ТАИН, не всегда точно соответствует запросу и реальному характеру изменения момента на валу. Поэтому электромагнитный момент ТЭД определяется $M_t(t) = \frac{P_{\text{акт}}(t) - P_{\text{потерь}}(t)}{\omega(t)}$.

Благоприятно на повышение энерговооружённости и снижение потерь сказывается соотношение главных размеров ТЭД по корпусу в диапазоне $D_k/L_k = 0,75 \dots 1$ (рисунок 6). Для обеспечения работы ТЭД в ЭМСП без перегревов в эксплуатации:

$N_{nom} \geq \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T N_i^2 dt}$. При этом длина активной части ТЭД определяется как $l_a = \frac{12000 N_{nom}}{\pi^2 d_a^2 n_{nom} B_{mp} A_p}$, где d_a – диаметр ротора, а размеры корпуса $L_k = (2,0 \dots 2,5) l_a$ и $D_k = (1,1 \dots 1,3) d_a$ (на основе расчётного моделирования и опыта проектирования).

На рисунке 8 представлено сравнение результатов ИМ работы указанного метода оценки мгновенного электромагнитного момента ТЭД при движении ТС с измеренной величиной. Полученные данные свидетельствуют об удовлетворительной точности и быстродействии.

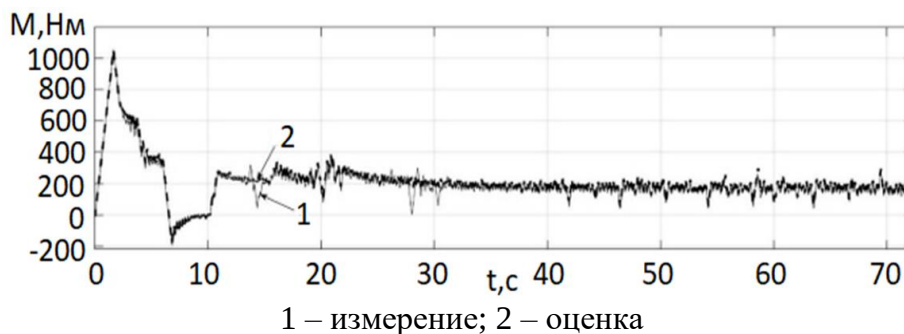


Рисунок 8 – Оценка электромагнитного момента

Необходимо иметь представление о характере взаимодействия колёс с опорным основанием. Особую значимость приобретает оценка его скольжения. Для тягового режима скольжение при буксовании определяется по признаку $dw_i = (\omega_i - \omega_i^T)/\omega_i^T$.

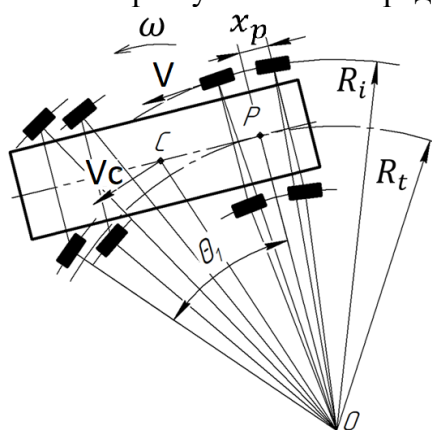


Рисунок 9 - Расчётная схема для определения dw_i

Для случая тормозного режима коэффициент скольжения определяется как $S_i = \frac{V_{Xki} - \omega_i r_k}{V_{Xki}}$, где ω_i – измеренная угловая скорость колеса; r_k – радиус качения колеса в свободном режиме.

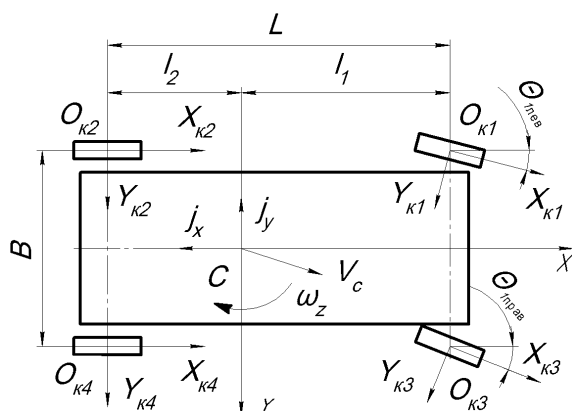


Рисунок 10 - Расчётная схема для определения S_i

Скорость центров колёс передней управляемой оси (рисунок 10) определяется:

$$V_{Xk1} = V_{CX} - \omega_z |CO_{k1}| \sin \alpha_1;$$

$$V_{Xk3} = V_{CX} + \omega_z |CO_{k3}| \sin \alpha_1;$$

$$\alpha_1 = \arctg \frac{B}{2l_1}, |CO_{k1,3}| = \sqrt{(l_1)^2 + \frac{B^2}{4}}.$$

Для неуправляемых колёс задней оси:

$$V_{Xk2} = V_{CX} - \omega_z |CO_{k2}| \sin \alpha_2;$$

$$V_{Xk4} = V_{CX} + \omega_z |CO_{k4}| \sin \alpha_2;$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{B}{2l_2}, |CO_{k2,4}| = \sqrt{(l_2)^2 + \frac{B^2}{4}}.$$

Проекция вектора линейной скорости центра тяжести ТС (далее ЦТ)

$$V_{CX} = V_{CX_0} + \int_0^t j_x dt + \int_0^t \omega_z V_{CY} dt;$$

$$V_{CY} = V_{CY_0} + \int_0^t j_y dt - \int_0^t \omega_z V_{CX} dt.$$

Проекции V_{CX_0} , V_{CY_0} вектора скорости ЦТ в момент нажатия педали тормоза определяются:

$$V_{CX_0} = \left| \frac{\omega_{1\text{лев}0} + \omega_{1\text{прав}0}}{2} r_{к0} \right| \cos \theta_1; \quad V_{CY_0} = \left| \frac{\omega_{1\text{лев}0} + \omega_{1\text{прав}0}}{2} r_{к0} \right| \sin \theta_1 - \omega_z l_1; \quad \theta_1 = \frac{\theta_{1\text{лев}} + \theta_{1\text{прав}}}{2},$$

где $\omega_{1\text{лев}0}$, $\omega_{1\text{прав}0}$ – угловые скорости; $\theta_{1\text{лев}}$, $\theta_{1\text{прав}}$ – углы поворота управляемых колёс в момент нажатия на педаль; ω_z – угловая скорость поворота ТС.

Масса ТС определяется на основе оценок реализуемого электромагнитного момента M_t , момента сил сопротивления приведённого к валу ТЭД M_r , текущего измерения продольного ускорения j_x и воздействия водителя на органы управления. Оценку массы M ТС можно провести по формуле $M = \frac{1}{j_x r_k} (\sum_{i=1}^2 M_{ti} - \sum_{j=1}^2 M_{rj})$. На рисунке 11 показана реализация оценки массы для различной степени загрузки.

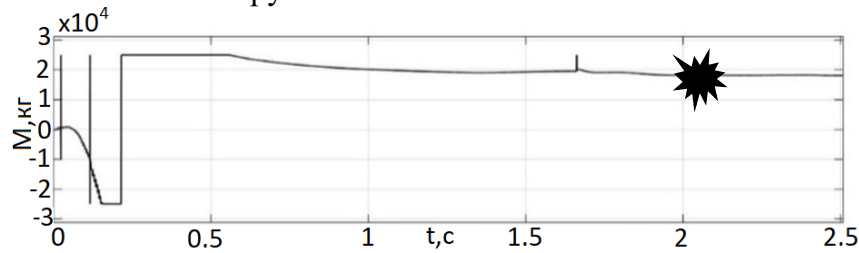


Рисунок 11 - Реализации оценки массы ТС

Анализ результатов ИМ показывает, что процесс оценки массы достигает сходимости не позднее чем через 2,5 секунды после начала движения. При этом относительная погрешность оценки составляет 2,3...6,7 %, что позволяет считать полученный результат удовлетворительным.

В **пятой главе** установлено, что в ЭМСП (рисунок 12) из-за высокой компактности и жёсткости конструкции возникают упругие резонансные колебания с малыми амплитудами и незначительными возмущающими воздействиями, которые не приводят к выходу из строя элементов (таблица 1). Других субгармонических, супергармонических и комбинационных резонансных режимов не наблюдается из-за малой фазовой нестабильности сил взаимодействия. В ЭМСП ввиду особенностей конструкции ТЭД имеются колебания (рисунок 13) вследствие периодического изменения в рабочем зазоре электромагнитных характеристик поля. Но данные колебания также имеют малую амплитуду возмущений.

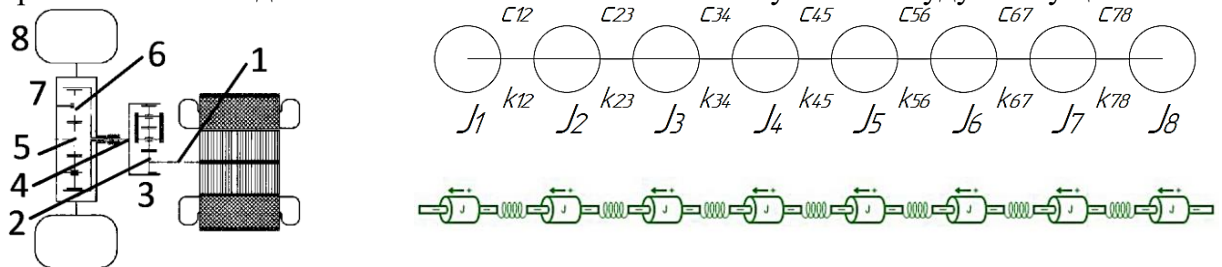


Рисунок 12 - Динамическая модель ЭМСП электробуса

Таблица 1 - Возмущающие воздействия и дополнительные напряжения

для $\omega_c = 26,36$ рад/с	$M_{\text{возм}}$, Нм (6 гармоника)	$\tau_{\text{доп}}$, МПа
1-2	3,569	0,723
2-3	21,163	1,183
3-4	80,381	0,363
4-5	11,016	0,757
5-6экв	80,399	1,638
6-7экв	393,114	10,986
7-8	406,795	-

Уменьшение колебаний вала ТЭД благоприятно сказывается на эффективности ЭМСП, что достигается также увеличением частоты ШИМ при улучшении электропитания и оптимизацией управления.

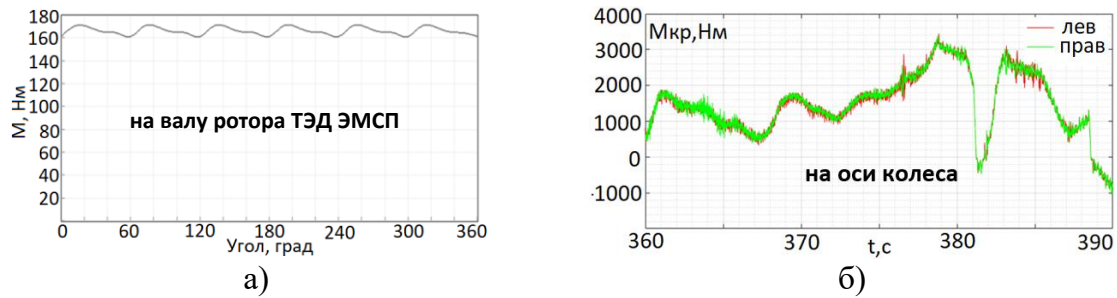


Рисунок 13 - Колебания крутящего момента: а) на валу ТЭД; б) на оси колеса

В ЭМСП при повышенном скольжении колёс возникают высокоинтенсивные колебания, характеризующиеся увеличением амплитуд вплоть до установления, в том числе с инверсией знака нагрузки (рисунок 14).

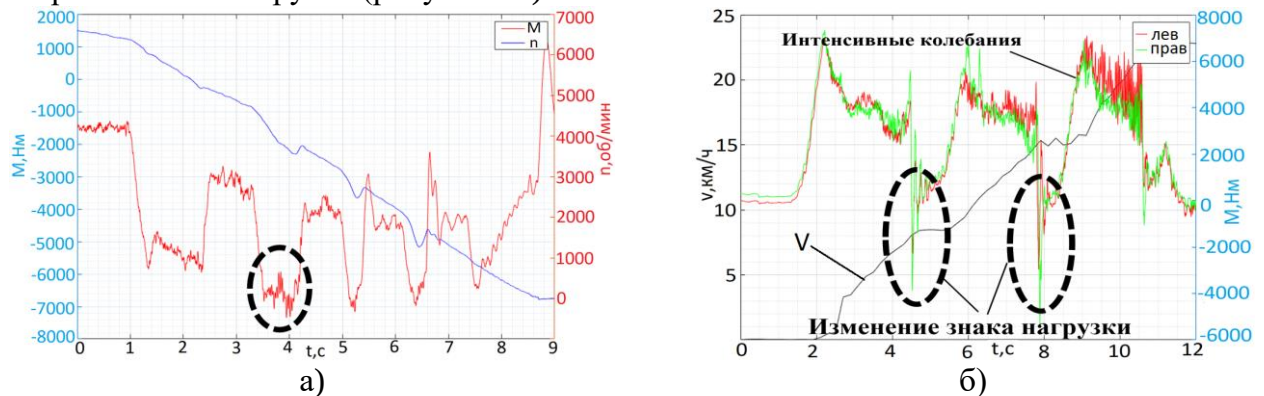
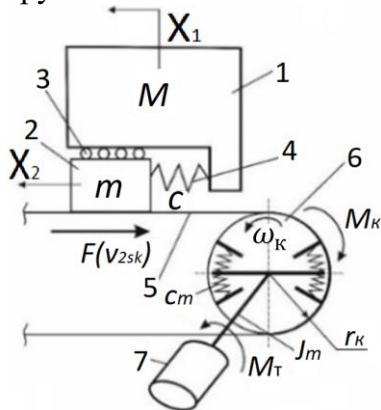


Рисунок 14 - Колебания момента в ЭМСП в эксплуатации: а) при разгоне; б) при торможении

На рисунке 15 представлена расчётная схема ЭМСП колёсного ТС, учитывающая поступательное вращательное движение тел с учётом их взаимодействия. Данная схема позволяет качественно анализировать высокоинтенсивные нелинейных колебания, характеризующиеся увеличением амплитуд возмущений, в том числе изменением знака нагрузки.



1 – масса M подрессоренных частей ТС, приходящаяся на колесо; 2 – масса m колеса; 3 – ролики; 4 – упругий элемент, характеризующий податливость шины в продольном направлении; 5 – опорное основание; 6 – вращающееся колесо; 7 – ротор ТЭД

Рисунок 15 - Расчётная схема взаимодействия колеса с эластичной шиной с недеформируемым опорным основанием

Для установления закономерностей возникновения указанных явлений в ЭМСП, описываемой системой уравнений с нелинейной правой частью $\begin{cases} \dot{y}_1 = f_1(y_1, y_2, \dots, y_n) \\ \dot{y}_2 = f_2(y_1, y_2, \dots, y_n) \end{cases}$ используется критерий Бендиксона (дивергенция) $Q = \sum_{i=1}^2 \frac{\partial f_i}{\partial y_i}$. Если на фазовой плоскости критерий меняет знак или вырождается в 0, то могут образовываться предельные циклы и замкнутые фазовые траектории, к которым может стремиться ЭМСП вплоть до установления автоколебаний. Если критерий $L = \frac{1}{16} \frac{\partial^3 f}{\partial y^3} + \frac{1}{16\omega} \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} < 0$, то имеет место «мягкий» режим, характеризующийся постепенным их возбуждением, а при $L > 0$ – «жёсткий» режим с резким увеличением возмущений.

Для случая частичного скольжения колеса сила взаимодействия с дорогой определяется как $F(V_{2sk}) = \mu(s)F_z$, где $\mu(s) = 2\mu_p s_p \left(\frac{s}{s_p^2} + s^2 \right)$ – коэффициент сцепления; s – скольжение; F_z – вертикальная реакция в зоне взаимодействия; μ_p, s_p – некоторые положительные константы (не требующие определения). Для случая полного скольжения – как многочлен пятой степени $F(V_{2sk}) = kV_{2sk}(1 - g_1 V_{2sk}^2 + g_2 V_{2sk}^4)$. На рисунке 16 показан общий вид зависимости коэффициента сцепления μ от скольжения колеса s на недеформируемом опорном основании.



Рисунок 16 - Зависимость коэффициента сцепления от скольжения колеса

С учётом принципа Штрибека выделяют 3 зоны скольжения шины: зона упругого скольжения

$0 < V < V_{21}$, зона скольжения вплоть до полного $V_{21} < V < V_{22}$ и зона при $V_{22} < V$.

Высокоинтенсивные колебания вплоть до установления автоколебаний возбуждаются при нахождении рабочей точки на падающем участке $V_{21} < V < V_{22}$ и движении к окрестности области $V_{22} < V$ и обратно.

$$g_1 = \frac{V_{21}^2 + V_{22}^2}{V_{21}^2 V_{22}^2}, g_2 = \frac{1}{5V_{21}^2 V_{22}^2},$$

$$15V_{21}^2 V_{22}^2 - 5(V_{21}^2 + V_{22}^2)V_{22}^2 + 3V_{22}^4 > 0,$$

$$5V_{21}^2 > V_{22}^2, g_1^2 - 4g_2 < 0.$$

Для ведущего режима качения для системы уравнений (4), описывающих движение тел в ЭМСП:

при частичном скольжении качения колеса:

- для вращательного и поступательного движения колеса $Q > 0$ предельные циклы и замкнутые фазовые траектории не образуются;
- для вращательного движения вала ТЭД и поступательного движения кузова $Q \equiv 0$ могут возникать высокоинтенсивные колебания, вплоть до установления автоколебаний.

при полном скольжении (буксовании):

- для поступательного перемещения кузова

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = V_1; \\ \dot{V}_1 = \frac{c}{M}(x_1 - x_2); \\ \dot{x}_2 = V_2; \\ \dot{V}_2 = \frac{1}{m}(F - cx_1 + cx_2); \\ \dot{\varphi}_k = \omega_k; \\ \dot{\omega}_k = \frac{1}{J_k}[c_m(\varphi_m - \varphi_k) - Fr_k + M_t U_{тр}]; \\ \dot{\varphi}_m = \omega_m; \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m}[-c_m(\varphi_m - \varphi_k) + M_t]. \end{array} \right. \quad (4)$$

и вращательного движения вала ТЭД, поскольку $Q \equiv 0$, можно сделать аналогичные выводы;

- для поступательного перемещения колеса величина Q определяется выражением:

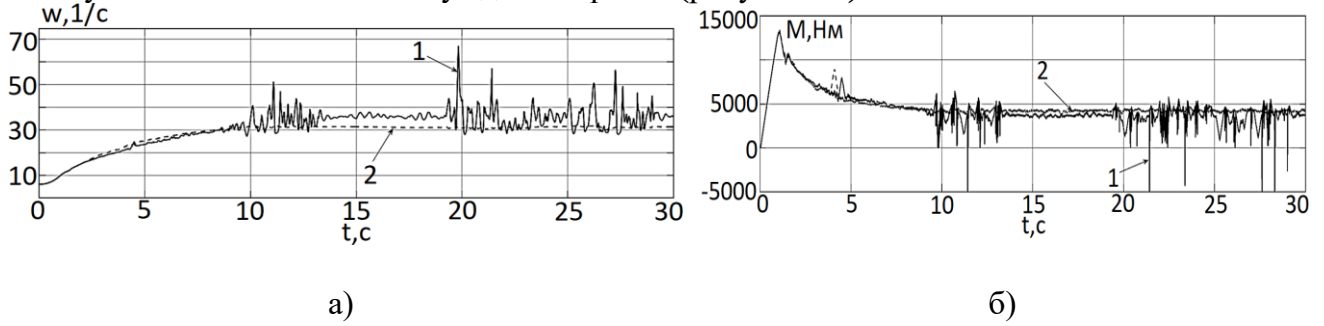
$Q = \frac{k}{m}[1 - 3g_1 V_{2sk}^2 + 5g_2 V_{2sk}^4]$. Поскольку Q знакопеременна, следовательно, могут возникать высокоинтенсивные колебания, вплоть до установления автоколебаний с «мягким» возбуждением, т.к. $L = \frac{1}{16} \left(\frac{6k}{m} g_1 - \frac{60k}{m} V_{2sk}^2 \right) + \frac{1}{16\omega} \left(\frac{6k}{m} g_1 V_{2sk} - \frac{20k}{m} V_{2sk}^3 \right) < 0$;

- для вращательного движения колеса величина Q определяется выражением:

$Q = -\frac{kr_{k0}^2}{J_k}[1 - 3g_1 V_{2sk}^2 + 5g_2 V_{2sk}^4]$. Поскольку Q знакопеременна, могут возникать высокоинтенсивные колебания, вплоть до установления автоколебаний с «мягким» возбуждением, т.к. $L = \frac{r_{k0}^3}{16} \left(\frac{6k}{m} g_1 - \frac{60k}{m} V_{2sk}^2 \right) + \frac{r_{k0}^2}{16\omega} \left(-\frac{6k}{m} g_1 V_{2sk} + \frac{20k}{m} V_{2sk}^3 \right) < 0$.

На реализациях угловых скоростей и крутящих моментов для ведущих колёс ТС, полученных при ИМ интенсивного разгона в повороте на скользком опорном основании ($\mu_s =$

0,35), видны высокоинтенсивные колебания, которые для внутреннего колеса имеют большую интенсивность и возбуждаются ранее (рисунок 17).



1 – левое; 2 – правое колесо

Рисунок 17 – Реализации при разгоне в повороте: а) угловых скоростей; б) крутящих моментов

Для тормозного режима качения имеют место 3 варианта торможения: рабочее торможение с помощью пневматической тормозной системы; рекуперативное - с помощью ТЭД; комплексное - при задействовании обеих систем.

При рекуперативном торможении и частичном скольжении, описываемом системой уравнений (5):

- для поступательного перемещения кузова и вращательного движения вала ТЭД $Q \equiv 0$, что создаёт предпосылки для возникновения высокоинтенсивные колебания, вплоть до установления автоколебаний;
- для поступательного перемещения колеса $Q > 0$, при котором исключается возможность возникновения явления.

- для вращательного движения колеса:

$$Q = \frac{1}{J_k} \left[2F_z r_{k0} s_p \mu_p \left(2 \left(\frac{V - \omega r_{k0}}{V} \right) \left(-\frac{r_{k0}}{V} \right) + \left(-\frac{r_{k0}}{V s_p^2} \right) \right) - (k - 2g_5 \omega_k + 4g_6 \omega_k^4) \right] \text{ знакопеременен, а}$$

$L = -\frac{1}{J_k} \left\{ \frac{3}{2} k g_6 \omega_k \right\} + \frac{1}{\omega_k J_k} \left\{ -\frac{1}{8} F_z r_{k0} s_p \mu_p \frac{2r_k^2}{V^2} + \frac{1}{8} k g_5 - \frac{3}{4} k g_6 \omega_k^2 \right\} < 0$, возникают предпосылки для развития высокоинтенсивных колебаний, вплоть до установления автоколебаний с «мягким» возбуждением.

При рабочем торможении и частичном скольжении, описываемом системой уравнений (6):

- для поступательного перемещения кузова и вращательного движения вала ТЭД $Q \equiv 0$, что позволяет сделать выводы, аналогичные результатам, полученным в предыдущем случае.
- для поступательного перемещения колеса $Q > 0$, при котором исключается возможность возникновения колебаний.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = V_1; \\ \dot{V}_1 = \frac{c}{M} (-x_1 + x_2); \\ \dot{x}_2 = V_2; \\ \dot{V}_2 = \frac{1}{m} (-F + c x_1 - c x_2); \\ \dot{\phi}_k = \omega_k; \\ \dot{\omega}_k = \frac{1}{J_k} [-c_m (\phi_m - \phi_k) + F r_k - M_k]; \\ \dot{\phi}_m = \omega_m; \\ \dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m} [c_m (\phi_m - \phi_k)]. \end{cases} \quad (6)$$

Для вращательного движения колеса величина Q определяется выражением:

$$Q = \frac{1}{J_K} \left[2F_Z r_{K0} s_p \mu_p \left(2 \left(\frac{V - \omega r_{K0}}{V} \right) \left(-\frac{r_{K0}}{V} \right) + \left(-\frac{r_{K0}}{V s_p^2} \right) \right) - (k - 2g_3 \omega_K + 4g_4 \omega_K^4) \right]. \quad \text{Поскольку} \quad Q$$

знакопеременен, а $L = -\frac{1}{J_K} \left\{ \frac{3}{2} k g_6 \omega_K \right\} + \frac{1}{\omega_K J_K} \left\{ -\frac{1}{8} F_Z r_{K0} s_p \mu_p \frac{2r_K^2}{V^2} + \frac{1}{8} k g_3 - \frac{3}{4} k g_4 \omega_K^2 \right\} < 0$, возникают предпосылки для развития высокоинтенсивных колебаний, вплоть до установления автоколебаний с «мягким» возбуждением.

При комплексном торможении и частичном скольжении для поступательного перемещения кузова и вращательного движения вала ТЭД выполняется условие $Q \equiv 0$, для вращательного движения колеса Q знакопеременен, при $L < 0$, для поступательного перемещения колеса $Q > 0$ что позволяет сделать выводы аналогичные выводы.

При полном скольжении колеса (блокировке), описываемом системой уравнений (7) в независимости от режима торможения возможно возникновение высокоинтенсивных колебаний, вплоть до установления автоколебаний для поступательного перемещения кузова, поскольку выполняется условие $Q \equiv 0$.

Для поступательного движения колеса

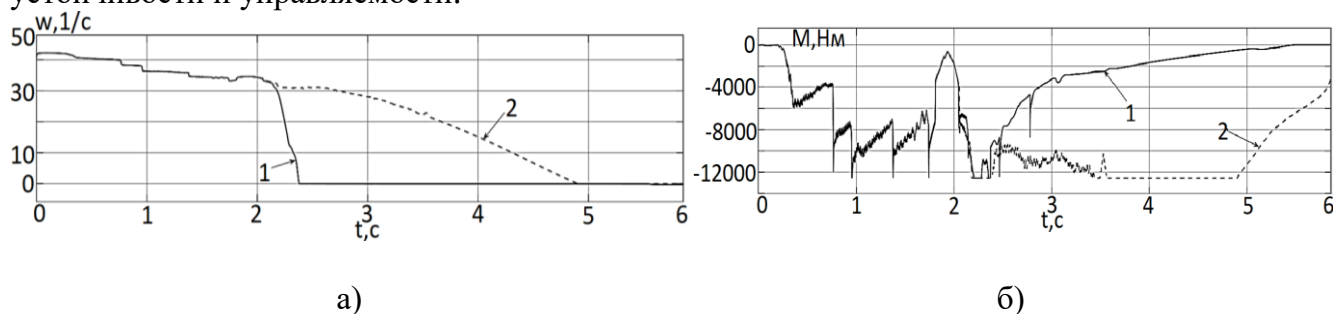
$$Q = \frac{1}{m} [-(1 - 3g_1 V_{2sk}^2 + 5g_2 V_{2sk}^4)] \text{ знакопеременен,}$$

$$а \quad L = \frac{1}{16} \left(-\frac{6k}{m} g_1 + \frac{60k}{m} V_{2sk}^2 \right) + \frac{1}{16\omega} \left(-\frac{6k}{m} g_1 V_{2sk} + \frac{20k}{m} V_{2sk}^3 \right) > 0,$$

при этом возникают предпосылки для развития высокоинтенсивных колебаний, вплоть до установления автоколебаний с «жёстким» возбуждением.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = V_1; \\ \dot{V}_1 = \frac{c}{M} (-x_1 + x_2); \\ \dot{x}_2 = V_2; \\ \dot{V}_2 = \frac{1}{m} (-F + cx_1 - cx_2). \end{cases} \quad (7)$$

На реализациях тормозных моментов на колёсах ТС, полученных ИМ интенсивного торможения при маневрировании на скользком опорном основании ($\mu_s = 0,35$), наблюдаются высокоинтенсивные колебания (рисунок 18). Также при моделировании отмечена потеря устойчивости и управляемости.



а)

б)

1 – левое; 2 – правое колесо

Рисунок 18 – Реализации при торможении в повороте: а) угловых скоростей; б) тормозных моментов

На рисунке 19 видны процессы возбуждения высокоинтенсивных колебаний при повышенном проскальзывании, в том числе с изменением знака крутящего момента. Интенсивность колебаний увеличивается с ростом скольжения. Данные процессы провоцируют колебания потребляемых и генерируемых ЭМСП токов, начинающиеся ранее чем механические. Это явление может быть полезным диагностическим признаком для повышения быстродействия и эффективности систем управления.

Период колебаний в ЭМСП изменяется в диапазоне от $T_{ст} = \frac{2\pi}{\sqrt{c_m/J_m}}$ до $T_{ст} = \frac{\pi}{\sqrt{c_m/J_m}} + \frac{2(R_1 - R_2)}{c_m \omega_K}$ (R_1, R_2 – сила трения покоя и сила трения скольжения) и зависит от степени скольжения.

Дополнительным фактором, усиливающим колебательность процесса, выступают колебания крутящего момента на валу ТЭД и нормальной нагрузки на колесо при его вертикальных перемещениях на неровностях, которая влияет на колебания сил в пятне контакта. При этом данные процессы могут синхронизироваться по частоте (рисунок 20).

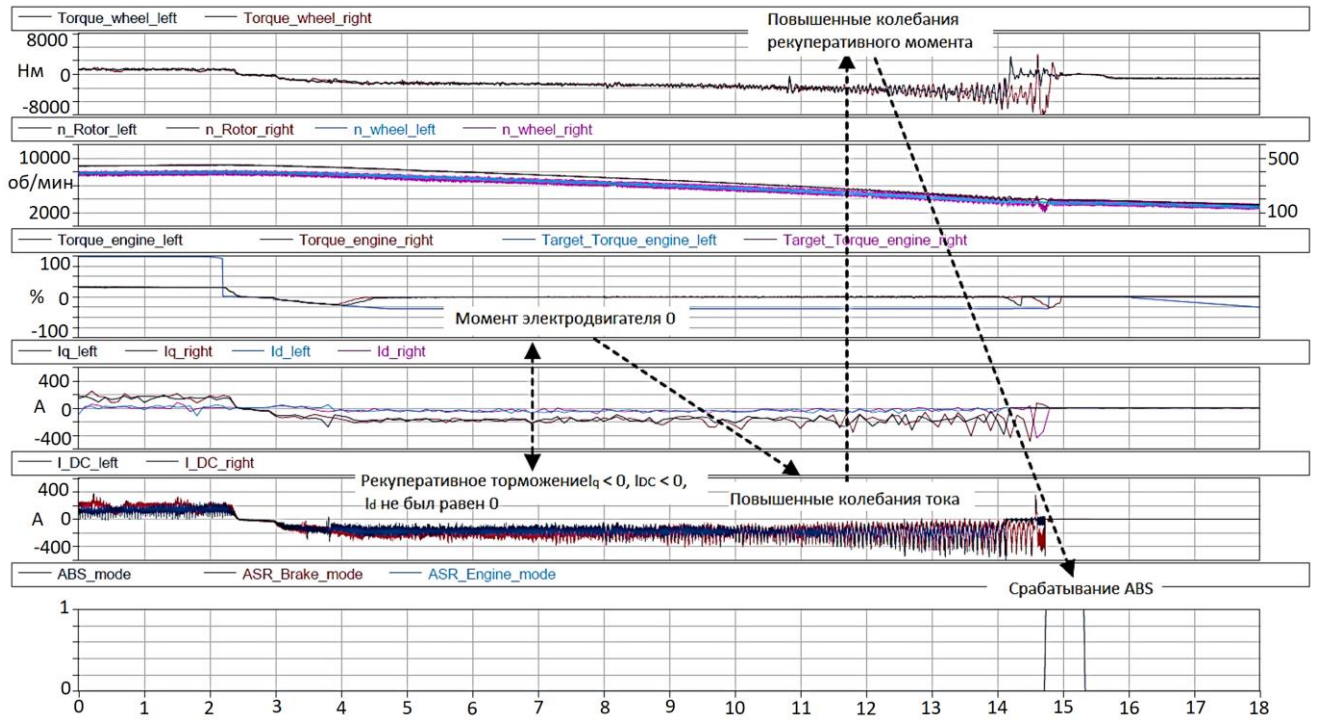


Рисунок 19 - Экспериментальная реализация при торможении

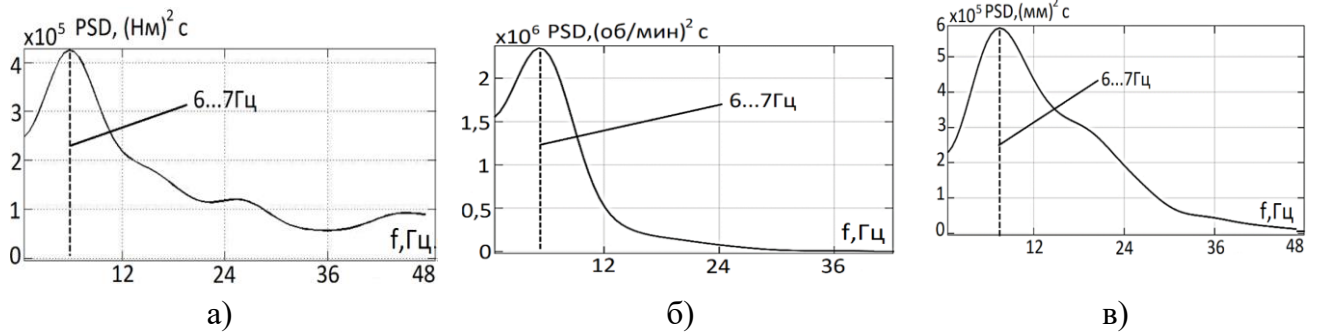


Рисунок 20 - Спектральные плотности: а) момента ТЭД; б) угловой скорости колеса; в) радиальной деформации шины

В **шестой главе** изложено научное обоснование принципа снижения динамической нагруженности, метода его реализующего основанного на подавлении в ЭМСП высокоинтенсивных колебаний, а также излагается его реализация.

Возбуждение высокоинтенсивных колебаний можно рассматривать как процесс потери устойчивости. Для их подавления имеются два метода: изменение фазовых соотношений или изменение энергетического баланса при выведении провоцирующей их энергии из ЭМСП. Последнее можно реализовать при управлении РП ЭМСП.

Высокоинтенсивные колебания возбуждаются для основных элементов ЭМСП: ТЭД и колесо, движение которых описывается уравнениями для фазовых координат ω_k , ω_m , φ_k , φ_m для ведущего режима (8):

Движение системы будет устойчивым, если она управляется с учётом функции Ляпунова $U = \frac{1}{2}(\varphi_k^2 + \omega_k^2 + \varphi_m^2 + \omega_m^2) > 0$, которая должна быть положительна, при условии что производная:

$$\frac{dU}{dt} = (\varphi_k \omega_k + \varphi_m \omega_m) + \left(\frac{\omega_k}{J_k} - \frac{\omega_m}{J_m} \right) [C_m(\varphi_m - \varphi_k) - K_w \omega_k] - \frac{\omega_k}{J_k} F r_k + \frac{\omega_m}{J_m} M_t \quad \text{отрицательна или обращается в 0.} \quad (8)$$

Для того, чтобы $A_s = \varphi_k \omega_k + \varphi_m \omega_m \leq 0$ и $D_s = \frac{\omega_m}{J_m} M_t \leq 0$, необходимо снижать M_t для уменьшения ω_k . Для подавления возбуждаемых высокоинтенсивных колебаний восстанавливающий момент должен быть меньше демпфирующего:

$$C_m(\varphi_m - \varphi_k) < K_w \omega_k.$$

Это достигается посредством введения в расчёт запрашиваемой уставки крутящего момента M_t дополнительного демпфирующего (диссипативного) момента «вязкого трения», выступающего в качестве управляющего фактора, т.е. $M_t - M_d$, определяемый по выражению (9):

$$M_d = K_w \omega_k f_{relay}, \quad (9)$$

где K_w - коэффициент демпфирования, причём $K_w \geq 2\sqrt{J_k C_m}$; f_{relay} - релейная функция исключает автоколебания в контуре управления (при увеличении скольжения $\geq 0,3$ активируется $f_{relay} = 1$ и при уменьшении скольжения $\leq 0,1$ деактивируется $f_{relay} = 0$).

Угловая жёсткость C_{mi} оценивается в процессе управления по выражению (10):

$$C_{mi} = \Delta M_{ti} / \Delta \varphi_{ki}, \quad (10)$$

где ΔM_t – приращение оценок моментов, полученных с помощью наблюдателя как $\Delta M_t = M_t(t_j) - M_t(t_{j-1})$;

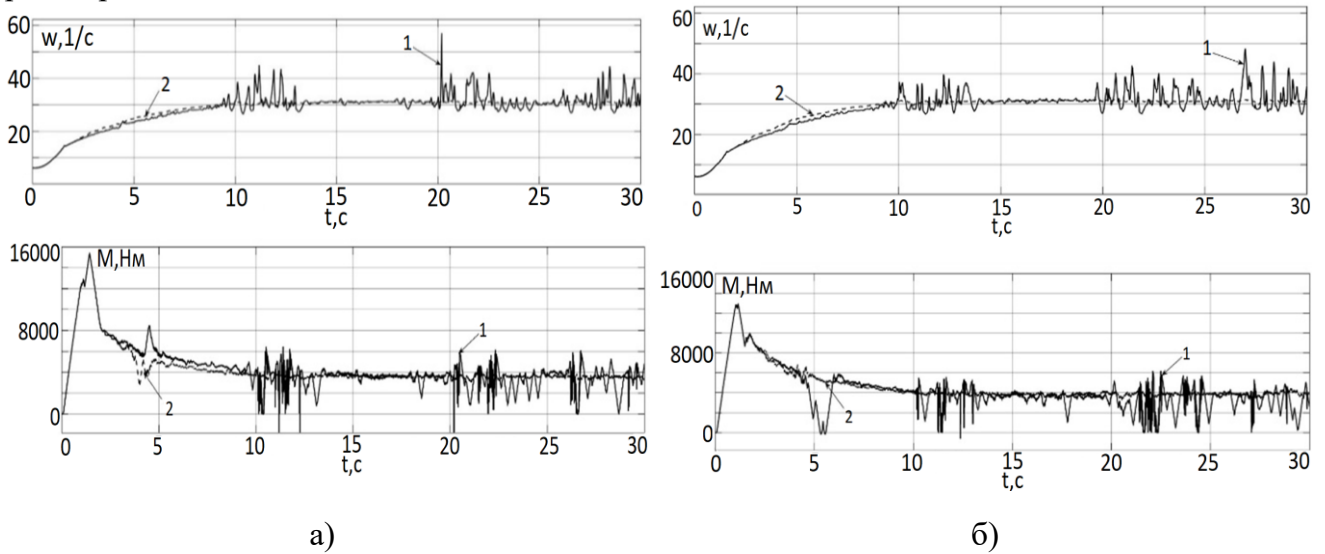
$\Delta \varphi_k$ – приращение угловой скорости, полученное с помощью сопоставления данных от датчиков колёсных скоростей и углового положения ротора: $\Delta \varphi_k = \varphi_k(t_j) - \varphi_k(t_{j-1})$.

Исследование эффективности и работоспособности метода проведено с помощью ИМ разгона исследуемого ТС в повороте при $\mu_s = 0,5$ (рисунок 13). Эффективность оценивается по критериям средних относительных уменьшений пиковых значений амплитуд угловой скорости $\varepsilon_{01}^\omega, \varepsilon_{02}^\omega$ и момента $\varepsilon_{01}^M, \varepsilon_{02}^M$, определяемым по выражениям (11):

$$\varepsilon_{01} = \frac{1}{k_{01}} \sum_{j=1}^{k_{01}} \frac{p_{j0} - p_{j1}}{p_{j0}} 100\% \text{ и } \varepsilon_{02} = \frac{1}{k_{02}} \sum_{j=1}^{k_{02}} \frac{p_{j0} - p_{j2}}{p_{j0}} 100\%, \quad (11)$$

где p_{j0}, p_{j1}, p_{j2} – j -ые пиковые парные значения реализации для ТС, неоснащённого системой регулирования крутящего момента (далее СРКМ), с обычной СРКМ и СРКМ с активным подавлением колебаний; $k_{01,02}$ – число парных пиков на реализациях.

Применение СРКМ с функцией подавления колебаний позволило снизить пиковые значения амплитуд колебаний по угловым скоростям на $\varepsilon_{01}^\omega = 15,5\%$ и $\varepsilon_{02}^\omega = 27,8\%$ для моментов $\varepsilon_{01}^M = 28,6\%$ и $\varepsilon_{02}^M = 66,7\%$, а также обеспечить устойчивое следование заданной траектории.



1 – внутреннее; 2 – внешнее колесо

Рисунок 21 - Реализации угловых скоростей и моментов на колёсах при разгоне:

а) ТС только с СРКМ; б) ТС с СРКМ и подавлением колебаний

Движение колеса и вала ТЭД в системе при рекуперативном торможении, описываемом системой (12), будет устойчивым, если управление осуществляется с учётом функции Ляпунова:

$$U = \frac{1}{2}(\varphi_k^2 + \omega_k^2 + \varphi_m^2 + \omega_m^2) > 0.$$

Для обеспечения устойчивости системы необходимо выполнение двух условий: положительность функции Ляпунова $U > 0$; неположительность производной $\frac{dU}{dt} \leq 0$.

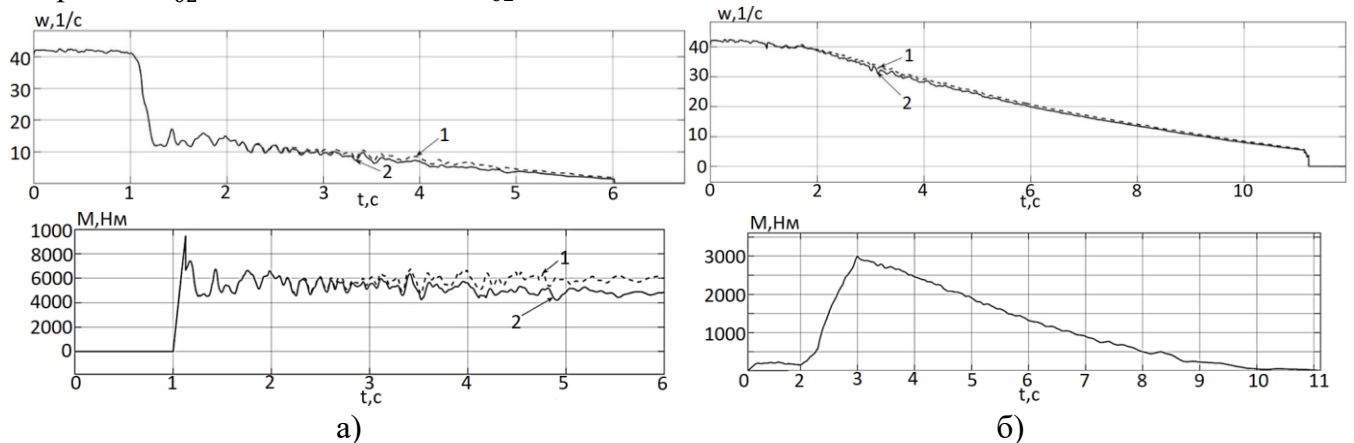
$$\frac{dU}{dt} = (\varphi_k \omega_k + \varphi_m \omega_m) + \left(\frac{\omega_m}{J_m} - \frac{\omega_k}{J_k}\right) [C_m(\varphi_m - \varphi_k) + K_w \omega_k] + \frac{\omega_k}{J_k} F r_k - \frac{\omega_m}{J_m} M_t \leq 0.$$

При отсутствии блокировки колёс должны выполняться следующие условия: согласование углов поворота ($\varphi_m \leq \varphi_k$) и $\left(\frac{\omega_m}{J_m} - \frac{\omega_k}{J_k}\right) ([C_m(\varphi_m - \varphi_k) + K_w \omega_k] - M_t) \leq 0$. Для обеспечения устойчивости движения в расчёт уставки тормозного момента M_t необходимо вводить величину демпфирующего (диссипативного) момента «вязкого трения» $M_d = K_w \omega_k f_{relay}$, который должен быть больше упругого момента $M_t \geq C_m(\varphi_m - \varphi_k) + K_w \omega_k$ и $|C_m(\varphi_m - \varphi_k)| < |K_w \omega_k|$. В предельном случае $\varphi_m = \varphi_k$, то $K_w \leq M_t / \omega_k$.

Для поступательного движения кузова при торможении положительность значений функции $U_x = \frac{1}{2}x_1^2 + \frac{1}{2}V_1^2 > 0$, и не положительность её производной $\frac{dU_x}{dt} = x_1 \left(1 - \frac{c}{M}\right) + \frac{c}{M}x_2$ выполняется при увеличении жёсткости связей опорно-ходового модуля с кузовом.

$\frac{x_1}{x_2} \left(1 - \frac{c}{M}\right) \leq -\frac{c}{M}$, а при малости и равенстве амплитуд колебаний $-\frac{c}{M-c} \geq 1$; $(M - c) < 0$.

ИМ проведена проверка эффективности и работоспособности метода управления при интенсивном рекуперативном торможении в повороте при $\mu_s = 0,35$ (рисунок 22). Оснащение системы регулирования рекуперативного момента (далее СРРМ) функцией подавления колебаний при интенсивном торможении на мокром асфальте снижает пиковые значения амплитуд для угловых скоростей на $\varepsilon_{02}^\omega = 98\%$ и моментов $\varepsilon_{02}^M = 81\%$, а на льду для угловых скоростей $\varepsilon_{02}^\omega = 80\%$ и моментов $\varepsilon_{02}^M = 96\%$ соответственно.



1 – внутреннее; 2 – внешнее колесо

Рисунок 22 – Реализации угловых скоростей и моментов на колёсах при торможении:
а) ТС только с СРРМ; б) ТС с СРРМ и подавлением колебаний

Для варианта только с СРРМ отмечена потеря управляемости и курсовой устойчивости ТС. В этом случае совершить манёвр «уклонение» не представляется возможным, что может привести к аварийной ситуации.

При оснащении СРРМ функциями подавления высокоинтенсивных колебаний происходит увеличение тормозного пути, которое водитель в случае необходимости

(аварийное торможение) может компенсировать задействованием рабочей тормозной системы при нажатии на педаль тормоза.

На рисунке 23 представлена блок-схема функционирования метода подавления колебаний в ЭМСП, последовательность работы которого указана выше.



Рисунок 23 - Блок-схема алгоритма подавления колебаний

В седьмой главе излагается научное обоснование принципа повышения энергоэффективности при уменьшении удельного расхода энергии, теоретические основы и реализация метода управления РП ЭМСП, позволяющего уменьшить потери и увеличить рекуперацию энергии, а также снизить динамическую нагруженность ЭМСП при переходе между режимами. Метод включает систему принципов и закономерностей установления границ режимов движения и зависимостей крутящего момента для обеспечения плавного перехода между режимами при нулевой скорости изменения момента и реализации траектории движения изображающей точки в областях с наибольшим КПД и минимизации нарастания удельного усилия с целью исключения возбуждения колебаний.

Метод включает систему принципов и закономерностей установления границ режимов движения и зависимостей крутящего момента для обеспечения плавного перехода между режимами при нулевой скорости изменения момента в окрестностях области и реализации траектории движения изображающей точки в областях с наибольшим КПД и минимизации нарастания удельного усилия с целью исключения возбуждения колебаний. Для снижения расхода энергии необходимо обеспечить движение ТС на выбеге и реализовать все эксплуатационные замедления за счёт рекуперативного торможения через управление РП в ЭМСП с использованием только педали хода (однопедальное управление). Расположение границ режимов и вид зависимости уставки крутящего момента, реализуемой управлением, показан на рисунке 24.

Положение границы перехода к тяговому режиму рассчитывается по выражению (13)

$$h_{dr_u} = \frac{\left(Mg \left[f_0 \left(\frac{v}{v_0} \right)^{0,1} \cos \alpha + \sin \alpha \right] + c_x F_{\text{лоб}} \rho \frac{v^2}{2} \right) r_{k0}}{M_{\max}(\omega)} \quad (13)$$

Переход к рекуперативному торможению определяется как $h_{dr_d} = h_{dr_u} - d \left(\frac{v}{v_{\max}} \right)$. Для исключения колебаний вала ТЭД, устранения переключений и динамических ударов в зубчатом зацеплении переход границ h_{dr_u} или h_{dr_d} в окрестностях области нулевого значения углового ускорения ($\dot{\omega}_m = 0$) должен проходить при нулевой скорости изменения уставки крутящего момента и иметь асимптоту $\dot{M}_t = 0$ и $\dot{t} = 0$.

Значение уставки максимального рекуперативного момента τ_{pm} и уставки после которой доступны все тяговые возможности τ_{am} рассчитывается по выражениям с учётом количества ТЭД n_b (14):

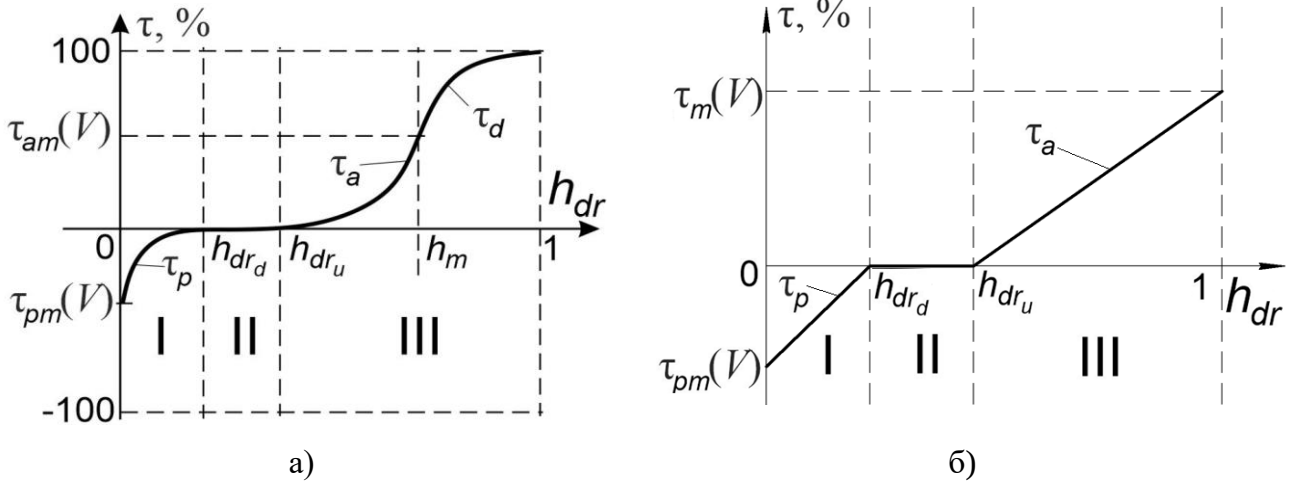
$$\begin{aligned} \tau_{pm} &= \frac{r_{k0}}{M_{\max}(\omega) n_b} \left[-a_x M - Mg f_0 \left(\frac{v}{v_0} \right)^{0,1} - c_x F_{\text{лоб}} \rho \frac{v^2}{2} \right]; \\ \tau_{am} &= \frac{r_{k0}}{M_{\max}(\omega) n_b} \left[a_x M - Mg f_0 \left(\frac{v}{v_0} \right)^{0,1} - c_x F_{\text{лоб}} \rho \frac{v^2}{2} \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

При рекуперативном торможении уставка рассчитывается по выражению (15):

$$\tau_p = a \left(\frac{h_{dr}}{h_{dr_d}} \right)^2 + b \left(\frac{h_{dr}}{h_{dr_d}} \right) + c. \quad (15)$$

где $a = \tau_{pm}$; $b = -2\tau_{pm} - z$; $c = \tau_{pm}$; $z = 0,03$ – величина уставки рекуперативного момента при движении по инерции для исключения колебаний вала ТЭД.

На рисунке 25 приведена блок-схема однопедального управления РП ЭМСП, а также их графические зависимости.



I – рекуперативное торможение; II – движение по инерции; III – тяговый режим;
 $\tau_{pm}(V)$ – максимальное значение рекуперативного момента; $\tau_{am}(V)$ – максимальное значение тягового момента; $h_m(V)$ – положение педали хода, при котором становится доступным запрос максимального тягового момента

Рисунок 24 - Зависимости уставки момента ТЭД: а) S-образная; б) монотонная

Положение педали хода, после которого доступны максимальные тяговые возможности, при этом определяется как $h_m = h_{dr_u} + q \cdot (1 - h_{dr_u})$.

Уставка для зоны $h_{dr_u} < h_{dr} \leq h_m$ определяется по выражению (16):

$$\tau_a = d \left(\frac{h_{dr}}{h_{dr_u}} \right)^n + e \left(\frac{h_{dr}}{h_{dr_u}} \right) + f, \quad (16)$$

где $d = (\tau_{am} + z) / \left(\left(\frac{h_m}{h_{dr_u}} \right)^n - n \left(\frac{h_m}{h_{dr_u}} \right) + (n - 1) \right)$; $e = -n \cdot d$; $f = -d - e - z$.

Уставка для зоны, в которой доступны максимальные тяговые свойства $h_m < h_{dr} \leq 1$, рассчитывается по выражению (17):

$$\tau_d = kh_{dr}^2 + lh_{dr} + m, \quad (17)$$

где с учётом нулевой скорости изменения момента $k = \frac{\tau_{am}-1}{(h_m-1)^2}$; $l = -2k$; $m = 1 - l - k$.

Метод обеспечивает переход между рабочими точками (т.1, крив. А → т.3, крив. Б) по закону, реализующему движение изображающей точки в области с наиболее высоким КПД (рисунок 26) и минимизацию нарастания удельного тягового крутящего момента $J(h)$

$$J(h) = \int_0^{\omega_1} \sqrt{1 + \left(\frac{dM}{d\omega} \right)^2} / \omega.$$

Траекторию аппроксимируем прямой $M^* = k\omega^* + b$, где $k = \frac{M_B^*(\omega_2^*, h_{dr_2}) - M_B^*(\omega_1^*, h_{dr_2})}{\omega_2^* - \omega_1^*}$ и $b = M_B^*(\omega_1^*, h_{dr_2}) - k\omega_1^*$. Уравнение семейства кривых оптимального перехода в координатах (M^*, ω^*) имеет вид $(M^* - c_2)^2 + (\omega^*)^2 = \frac{1}{c_1^2}$, где $c_2^2 = \frac{1}{c_1^2}$. При выполнении условия трансверсальности на правом конце траектории получаем значение $M^* = (1 - \sqrt{2})\omega^*$.

При этом закон управления имеет вид (18):

$$h_{dr} = \frac{\sqrt{2}-1}{M_{max}(\omega)} \omega - \frac{\sqrt{2}-1}{M_{max}(\omega)} \omega_0. \quad (18)$$

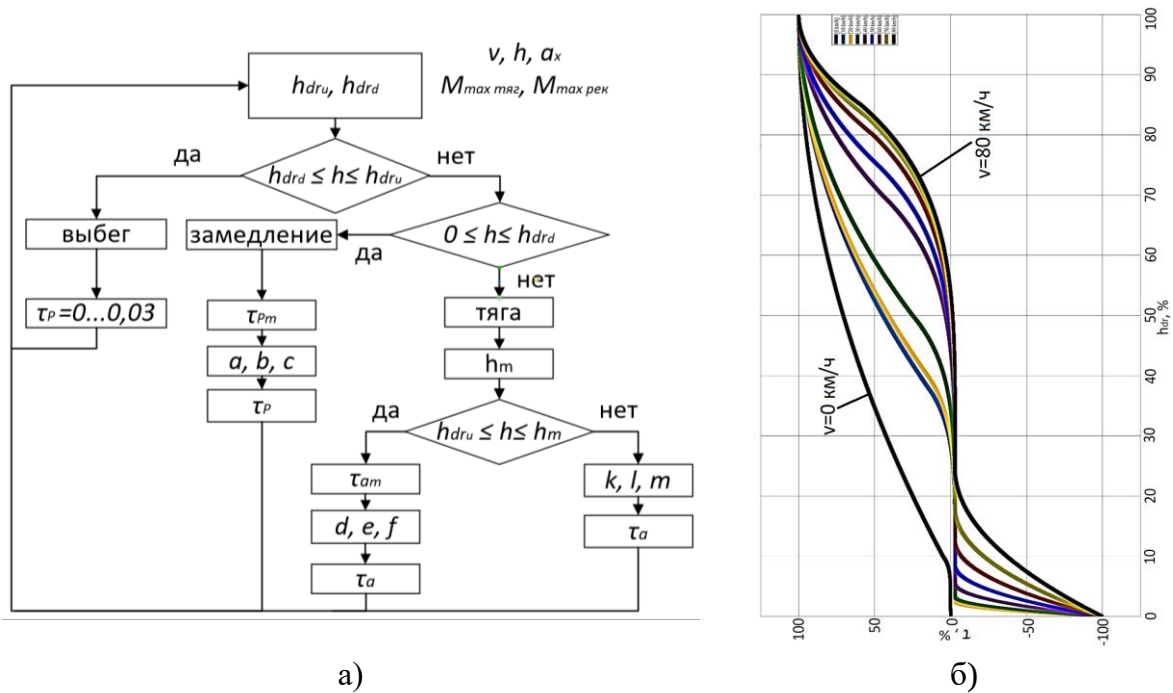


Рисунок 25 – Однопедальное управление ЭМСП: а) блок-схема; б) зависимости момента

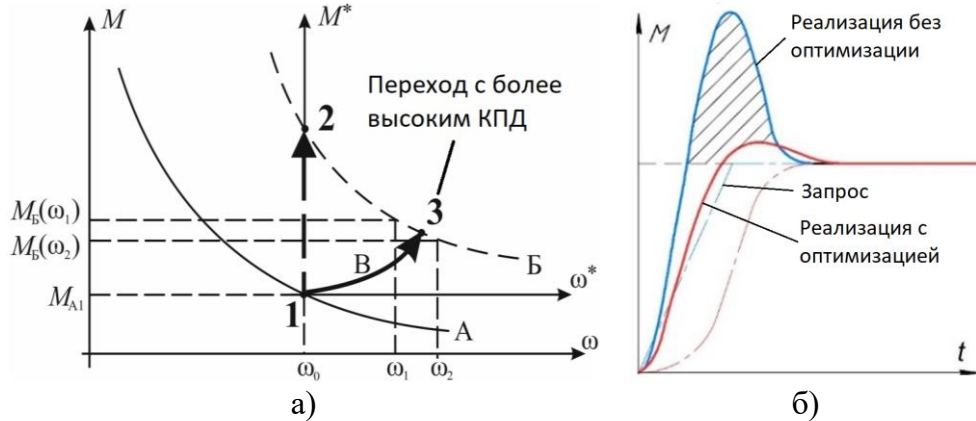
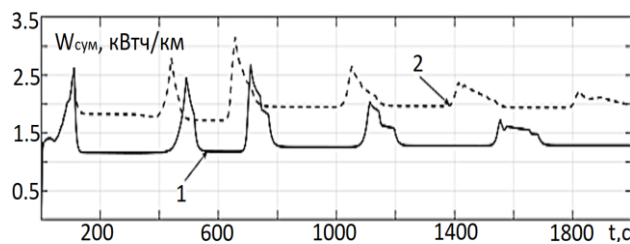


Рисунок 26 - Принцип формирования уставки момента: а) пролегание траектории в области наибольшего КПД; б) минимизация нарастания удельного усилия

Методами сравнительного ИМ установлена работоспособность однопедального метода управления. Его применение позволяет реализовать рекуперацию до 35% затрачиваемой энергии на движение в городских условиях (рисунок 27) и до 10% при движении по шоссе за счёт повышения среднего КПД ЭМСП на 4,5%. При этом диапазоны изменения моментов на колёсах идентичны, диапазон использования педали хода более рациональный и равномерный: расширяется до 50% в городских условиях и до 60% при движении по шоссе; уменьшается количество нажатий на педаль хода. Не зафиксировано воздействие на педаль тормоза, при этом минимизируются затраты энергии на привод агрегатов тормозной системы.



1 – с однопедальным; 2 – с классическим управлением
Рисунок 27 - Затрачиваемая удельная энергия в городском цикле

В **восьмой главе** обосновываются и формулируются задачи, программа сравнительных экспериментальных исследований эффективности и работоспособности метода управления ЭМСП, позволяющего подавлять высокоинтенсивных колебаний. ТС дополнительно оснащалось измерительным оборудованием (рисунок 28).

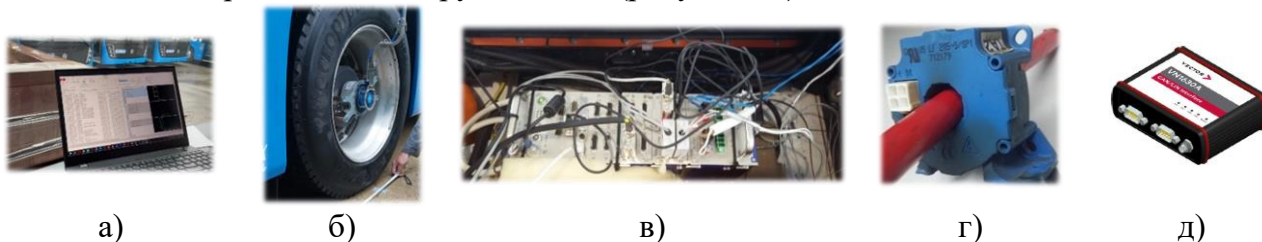
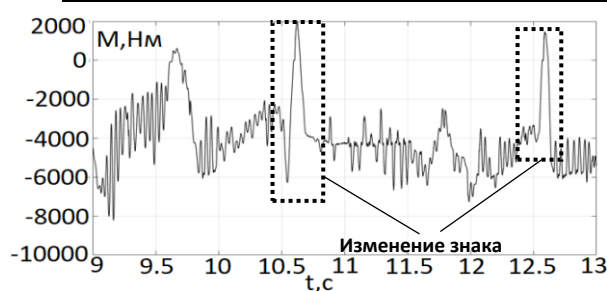


Рисунок 28 - Измерительное оборудование: а) ЭВМ с ПО для визуализации и записи данных с CAN шины; б) тензометрические колёса; в) система сбора данных; г) датчики тока; д) CAN адаптер для считывания данных с CAN шины

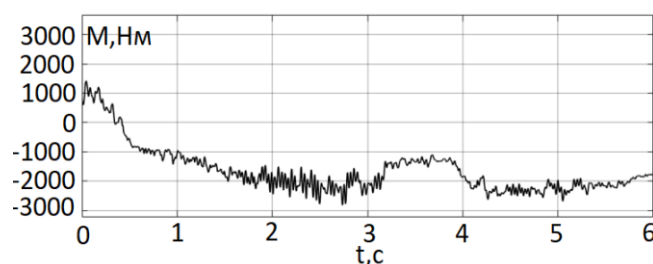
На рисунке 29 приведена одна из реализаций интенсивного замедления, а на рисунке 30 - интенсивного разгона. На рисунке 31 приведены реализации потребляемого ЭМСП тока. Результаты эксперимента приведённые в таблице 2 показывают эффективность метода.

Таблица 2 - Результаты эксперимента

		Без подавления		С подавлением	
		Осреднён.	Максимал.	Осреднён.	Максимал.
Торможение	$M_k, \text{Нм}$	1850...2500	6000...8500	500...750	1000...1500
	$\varepsilon_{02}^M, \%$	-		70	82
	$\varepsilon_{02}^{\Delta M}, \%$			75	
Разгон	$M_k, \text{Нм}$	1400...2100	7000...10000	700...950	1000...1500
	$I_{DC}, \text{А}$	до 150		50...70	
	$\Delta I_{DC}, \text{А/с}$	1500...3000		500...1000	
	$\varepsilon_{02}^M, \%$	-		57	82
	$\varepsilon_{02}^{\Delta M}, \%$			72	
	$\varepsilon_{02}^I, \%$			53	
	$\varepsilon_{02}^{\Delta I}, \%$			73	



а)



б)

Рисунок 29 – Реализации рекуперативного момент на колесе и частоты вращения ТЭД при торможении: а) для ТС, не оснащённого функцией подавления; б) для ТС, оснащённого функцией подавления

На рисунок 32 показаны реализации частоты вращения колеса и момента ТЭД при старте ТС на подъёме 3% с сухим покрытием. При активации алгоритма подавления колебаний наблюдается снижение амплитуды угловой скорости роторов ТЭД до 8 раз; колебания моментов при этом полностью подавлены. Это привело к повышению эффективности работы системы помощи на подъёме, т.к. откат уменьшился до 15%.

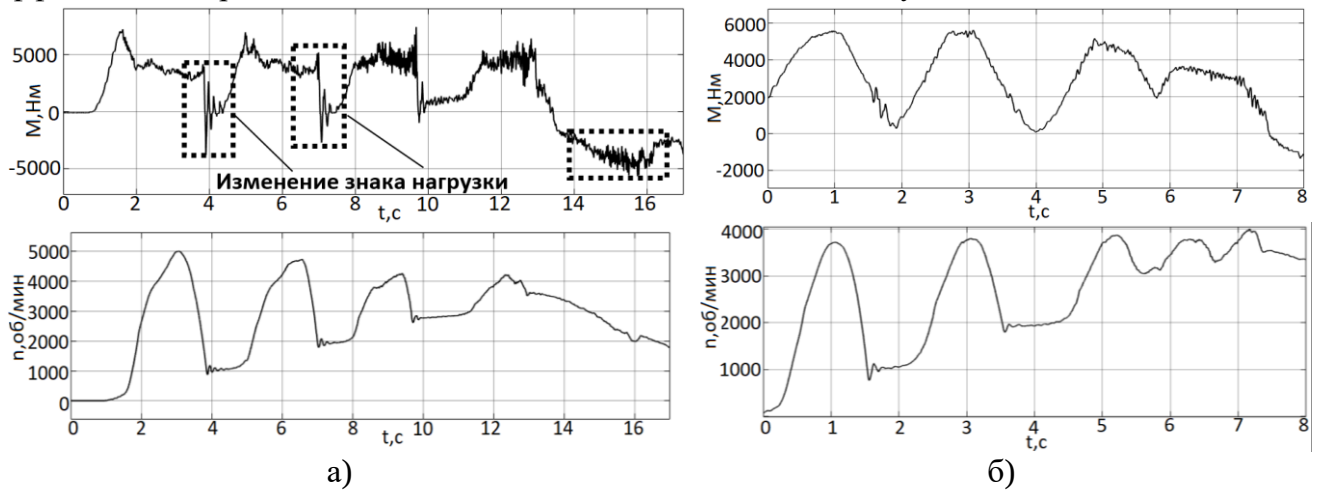


Рисунок 30 – Реализации крутящего момента на колесе и частоты вращения ТЭД при разгоне: а) для ТС, не оснащённого функцией подавления; б) для ТС, оснащённого функцией подавления

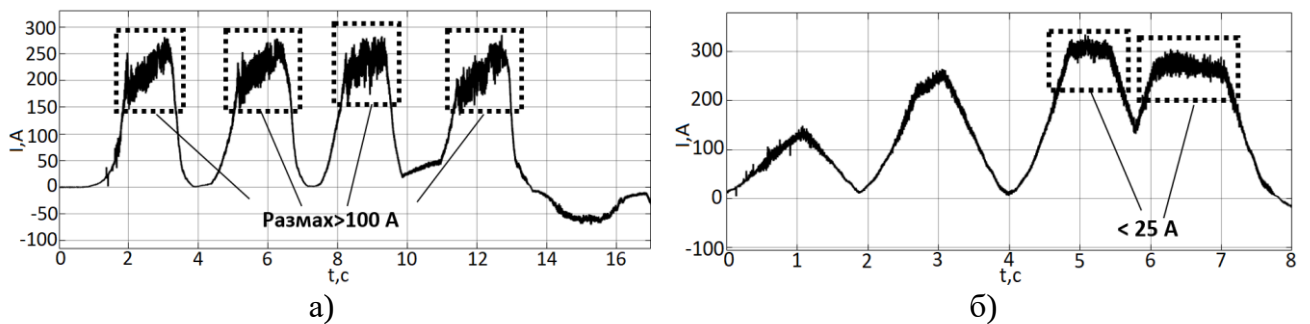


Рисунок 31 - Ток потребляемый ЭМСП ТС: а) не оснащённого функцией подавления; б) оснащённого функцией подавления

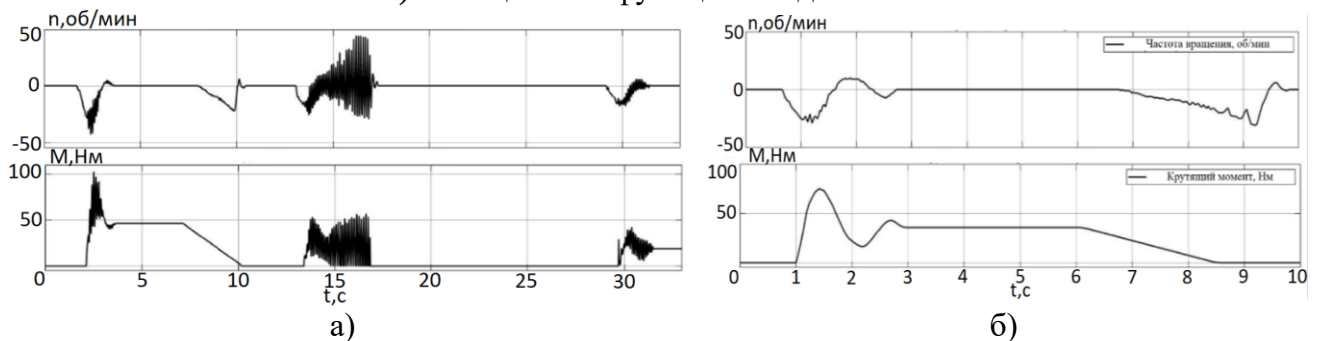


Рисунок 32 - Реализации частот вращения колёс и момента ТЭД при старте на подъёме: а) ТС, не оснащённое функцией подавления; б) ТС, оснащённое функцией подавления

В девятой главе обосновываются и формулируются цели и задачи экспериментального исследования эффективности и работоспособности метода однопедального управления. Эксперимент заключался в сравнительных заездах ТС с классическим управлением и однопедальным в условиях, приближенных к эксплуатационным: имитация дорожных ситуаций (А, таблица 3), движение с переменной скоростью (Б, таблица 3), а также движение в смешанном режиме (В, таблица 3).

На реализациях процесса движения ТС (рисунок 33) при классическом управлении одновременно задействуются пневматическое и рекуперативное торможение. Это приводит к снижению рекуперативного тока и, как следствие, уменьшению объёма возвращаемой энергии (рисунок 34).

Применение однопедального управления обеспечивает полный отказ от задействования пневматической системы в процессе эксплуатации. Это позволяет сохранить ресурс её агрегатов, снизить удельный расход энергии, затрачиваемый на привод её агрегатов (включая компрессор), до 0,03 кВт·ч/км, что подтверждено статистической обработкой эксплуатационных данных.

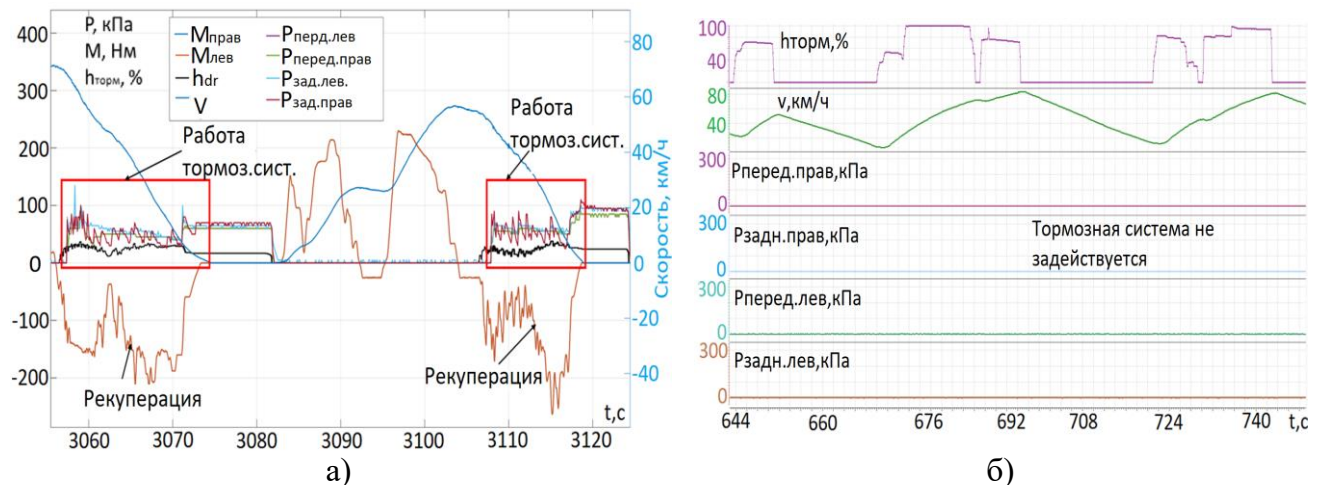
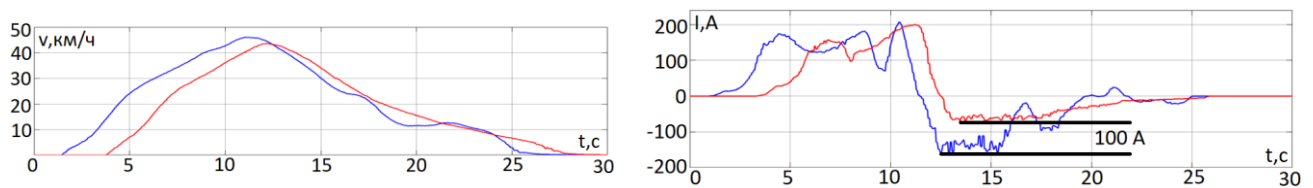


Рисунок 33 - Движение ТС (фрагменты): а) классическое; б) однопедальное управление



— классическое управление; — однопедальное управление (фрагменты)

Рисунок 34 – Разгон и торможение ТС: а) скорость; б) ток

В ходе экспериментов установлено, что применение однопедального управления позволяет снизить удельный расход энергии на 12% (таблица 3, рисунок 35) по сравнению с классическим управлением. При этом осреднённый ток разряда на 30% меньше, значение осреднённого тока рекуперации на 20% выше, а максимального ток на 45%, а значений рекуперативного момента на 8%, а максимального на 35%.

Важным является соотношение энергии, запасаемой при рекуперации E_3 , к расходуемой энергии $E_{общ}$, определяемое как $E_3/E_{общ} = E_3 \cdot 100\%/E_{общ}$. Относительная эффективность рассчитывается как $\Delta W_p = \frac{W_{p2} - W_p}{W_p} \cdot 100\%$.

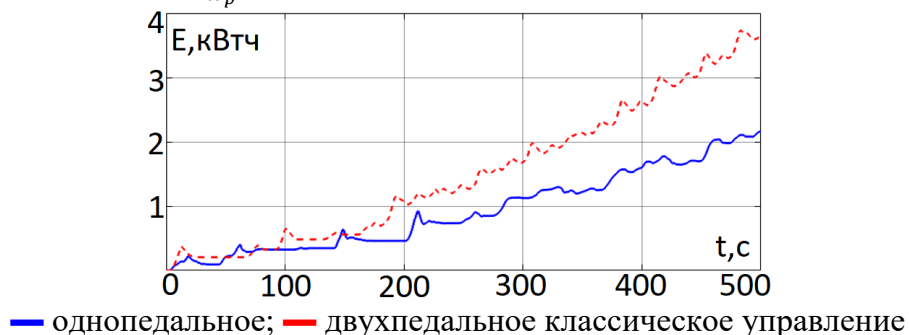


Рисунок 35 - Расход энергии на движение ТС
Таблица 3 - Результаты эксперимента

Режим/заезд		А	Б	В	
Классич.	W_{p2} , кВт·ч/км	1,20	0,97	0,99	
	$E_3/E_{общ}$, %	29,95	28,58	28,7	
Однопедальное	№1	W_p , кВт·ч/км	1,06	0,90	0,92
		$E_3/E_{общ}$, %	32,77	30,72	30,94
		ΔW_p , %	12,14	6,97	7,23
	№2	W_p , кВт·ч/км	1,06	0,91	0,91
		$E_3/E_{общ}$, %	32,36	30,64	27,09
		ΔW_p , %	11,80	6,97	7,73
	№3	W_p , кВт·ч/км	1,07	0,91	0,91
		$E_3/E_{общ}$, %	31,32	30,58	31,93
		ΔW_p , %	11,42	5,86	8,14
	№4	W_p , кВт·ч/км	1,20	0,91	0,92
		$E_3/E_{общ}$, %	31,82	30,59	31,28
		ΔW_p , %	8,82	6,56	7,25

Применение однопедального управления по S-образному закону исключает ударные перекладки зубьев в пределах зазора - в отличие от классического управления. Это подтверждается реализациями частот вращения вала ТЭД при нажатии и отпускании педали хода (рисунок 36).

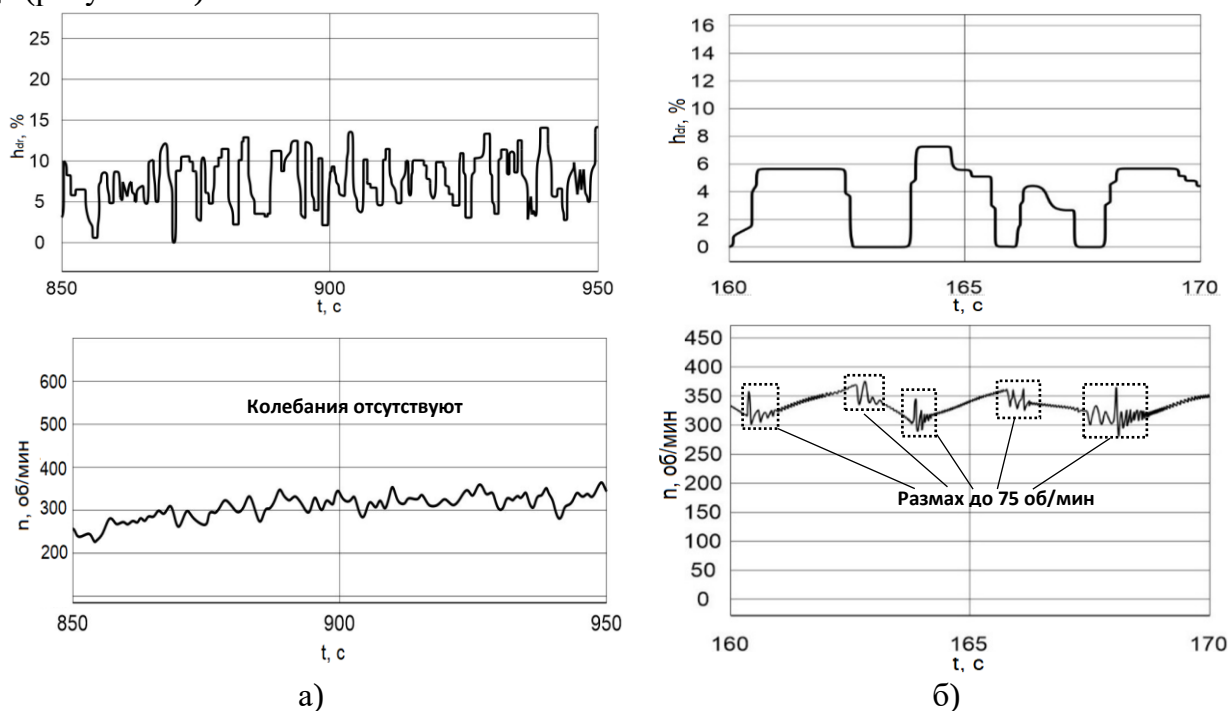


Рисунок 36 - Реализации положения педали хода h_{dr} и частот вращения n валов ротора ТЭД: а) S-образная зависимость; б) монотонная зависимость

Запрашиваемый момент M_i с учётом положения педали h_{dr_i} , определяющего уставку τ_i , демпфирующего момента M_{di} , корректирующих управляющих сигналов от СРКМ $h_{СРКМ}$, и СРРМ $h_{СРРМ}$ и системы курсовой устойчивости $h_{ЕСР_i}$ определяется по выражению $M_i = \tau_i h_{dr_i} h_{СРКМ_i} h_{СРРМ_i} h_{ЕСР_i} M_{dr_i} + M_{di}$, (где M_{dr_i} – максимальный момент ТЭД с учётом ω).

Сочетание научно обоснованных принципов и методов их реализующих при управлении РП ЭМСП (рисунок 37), повышает комплексную эффективность ТС: снижает потери энергии и увеличивает её рекуперацию, а также уменьшает динамическую

нагруженность за счёт поддержания устойчивости движения тел и предотвращения зарождения высокоинтенсивных колебаний, улучшает плавность и комфортабельность движения ТС.

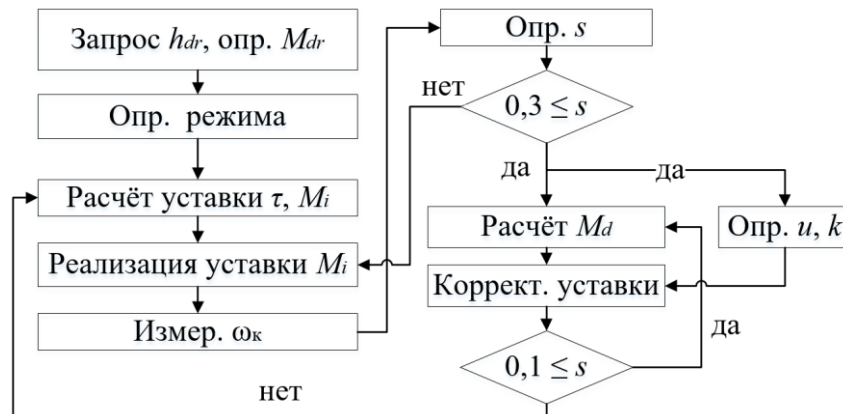


Рисунок 37 - Общая схема управления ЭМСП ТС

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана и валидирована ММ системы «колёсное ТС с ЭМСП – окружающая среда», позволяющая исследовать параметры пространственного движения, характеристики и закономерности РП в системе «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога», а также отлаживать методы управления, анализируя их влияние на эксплуатационные свойства ТС.

2. Научно обоснованы и разработаны принципы и методика определения требуемых технических характеристик агрегатов ЭМСП, обеспечивающих повышение комплексной эффективности ТС. Они заключаются в обобщении и статистическом анализе эксплуатационных данных при определении наиболее вероятных, эквивалентных условий движения (эквивалентный маршрут) и их сопоставлении с особенностями конструкции, управления агрегатами ЭМСП и результатами математического моделирования, с учётом конструктивных ограничений.

Принципы включают определение внешней механической характеристики ЭМСП, параметров номинального режима работы и расположения области максимального КПД с учётом условий эксплуатации таким образом, чтобы наиболее вероятные режимы движения ТС приходились на область максимального КПД ЭМСП. Для исследуемого ТС это достигается за счёт применения синхронного ТЭД с явнополюсным ротором, имеющим возбуждение от редкоземельных постоянных магнитов, асимметричную магнитную систему и реактивную составляющую крутящего момента (IPM). Определение номинальной частоты вращения ТЭД для увеличения энерговооружённости и эффективности необходимо осуществлять, исходя из соотношения $n_{nom} = \frac{n_{max}}{2...3}$ и соответствия наиболее вероятному скоростному диапазону движения ТС.

Принципы также включают оценку параметров механических передач как неотъемлемой части ЭМСП, а также их влияние на характеристики энергоэффективности, удельной тяго- и энерговооружённости. Применение механических трансмиссий повышает энерговооружённость ЭМСП и позволяет снизить потери энергии посредством снижения потерь в ТЭД, связанных с сопротивлением протеканию тока. Многоскоростные трансмиссии повышают эффективность до 7%, а переключение в диапазоне скоростей, соответствующем перекрытию динамических характеристик, снижает потери до 4% за счёт работы ТЭД в области с наиболее высоким КПД. Установлено, что для сохранения высокой энерговооружённости агрегатов ЭМСП при минимизации затрат на освоение производства степень точности зубчатой передачи должна быть не выше 6, а максимальная частота вращения - не более 11000 об/мин.

Для обеспечения выполнения требований к высокой плотности компоновки ЭМСП, минимизации массы её элементов соотношение главных размеров ТЭД следует назначать в диапазоне $\frac{D_k}{L_k} = 0,75 \dots 1,5$, что позволяет реализовать высокие показатели удельной мощности, плотности момента и условий теплоотвода при минимизации потерь.

Разработана методика синтеза параметров агрегатов ЭМСП, позволяющая реализовать выполнение высоких требований к энергоэффективности, удельной тяго- и энерговооружённости за счёт применения разработанных принципов.

Научно обоснованные, разработанные принципы определения требуемых технических характеристик ЭМСП, обеспечивающих повышение комплексной эффективности ТС, могут быть использованы при проектировании перспективных и модернизации эксплуатируемых колёсных ТС.

3. Разработаны, проверены методами имитационного моделирования и экспериментальных исследований адаптивные методы оценки ключевых параметров РП в системе «ЭМСП колёсного ТС - колесо – дорога». Методы включают следующее: определение момента сил сопротивления, приведённого к валу ТЭД при управлении ЭМСП, обеспечивающим нулевые значения фазовым координатам и минимум квадратичному функционалу интегрального типа; расчёт электромагнитного крутящего момента ТЭД на основе энергетического метода через оценки потребляемой мощности и мощности потерь; оценку массы ТС посредством сопоставления момента сил сопротивления и электромагнитного момента на валу ТЭД с учётом воздействия водителя на орган управления и динамического поведении машины; оценку скольжения колеса, в том числе при криволинейном движении в тяговом и тормозном режимах качения. Все научно обоснованные и разработанные адаптивные методы оценки ключевых параметров проверены на работоспособность с помощью ММ и могут быть применены при разработке методов управления ЭМСП.

4. При исследовании дифференциальных уравнений движения тела, составленных на основании теорем о сохранении количества движения и момента количества движения, с применением критерия Бендиксона установлены закономерности возникновения нелинейных высокоинтенсивных колебаний в системе «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога» в различных режимах качения колёс:

- в ведущем, тормозном режимах качения для поступательного движения кузова ТС и вращательного движения ротора ТЭД ЭМСП возможно возбуждение нелинейных, высокоинтенсивных колебаний с увеличивающейся амплитудой возмущений вплоть до автоколебаний, поскольку критерий Бендиксона обращается в ноль $Q \equiv 0$.
- в ведущем режимах качения колеса при частичном его скольжении, соответствующих наиболее распространённым условиям движения, в зоне взаимодействия колеса с твёрдым опорным основанием автоколебательные процессы возникнуть не могут, поскольку критерий Бендиксона $Q > 0$.
- в ведущем режиме качения колеса при полном скольжении возможно возбуждение нелинейных, высокоинтенсивных колебаний, переходящих в автоколебания с «мягким» режимом возникновения для поступательного и вращательного движения колеса, т.к. критерий Бендиксона Q знакопеременен, а $L < 0$.
- в тормозном режиме качения колеса при частичном скольжении (при замедлении посредством рекуперативного торможения ТЭД, работы рабочей тормозной системы или их совместного применения) возможно возбуждение нелинейных, высокоинтенсивных колебаний вплоть до установления автоколебаний для вращательного движения с «мягким» характером возбуждения, т.к. критерий Бендиксона Q знакопеременен, а $L < 0$.
- в тормозном режиме при полном скольжении колеса (блокировке) – независимо от режима торможения (рекуперативное, рабочее или комплексное) - возникает «жёсткий» режим возникновения нелинейных, высокоинтенсивных колебаний вплоть до

установления автоколебаний для поступательного перемещения колеса, т.к. критерий Бендиксона Q знакопеременен и $L > 0$.

При возникновении в ЭМСП колёсного ТС нелинейных высокоинтенсивных колебаний, переходящих в автоколебания, их частота будет изменяться в зависимости от степени скольжения колеса относительно опорного основания и обуславливаться колебаниями величины нормальной нагрузки на колесо, возникающими при движении ТС по неровной опорной поверхности.

Определено, что при снижении в процессе движения нормальной нагрузки на ведущее или тормозящее колесо нелинейные высокоинтенсивные колебания начинаются ранее и имеют более высокую амплитуду по сравнению с колесом, для которого происходит увеличение нормальной нагрузки.

Установлено, что частоты нелинейных высокоинтенсивных колебаний в системе «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога» обусловлены частотой колебаний нормальной нагрузки на колесо при движении по неровностям опорного основания.

Установлено, что при возбуждении высокоинтенсивных, нелинейных колебаний в ЭМСП возможна инверсия знака нагрузки, а также превышение скорости её изменения до 4 раз выше допустимой.

Определено, что при возбуждении высокоинтенсивных, нелинейных колебаний в механической части ЭМСП колебательные процессы возбуждаются в её электрической части, причём их интенсивность более значительна из-за малой индуктивности электрической цепи. Это явление может быть полезным диагностическим признаком для повышения быстродействия и качества работы систем активной безопасности.

Методами имитационного ММ и экспериментальных исследований подтверждена достоверность выводов о закономерностях возбуждения высокоинтенсивных колебаний вплоть до установления автоколебаний в системе «ЭМСП колёсного ТС - колесо - дорога».

5. Научно обоснован принцип снижения динамической нагруженности ЭМСП, заключающийся в обеспечении устойчивости движения в системе «ЭМСП колёсного ТС - колесо - дорога» при выведении или недопущении поступления энергии, провоцирующей повышенное скольжение колёс в ведущем и тормозном режимах качения для предотвращения возбуждения и подавления нелинейных, высокоинтенсивных колебаний.

Разработан научно обоснованный метод, обеспечивающий реализацию научно обоснованного принципа снижения динамической нагруженности ЭМСП за счёт управления РП ЭМСП, обеспечивающего устойчивость механического движения системы «ЭМСП колёсного ТС - колесо - дорога» при предотвращении возбуждения и подавлении колебаний.

Метод предусматривает введение в расчёт величины уставки запрашиваемого для движения или замедления крутящего момента ЭМСП противофазного диссипативного (демпфирующего) момента «вязкого трения», величина которого зависит от характеристик системы как управляющего фактора для выведения или предотвращения поступления энергии, провоцирующей возбуждение или развитие колебаний при появлении повышенного скольжения колеса.

Предложены новые критерии оценки эффективности методов управления ЭМСП колёсного ТС, позволяющие оценить снижение уровня колебаний силовых и кинематических параметров РП, протекающих в системе «ЭМСП колёсного ТС колесо – дорога», средних относительных изменений парных пиковых значений для угловых скоростей ε_0^ω и крутящих моментов ε_0^M колебательных процессов.

Методами математического моделирования установлено, что разработанный метод управления РП ЭМСП, реализующий научно обоснованный принцип снижения динамической нагруженности, уменьшает пиковые значения амплитуд угловых скоростей в тяговом режиме на 27,8%, в тормозном на 98%; для моментов в тяговом режиме на 66,7%, в тормозном на 96%. Это свидетельствует о снижении динамической нагруженности системы «ЭМСП - колесо - дорога» и эффективности разработанного метода.

Разработанный метод управления РП ЭМСП может быть использован при разработке программного обеспечения системы управления проектируемых перспективных и модернизации эксплуатируемых колёсных ТС.

6. Научно обоснован принцип повышения энергоэффективности колёсного ТС с ЭМСП, заключающийся в уменьшении удельного расхода энергии на движение при снижении потерь энергии за счёт увеличения КПД и увеличения рекуперации энергии.

Разработан научно обоснованный метод, обеспечивающий реализацию научно обоснованного принципа повышения энергоэффективности колёсного ТС посредством управления РП ЭМСП при воздействии водителем только на педаль хода - метод однопедального управления. Метод предусматривает установление границ режимов движения, определение зависимостей крутящего тягового и тормозного моментов с учётом характеристик ТС и условий движения при формировании уставок крутящего момента в зависимости от уровня нажатия на педаль хода, параметров движения и характеристик ТС по синтезированным S-образным полиномиальным зависимостям. А также метод обеспечивает формирование управляющего сигнала со стороны педали хода, обеспечивающего минимизацию нарастания удельного усилия, реализацию траектории движения изображающей точки РП ЭМСП в областях с максимально возможным КПД при плавном переходе между режимами с нулевой скоростью изменения момента, что позволяет исключить возбуждение колебаний, увеличение рекуперации, за счёт реализации всех рабочих замедлений только с помощью рекуперативного торможения.

Разработан метод синтеза S-образных кривых зависимости крутящего момента от положения педали хода по заданным краевым и граничным условиям, позволяющий синтезировать зависимости для реализации метода управления РП ЭМСП, повышающего энергоэффективность колёсного ТС. Метод основан на стыковке полиномов, формирующих зависимости по значению и величине производных. Это обеспечивает плавное изменение крутящего момента, особенно в областях нулевого углового ускорения вала ТЭД, нулевой скорости ТС при изменении режима работы ЭМСП, исключает возбуждение колебаний, ударную перекладку в пределах зазоров в зацеплениях.

Методами ММ установлено, что при применении разработанного метода управления обеспечивается рекуперация до 35% энергии при движении в городском цикле и до 10% при движении в магистральном цикле.

Установлено, что при использовании метода однопедального управления все рабочие замедления реализуются исключительно за счёт рекуперативного торможения без задействования рабочей тормозной системы. При этом условия работы водителя улучшаются за счёт более рационального и равномерного использования диапазона управления педали хода до 50% в городских условиях и до 60% в условиях движения по шоссе при уменьшении количества нажатий на педаль хода.

7. Экспериментальные исследования в условиях, приближенных к эксплуатационным, включающие заезды на скользком опорном основании, подтвердили установленные закономерности возникновения в системе «ЭМСП колёсного ТС – колесо – дорога» высокоинтенсивных колебаний, вплоть до установления автоколебаний, возбуждаемых при поступлении энергии в систему, провоцирующей повышенное скольжение колёс в тяговом и тормозном режимах качения.

Причём интенсивность колебаний увеличивается с ростом скольжения. Наблюдаются явления инверсии знака момента. При возникновении колебаний отмечено увеличение скорости изменения момента выше допустимых значений. Возбуждение механических колебаний порождает высокоинтенсивные электрические колебания. Последние возникают несколько раньше ввиду меньшей инертности (индуктивности) системы и являются полезным признаком для повышения быстродействия системы управления.

Разработанный научно обоснованный принцип снижения динамической нагруженности и научно обоснованный метод управления РП ЭМСП, его реализующий, экспериментально проверены на работоспособность и эффективность.

При проведении сравнительных экспериментальных заездов на опорном основании с низкими сцепными свойствами установлено, что применение метода управления с функциями подавления колебаний позволяет снизить динамическую нагруженность системы: в тяговом режиме относительное уменьшение максимальных амплитуд колебаний крутящего момента составило 82% или в 5 раз, осреднённых амплитуд 57% или в 2 раза, скорости изменения момента 72%; для режима торможения относительное уменьшение максимальных амплитуд колебаний момента составило 82% или в 5 раз, осреднённых амплитуд на 70% или в 3 раза, скорости изменения момента на 75%; при исследовании старта на подъёме интенсивность колебаний частот вращения снизилась в 8 раз, а для крутящих моментов колебания исключены, что позволило повысить качество системы помощи на подъёме при уменьшении откатов ТС на 15%. Также отмечено уменьшение амплитуд колебаний тока на 53% или в 2 раза при снижении скорости изменения тока на 72%.

Разработанный научно обоснованный принцип повышения энергоэффективности и научно обоснованный метод однопедального управления РП ЭМСП, его реализующий, экспериментально проверены на работоспособность и эффективность.

При выполнении сравнительных заездов в условиях, приближенных к эксплуатационным, установлено, что применение метода однопедального управления позволяет снизить удельные энергозатраты на 1 километр пути на 12 %, а также ЭМСП обеспечивает идентичные динамические свойства машины по сравнению с классическим методом управления.

Значения максимальных и средних ускорений и замедлений сопоставимы с классическим вариантом управления при снижении осреднённого тягового крутящего момента на 30%, максимального на 3%, увеличение осреднённых значений рекуперативного момента на 8%, а максимального на 35%. Использование метода управления позволяет снизить осреднённый потребляемый ток на 30%; увеличить осреднённый рекуперативный ток на 20%, а максимальный на 35%; полностью исключить задействование рабочей тормозной системы для эксплуатационных рабочих замедлений.

Установлено, что применение метода однопедального управления при реализации всех рабочих замедлений исключительно за счёт рекуперативного торможения без задействования рабочей тормозной системы удельные затраты энергии на 0,03 кВт·ч/км, затрачиваемые на привод агрегатов пневматической системы.

Подтверждено, что при применении метода однопедального управления РП ЭМСП при переходах между режимами работы с нулевой скоростью изменения момента отсутствуют колебания вала двигателя, ударные перекладки в пределах зазоров в зацеплениях.

Разработанные рекомендации, методики, методы управления, алгоритмы и их программная реализация, установленные закономерности РП могут использоваться при проектировании перспективных и модернизации эксплуатируемых ТС с ЭМСП.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Работы, входящие в перечень ВАК и Scopus

1. Климов А. В. Синтез адаптивного наблюдателя момента сопротивления на валу тягового электродвигателя / А. В. Климов // Тракторы и сельхозмашины. – 2023. – Т. 90, № 2. – С. 99-105. – DOI 10.17816/0321-4443-119856. – EDN VKZKOY. **Издание входит в перечень Scopus и ВАК, категория К1.**

2. Климов А. В. Наблюдатель тягового электромагнитного момента на валу тягового электродвигателя / А. В. Климов // Тракторы и сельхозмашины. – 2023. – Т. 90, № 5. – С. 423-

432. – DOI 10.17816/0321-4443-472138. – EDN VHDJBL. **Издание входит в перечень Scopus и ВАК, категория K1.**

3. Research into the Peculiarities of the Individual Traction Drive Nonlinear System Oscillatory Processes / A. V. Klimov, B. K. Ospanbekov, A. V. Keller [et al.] // World Electric Vehicle Journal. – 2023. – Vol. 14, No. 11. – P. 316. – DOI 10.3390/wevj14110316. – EDN BIISTI. **Издание входит в перечень Scopus, категория Q2.**

4. Климов А. В. Исследование вынужденных колебаний в нелинейной системе индивидуального тягового электропривода / А. В. Климов // Тракторы и сельхозмашины. – 2024. – Т. 91, № 3. – С. 291-302. – DOI 10.17816/0321-4443-623828. – EDN SIWLNA. **Издание входит в перечень Scopus и ВАК, категория K1.**

5. Климов А. В. Исследование методов повышения энергоэффективности с учётом режимов работы тягового электропривода методами виртуального математического моделирования / А. В. Климов // Тракторы и сельхозмашины. – 2024. – Т. 91, № 1. – С. 65-74. – DOI 10.17816/0321-4443-569208. – EDN HACBBS. **Издание входит в перечень Scopus и ВАК, категория K1.**

6. Detecting Wheel Slip to Suppress Self-Excited Oscillations in Braking Mode / A. V. Klimov, B. K. Ospanbekov, A. V. Antonyan [et al.] // World Electric Vehicle Journal. – 2024. – Vol. 15, No. 8. – P. 340. – DOI 10.3390/wevj15080340. – EDN FHAZAU. **Издание входит в перечень Scopus, категория Q2.**

7. Klimov A.V.; Antonyan, A.V.; Keller, A.V.; Shadrin, S.S.; Makarova, D.A.; Furletov, Y.M. Anti-Slip Control System with Self-Oscillation Suppression Function for the Electromechanical Drive of Wheeled Vehicles. World Electr. Veh. J. 2025, 16, 84. <https://doi.org/10.3390/wevj16020084>. **Издание входит в перечень Scopus, категория Q2.**

8. Климов А. В. Исследование режимов возникновения автоколебаний в тяговом электроприводе электробуса в условиях эксплуатации / А. В. Климов // Грузовик. – 2024. – № 3. – С. 3-8. – DOI 10.36652/1684-1298-2024-3-3-8. – EDN FXLUUX. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

9. Климов А. В. Влияние закона управления на колебательные процессы в электромеханическом приводе / А. В. Климов // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2025. – Т. 22, № 1(101). – С. 90-101. – DOI 10.26518/2071-7296-2025-22-1-90-101. – EDN ZHDKFE. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

10. Климов А.В. Исследование работоспособности алгоритма импульсного подавления автоколебательных явлений в электромеханической системе тягового электрического привода в тормозном режиме методами имитационного моделирования / А.В. Климов // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2024. Т. 21, № 6. – с. 914-939. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-6-914-930>. EDN: FHKCQK. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

11. Климов А. В. Исследование эффективности алгоритма подавления автоколебаний при трогании на подъёме / А. В. Климов // Грузовик. – 2024. – № 9. – С. 10-13. – DOI 10.36652/1684-1298-2024-9-10-13. – EDN EMVMOL. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

12. Климов А.В. Исследование работоспособности и эффективности алгоритма подавления автоколебаний при интенсивном начале движения на подъёме // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2024. - Т. 24, № 4. С. 124–139. DOI: 10.14529/engin240410. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

13. Климов А. В. Исследование эффективности алгоритма управления ускорением и замедлением транспортного колёсного средства посредством педали хода / А. В. Климов // Известия МГТУ МАМИ. – 2024. – Т. 18, № 1. – С. 19-32. – DOI 10.17816/2074-0530-622753. – EDN TXQUWV. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

14. Климов А. В. Исследование эффективности алгоритма управления ускорением и замедлением электробуса посредством педали хода / А. В. Климов // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2024. – № 1(144). – С. 107-117. – EDN JGTLWK. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

15. Климов А. В. Исследование работоспособности алгоритма импульсного подавления автоколебательных явлений в электромеханической системе тягового электрического привода в тяговом режиме методами имитационного моделирования / А. В. Климов А. В. Антонян // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2024. – № 2(145). – С. 111-122. – EDN PSBFIA. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

16. Климов А. В. Исследование работоспособности и эффективности алгоритма управления ускорением и замедлением транспортного колёсного средства посредством педали хода в условиях магистрального движения / А. В. Климов Б. К. Оспанбеков, А. В. Антонян // Известия МГТУ МАМИ. – 2024. – Т. 18, № 2. – С. 129-138. – DOI 10.17816/2074-0530-625971. – EDN MDMRTP. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

17. Климов А. В. Исследование эффективности алгоритма однопедального управления / А. В. Климов Д. А. Новгородов, Г. Ю. Давоян // Грузовик. – 2024. – № 8. – С. 6-11. – DOI 10.36652/1684-1298-2024-8-6-11. – EDN HFFBEF. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

18. Климов А. В. Экспериментальное исследование эффективности и работоспособности алгоритма однопедального управления транспортным средством / А. В. Климов, Д. А. Новгородов, Г. Ю. Давоян // Грузовик. – 2024. – № 12. – С. 14-18. – DOI 10.36652/1684-1298-2024-12-14-18. – EDN MBSIXA. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

19. Климов А. В. Колебательные процессы в нелинейной системе индивидуального тягового электрического привода / А. В. Климов // Грузовик. – 2023. – № 7. – С. 19-24. – DOI 10.36652/1684-1298-2023-7-19-24. – EDN RXPWMI. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

20. Климов А. В. Подавление автоколебаний ведущих колёс в тормозном режиме / А. В. Климов // Грузовик. – 2023. – № 9. – С. 6-14. – DOI 10.36652/1684-1298-2023-9-6-14. – EDN PUCDXP. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

21. Климов А. В. Алгоритм формирования уставок крутящего и тормозного моментов на валу тягового электродвигателя посредством одной педали / А. В. Климов // Известия МГТУ МАМИ. – 2023. – Т. 17, № 3. – С. 261-271. – DOI 10.17816/2074-0530-321668. – EDN JGDOGP. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

22. Климов А. В. Исследование особенностей протекания колебательных процессов в нелинейной системе индивидуального тягового привода электробуса / А. В. Климов А. В. Антонян // Известия МГТУ МАМИ. – 2023. – Т. 17, № 1. – С. 87-96. – DOI 10.17816/2074-0530-115233. – EDN DVWXHE. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

23. Климов А. В. Противобуксовочная система с функцией подавления автоколебаний колёс в тяговом режиме работы / А. В. Климов // Труды МАМИ. – 2023. – № 3(294). – С. 44-56. – DOI 10.51187/0135-3152-2023-3-44-56. – EDN XJXUWX. **Издание входит в перечень ВАК, категория К2.**

24. Климов А. В. Различные виды тяговых синхронных двигателей для городских условий эксплуатации / А. В. Климов А. М. Тишин, В. Г. Чиркин // Грузовик. – 2021. – № 6. – С. 3-7. – EDN ZTRMYW. **Издание входит в перечень Scopus, категория K2.**

25. Климов А. В. Испытания эффективности алгоритма подавления автоколебаний при интенсивном торможении транспортного средства / А. В. Климов // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. – 2024. – Т. 21, № 5(99). – С. 692-713. – DOI 10.26518/2071-7296-2024-21-5-692-713. – EDN FWBAXZ. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

26. Верификация имитационной модели движения электробуса КАМАЗ / И. К. Масленников, К. Е. Карпухин, А. В. Климов Б. К. Оспанбеков // Труды НАМИ. – 2021. – № 4(287). – С. 60-67. – DOI 10.51187/0135-3152-2021-4-60-67. – EDN XXKTNH. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

27. Жилейкин М. М. Алгоритм формирования управляющего сигнала со стороны педали акселератора, обеспечивающий энергоэффективное потребление электроэнергии тяговым приводом электробуса / М. М. Жилейкин, А. В. Климов И. К. Масленников // Известия МГТУ МАМИ. – 2022. – Т. 16, № 1. – С. 51-60. – DOI 10.17816/2074-0530-100232. – EDN ELJNKK. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

28. Жилейкин М. М. Анализ энергоэффективности электродинамической противобуксовочной системы городского электробуса / М. М. Жилейкин, А. В. Климов И. К. Масленников // Известия МГТУ МАМИ. – 2022. – Т. 16, № 2. – С. 161-171. – DOI 10.17816/2074-0530-96733. – EDN UWWOTV. **Издание входит в перечень ВАК, категория K2.**

Сборники научных трудов конференций и прочие издания, входящие в перечень РИНЦ

29. Analysis of the Tendentious Developing of the New Materials Used in the Production of Traction Electric Motors / A. V. Klimov, F. A. Ryabtsev, V. R. Anisimov [et al.] // 2021 Intelligent Technologies and Electronic Devices in Vehicle and Road Transport Complex, TIRVED 2021 - Conference Proceedings, Moscow, 11–12 ноября 2021 года. – Moscow, 2021. – P. 9639131. – DOI 10.1109/TIRVED53476.2021.9639131. – EDN NHJWFY. **Сборники научных трудов конференций. Издание входит в перечень РИНЦ.**

30. Optimisation of the Rotor Speed as a way to Improve Specific Indicators of Traction Electric Motors / V. R. Anisimov, V. V. Filatov, A. V. Klimov [et al.] // 2021 Systems of Signals Generating and Processing in the Field of on Board Communications, Conference Proceedings, Moscow, 16–18 марта 2021 года. – Moscow, 2021. – P. 9416120. – DOI 10.1109/IEEECONF51389.2021.9416120. – EDN IZTBMX. **Сборники научных трудов конференций. Издание входит в перечень РИНЦ.**

31. Analysis of operating modes of a traction electric drive / A. V. Klimov, V. V. Filatov, B. K. Ospanbekov [et al.] // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 2019 International Conference on Digital Solutions for Automotive Industry, Roadway Maintenance and Traffic Control, DS ART 2019, Cholpon-Ata, 01 ноября 2019 года. Vol. 832. – BRISTOL: Institute of Physics Publishing, 2020. – P. 012081. – DOI 10.1088/1757-899X/832/1/012081. – EDN RNAFFV. **Сборники научных трудов конференций. Издание входит в перечень РИНЦ.**

32. Климов А. В. О некоторых конструктивных особенностях и видах транспортных тяговых электрических двигателей / А. В. Климов В. Г. Чиркин, А. М. Тишин // Автомобильная промышленность. – 2021. – № 7. – С. 15-21. – EDN FEETSV. **Издание входит в перечень РИНЦ.**

33. Климов А. В. Наблюдатель буксования ведущих колёс с функцией подавления автоколебаний в тяговом режиме / А. В. Климов // Транспортные системы. – 2023. – № 2(28). – С. 17-29. – DOI 10.46960/2782-5477_2023_2_17. – EDN HRSZDR. **Издание входит в перечень РИНЦ.**

34. Исследование эксплуатационных показателей тягового электрооборудования электробуса в городских условиях движения / И. К. Масленников, К. Е. Карпухин, А. В. Климов, Б. К. Оспанбеков // Технологии и компоненты наземных интеллектуальных транспортных систем., Москва, 16–18 октября 2019 года. – Москва: НАМИ, 2019. – С. 377-384. – EDN LAOQFT. **Сборники научных трудов конференций. Издание входит в перечень РИНЦ.**

35. Об эквивалентных режимах работы трансмиссий транспортных средств с тяговым электроприводом / А. В. Климов, И. В. Ухов, Ф. А. Рябцев, М. Ю. Карелина // Научные исследования: итоги и перспективы. – 2020. – Т. 1, № 1. – С. 61-68. – DOI 10.21822/2713-220X-2020-1-1-61-68. – EDN ERYJZI. **Сборники научных трудов конференций. Издание входит в перечень РИНЦ.**

36. Климов А. В. О некоторых аспектах повышения энергоэффективности силовых агрегатов современных транспортных средств / А. В. Климов, И. В. Ухов, Ф. А. Рябцев // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. – 2020. – № 1(23). – С. 6. – EDN GIUHMF. **Издание входит в перечень РИНЦ.**

37. Исследование режимов нагружения трансмиссий транспортных средств с тяговым электроприводом / А. В. Климов, И. В. Ухов, Ф. А. Рябцев, М. Ю. Карелина // Наука и творчество: вклад молодёжи: Сборник материалов всероссийской молодёжной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, Махачкала, 11–12 ноября 2020 года. – Махачкала: Типография ФОРМАТ, 2020. – С. 228-233. – EDN GDBDNP. **Сборники научных трудов конференций. Издание входит в перечень РИНЦ.**

38. Имитационное моделирование тягового энергетического оборудования среднетоннажных грузовых электромобилей / И. В. Ухов, А. В. Климов, Ф. А. Рябцев, М. Ю. Карелина // Наука и творчество: вклад молодёжи: Сборник материалов всероссийской молодёжной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, Махачкала, 11–12 ноября 2020 года. – Махачкала: Типография ФОРМАТ, 2020. – С. 234-238. – EDN KRPPEB. **Сборники научных трудов конференций. Издание входит в перечень РИНЦ.**

39. Исследование эксплуатационных показателей тягового электрооборудования электробуса в городских условиях движения / И. К. Масленников, К. Е. Карпухин, А. В. Климов, Б. К. Оспанбеков // Технологии и компоненты наземных интеллектуальных транспортных систем., Москва, 16–18 октября 2019 года. – Москва: НАМИ, 2019. – С. 377-384. – EDN LAOQFT. **Сборники научных трудов конференций. Издание входит в перечень РИНЦ.**

ПАТЕНТЫ

1. Патент № 2797069 С1 Российская Федерация, МПК В60К 17/12, В60L 15/20, В60L 3/10. Способ управления индивидуальным тяговым электроприводом ведущих колес многоколесного транспортного средства: № 2023103483: заявл. 16.02.2023; опубл. 31.05.2023 / А.В. Климов, Б.К. Оспанбеков, М.М. Жилейкин [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество "КАМАЗ". – EDN QAUBVR.

2. Патент № 2799275 С1 Российская Федерация, МПК В60W 10/04, В60W 10/192, В60L 15/00. Способ управления ускорением и замедлением транспортного средства с тяговым электрическим приводом с помощью одной педали хода: № 2023110482: заявл. 24.04.2023;

опубл. 04.07.2023 / А.В. Климов, М.М. Жилейкин, Б.К. Оспанбеков [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». – EDN PGQFUB.

3. Патент на полезную модель № 191010 U1 Российская Федерация, МПК В60К 1/04, В60R 16/04, В60L 50/60. Электрическое колёсное транспортное средство: № 2019103737: заявл. 11.02.2019: опубл. 18.07.2019 / А.В. Климов, Р.Д. Скутар, Р.Ш. Биксалиев [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». – EDN OOXOKJ.

4. Патент на полезную модель № 193812 U1 Российская Федерация, МПК В60G 99/00. Система подвески транспортного средства с эффектом рекуперации: № 2019118519: заявл. 14.06.2019: опубл. 15.11.2019 / А.В. Климов; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». – EDN TVEWON.

5. Патент на полезную модель № 219101 U1 Российская Федерация, МПК В60К 1/02, В60К 7/00, В60К 17/00. Мехатронный мост низкопольного автобуса: заявл. 17.04.2023: опубл. 28.06.2023 / Г.О. Котиев, А.Б. Карташов, Е.С. Шкарупелов [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». – EDN OAPGVW.

6. Патент на промышленный образец № 140991 Российская Федерация. Электродвигатель: № 2023505566: заявл. 10.11.2023: опубл. 13.03.2024 / А.В. Климов, Р.А. Симачев, А.А. Ноздрюхин [и др.]; заявитель Публичное акционерное общество "КАМАЗ". – EDN BIVDNH.

7. Патент на полезную модель № 182650 U1 Российская Федерация, МПК В60L 11/18, В60K 1/00, В60K 17/356. тяговый электрический привод для грузового аккумуляторного электрического колесного транспортного средства : № 2018100889 : заявл. 10.01.2018 : опубл. 24.08.2018 / А. В. Климов, Р. Р. Маликов ; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». – EDN YVUMWM.

8. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021618808 Российская Федерация. Программный пакет для генерации С-кода для семейства электронных блоков управления НУ-ТТС500х: № 2021617840: заявл. 24.05.2021: опубл. 01.06.2021 / И. К. Масленников, А.В. Климов, Б.К. Оспанбеков; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». – EDN ASVVDP.

9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021618809 Российская Федерация. Программный пакет для генерации С-кода для семейства электронных блоков управления НУ-ТТС30х: № 2021617843: заявл. 24.05.2021: опубл. 01.06.2021 / И.К. Масленников, А.В. Климов, Б.К. Оспанбеков; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». – EDN WYIIVD.

10. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021618951 Российская Федерация. Программный пакет для генерации С-кода для микроконтроллеров TMS570LS11х/12х/31х/21х: № 2021617846: заявл. 24.05.2021: опубл. 02.06.2021 / И. К. Масленников, А.В. Климов, Б.К. Оспанбеков; заявитель Публичное акционерное общество «КАМАЗ». – EDN MKZURS.